

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

METODOLOGIA PARA CALIBRAÇÃO DE ROTÂMETRO DE
ÁGUA OPERANDO COM O FLUIDO R134a

Autor: José Pedro Dias Filho
Orientador: Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**METODOLOGIA PARA CALIBRAÇÃO DE ROTÂMETRO DE ÁGUA OPERANDO
COM O FLUIDO R134A**

Autor: **José Pedro Dias Filho**

Orientador: **Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury**

Co-Orientador: **Prof. Dr. Luiz Machado**

Curso: Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Calor e Fluídos

Dissertação apresentada à banca examinadora de Pós Graduação do Departamento de Engenharia Mecânica, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Belo Horizonte, 2006
MG – Brasil



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 – Campus Universitário

31270-901 – Belo Horizonte – MG

Tel.: +5 31 3499-5145, Fax: +55 31 3443-3783

E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

“METODOLOGIA PARA CALIBRAÇÃO DE ROTÂMETRO DE ÁGUA OPERANDO COM O FLUIDO R134a”

JOSÉ PEDRO DIAS FILHO

Dissertação defendida e aprovada em 29, de agosto de 2006, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "Calor e Fluidos"

Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury – Orientador

Prof. Dr. Luiz Machado – Co-orientador

Prof. Dr. Antônio Augusto Torres Maia – Examinador 1

Prof. Dr. Márcio Fonte Boa Cortez – Examinador 2

Agradecimentos

Agradeço a todas as pessoas que contribuíram para realização deste trabalho. Em especial, agradeço:

À minha família, em especial ao meu filho Marcus Vinícius Fonseca Dias e à minha esposa Vânia Natividade Cota da Fonseca Dias pela compreensão e apoio.

Aos professores Luiz Machado e Ricardo Nicolau Nassar Koury por acreditarem e investirem neste trabalho.

Ao professor Antônio Augusto Torres Maia pela ajuda na realização dos ensaios.

Resumo

Filho, José Pedro Dias, Seleção de um modelo matemático para construção da escala de um medidor de vazão de área variável, Dissertação (Mestrado), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 92p.,2006

A medição de vazão de fluidos nas indústrias que utilizam máquinas térmicas como turbinas, caldeiras e refrigeradores assume um caráter imprescindível no monitoramento e controle de diversos processos. No mercado, encontram-se vários tipos de medidores de vazão, baseados em diferentes princípios físicos. A escolha do medidor mais adequado se dá em função do tipo de fluido, das condições de trabalho, etc. Dentre os mais empregados estão aqueles que utilizam o princípio físico de área variável, comercialmente conhecidos por rotâmetros, têm a vantagem de possuir leitura direta e ser de fácil instalação. Entretanto, o valor médio de mercado para esse tipo de medidor utilizados em máquinas de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor é da ordem de R\$1.000,00. Os fabricantes justificam seu custo pela dificuldade em calibrar esses aparelhos, pois trabalham em sistemas fechados, com valores elevados de pressão. Os objetivos deste trabalho foram a seleção de um modelo matemático para medidores de vazão de área variável, dentre alguns disponíveis na literatura, e sua utilização para calibração de um rotâmetro projetado para água e de custo reduzido, para trabalhar com o fluido refrigerante R134A. O modelo selecionado na literatura foi validado através da comparação dos resultados teórico obtidos através da simulação desse modelo com valores experimentais obtidos em um banco de ensaios experimentais do laboratório de refrigeração da UFMG. Os resultados obtidos mostraram que o modelo selecionado na literatura pode ser utilizado na calibração de medidores de área variável e também na determinação de parâmetros físicos para construção de um novo medidor.

Palavras chaves: Medida de vazão, máquina frigorífica, rotâmetro, medidas por efeito de arraste.

Abstract

Filho, José Pedro Dias, Seleção de um modelo matemático para construção da escala de um medidor de vazão de área variável, Dissertação (Mestrado), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 92p.,2006

The measurement of fluid flow in the industries that use thermo machines such as turbines, caldron and coolers have an indispensable pattern on the monitoring and control of various processes. In their market, there are many types of fluid gauges, based in different physical principles. The choosing of a suitable gauge depends upon the type of the fluid and the conditions of the work, etc. Between the most employed are those that use the physical principle of variable area, commercially known as rotameters, by its easy reading and easy installation advantage. However the average price in the market for this type of gauge used in cooler machines worth around US\$460,00. The manufacturers justify their cost by the difficulties of the calibration process and because it works in closed systems, with high pressure values. The objectives of this work the were selection of a mathematic model of variable area flow gauge, among those available in the literature, and its utilization to calibrate a low cost rotameter to working with a refrigerant fluid R134. The model selected in the literature will be validated through the comparison of theoretical results, obtained from simulation of this model, with experimental values, obtained through an experimental assay bench at UFMG Cooling Lab. The results obtained showed that the model presented in the literature can be used for calibrate in the variable area gauge and also in the determination of physical parameters to build this meter.

Key words: Flow measurement, cooling machine , rotameter, measurement by drag effects.

NOMENCLATURA

Letras latinas

A	Área do tubo correspondente ao diâmetro D	[m ²]
a	Constante indicativa da conicidade do tubo	
A _a	Área anular de medição compreendida entre o tubo e o flutuador em D	[m ²]
Ad	Adimensional	
A _f	Area frontal do flutuador	[m ²]
A _i	Área do tubo na extremidade infeior (entrada)	[m ²]
C	Correção do SM	Ad
C _a	Coefficiente de arraste	Ad
C _k	Correção associada a k-ésima fonte de incerteza	Ad
D	Diâmetro do tubo na elevação da seção de medição do flutuador	[m]
d _c	Diâmetro do tubo na extremidade inferior	[m]
D _f	Diâmetro do flutuador na seção de medição	[m]
E	Erro de medição	
E	Entalpia	[kJ/kg]
E _a	Erro aleatório	
E _g	Erro grosseiro	
E _{max}	Erro máximo do S.M. nas condições em que as medições foram efetuadas	
E _s	Erro sistemático	
F	Força de arraste sobre o flutuador	[N]
f.e.	Fundo de escala	

G	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
g	Aceleração local da gravidade	[m/s ²]
K	Coefficiente de vazão	Ad
k	Relação dos calores específicos	Ad
k_{95}	Fator de abrangência estimado para o nível de confiança de 95%	Ad
L	Comprimento característico, para medidores de tubos cônicos e flutuador: $D - D_f$	[m]
M_f	Massa do flutuador	[Kg]
\dot{m}	Vazão do fluido frigorífico	[kg/h]
MI	média das indicações do sistema de medição	
N	Rotação do compressor	[rpm]
P	Pressão (P_1 é a pressão em A_1 e P_2 é a pressão na saída de A)	[Pa]
P	Número de fontes de incerteza	
P_1, P_2	Pressões do fluido nas seções 1 e 2 respectivamente	[Pa]
\bar{q}	Média de k observações de q	
Q	Vazão em volume do fluido sendo medido	[m ³ /s]
Q_m	Vazão mássica do fluido sendo medido	[Kg/s]
Re	Número de Reynolds	Ad
Re	Repetitividade	
RM	Resultado da Medição	
s	Desvio padrão experimental da amostra de n medidas.	
SM	Sistema de medição	
t	Coefficiente “t” de Student	
Td	Tendência	
U_{95}	Incerteza expandida do processo de medição calculada para um nível de confiança de 95%	

u_c	Incerteza padrão combinada	
u	Incerteza padrão	
u_m	Velocidade de escoamento do fluido entre o tubo e o flutuador	[m/s]
V	Cilindrada do compressor	[cm ³]
v.i.	Valor instantâneo	
V_1 e V_2	Velocidade de escoamento do fluido nas seções 1 e 2 respectivamente	[m/s]
V_f	Volume total do flutuador	[m ³]
V_i	Velocidade de escoamento do fluido em relação a área A_i	[m/s]
VVC	Valor verdadeiro convencional	
y	Distância vertical a partir da entrada do tubo cônico	[m]

Letras gregas

ρ_{asp}	Massa específica do fluido frigorífico aspirado	[kg/m ³]
η_v	Rendimento volumétrico do compressor	Ad
ν	número de graus de liberdade	Ad
ρ	Massa específica do fluido	[Kg/m ³]
ρ_f	Massa específica do flutuador	[Kg/m ³]
ΔI_{max}	Valor absoluto da variação máxima de uma indicação em relação a seu valor médio	Ad
α	D/D_f	Ad
γ	E o produto da massa específica pela aceleração da gravidade	[kg/m ² .s ²]
Λ	Elevação acima de uma referência	[m]
μ	Viscosidade absoluta do fluido	[Kg/m.s]

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO.....	1
1. MEDIDORES DE VAZÃO	4
1.1. Introdução.....	4
1.2. Vazão volumétrica	5
1.3. Medidores de pressão diferencial.....	5
1.3.1. Placa de orifício.....	5
1.3.2. Tubo de Venturi.....	6
1.3.3. Tubo de Pitot	8
1.3.2 Medidores tipo Coriolis	8
1.4. Medidores de área variável.....	9
1.4. Tabela comparativa.....	11
1.5. Considerações finais.....	14
2. CICLO DE REFRIGERAÇÃO	15
2.2. Fluido refrigerante	15
2.3. Interação com óleo e água	19
2.4. Interação com materiais	19
2.5. O processo de compressão.....	20
2.6. Temperatura de condensação:.....	22
2.7. Temperatura de evaporação.....	22
2.8. Considerações finais.....	24
3. MATERIAIS E MÉTODOS.....	25
3.2. Introdução.....	25
3.3. Dispositivo experimental.....	25
3.2.1. Compressor	30
3.2.2. Condensador a água	31

3.2.3. Condensador a ar.....	32
3.2.4. Sub-resfriador	33
3.2.5. Dispositivo de expansão	34
3.2.6. Evaporador a água.....	35
3.2.7. Evaporador a ar	36
3.2.8. Dimensionamento dos circuitos de ar	37
3.2.9. Sistema de recuperação térmica.....	38
3.2.10. Sistemas de medição	39
3.2.10.1. Medidores de temperatura.....	40
3.2.10.2. Medidores de pressão	40
3.2.10.3. Medidor de vazão	41
3.2.10.4. Medidor de rotação.....	41
3.2.11. Sistema de aquisição de dados	42
3.3. Considerações finais.....	42
4. MODELOS MATEMÁTICOS.....	43
4.4. Introdução.....	43
4.5. Modelos matemáticos.....	43
4.6. Modelo proposto por Holman.....	45
4.7. Modelo proposto por Delmée	48
4.8. Considerações finais.....	57
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	58
5.1. Introdução.....	58
5.2. Condições dos ensaios.....	58
5.3. Parâmetros físicos do rotâmetro	59
5.4. Vazão do fluido secundário no evaporador	59

5.5. Massa específica do flutuador do rotâmetro.....	59
5.6. Medidas de vazão e posição do flutuador.....	59
5.7. Discussão dos resultados	61
5.12. Considerações finais.....	65
CONCLUSÕES.....	66
BIBLIOGRAFIA.....	71
ANEXO A	73
1. Placa de Orifício.....	73
ANEXO B	76
1. RENDIMENTO VOLUMÉTRICO DE UM COMPRESSOR A PISTÃO	76
1. ANEXO C	78
2. ANEXO D.....	87
1. Introdução.....	87
2. Ruído e interferência.....	87
3. Erros de Medição	87
4. Tipos de erros	88
4.1. Erro sistemático	88
4.2. Erro aleatório.....	88
4.3. Erro grosseiro	89
5. Incerteza de Medição	89
5.5. Incerteza Padrão.....	90
5.6. Incerteza padrão tipo A	90
5.7. Incerteza padrão tipo B.....	90
6. Medições diretas	90
7. Medições indiretas	91

8. Resultados da medição.....	93
9. O detalhamento do cálculo das incertezas para a vazão do fluido secundário no evaporador	93
10. O detalhamento do cálculo das incertezas para a Massa específica do flutuador do rotâmetro	94
11. Análise das incertezas do modelo deduzido por Delmée.....	95
12. Considerações finais.....	96

Lista de figuras

Figura 1.1- Medidor de placa de orifício. fonte: My space.....	6
Figura 1.2 - Tipos de tubo de Venturi. Fonte: My space	7
Figura 1.3 - Tubo de Pitot duplo com as tomadas de pressão estática e total.	8
Figura 1.4- Esquema de um medidor tipo Coriolis. Fonte: My space	9
Figura 1.5 - Esquema de um medidor tipo Coriolis. Fonte: ABNT NBR 10396 (1988).....	9
Figura 1.6 - Exemplos de tipos de flutuadores utilizados. Fonte: Campos et. al., (1999)	10
Figura 1.7 - Medidor de área variável.....	11
Figura 1.8- fotografia de um flutuador. Escala em cm.	11
Figura 2.1 - Esquema dos ciclos de um compressor. Fonte: My space, 2006.....	20
Figura 2.2 - Cilindro do compressor a pistão indicando o volume morto (V_m) e a cilindrada (V)	21
Figura 2.3 - Evoluções da vazão mássica do refrigerante em função da rotação do compressor, da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação.	22
Figura 2.4. - Evoluções da taxa de transferência de calor no evaporador em função da rotação do compressor, da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação.....	23
Figura 3.1– Fotografia do banco de ensaios experimentais existente no Laboratório de Refrigeração do DEMEC/UFMG.....	26
Figura 3.2 – Esquema do banco de testes experimentais original do Laboratório de Refrigeração do DEMEC/UFMG.....	27
Figura 3.3 - Esquema do banco de testes experimentais existente no Laboratório de Refrigeração do DEMEC/UFMG.....	28
Figura 3.4 -Fotografia do compressor Bitzer.	31
Figura 3.5– Esquema do condensador e do circuito de fluido secundário.....	31
Figura 3.6-Fotografia do condensador	32
Figura 3.7 - Esquema do condensador a ar.	33
Figura 3.8.- Condensador a ar	33
Figura 3.9 -Fotografia do sub-resfriador.....	34
Figura 3.10 -Fotografia da válvula de expansão termostática.....	34
Figura 3.11– Esquema do evaporador	35
Figura 3.12 -Fotografia do evaporador	35

Figura 3.13 - Esquema do evaporador a ar.....	36
Figura 3.14 – Evaporador a ar	37
Figura 3.15– Esquema do sistema de aquecimento elétrico.....	39
Figura 3.16 -Fotografia de um dos termopares tipo T	40
Figura 3.17 -Fotografia dos manômetros do tipo Bourdon.....	40
Figura 3.18. -Fotografira do medidor a efeito coriolis	41
Figura 3.19. -Fotografia do rotâmetro	
Figura 4.1.- Evolução das curvas de vazão para cinco modelos teóricos.	45
Figura 4.2– Esquema de um rotâmetro. Fonte: Holman	46
Figura 4.3- filete líquido para dedução da equação de Bernoulli. Fonte: Delmée 1999.....	48
Figura 4.4. - Influência da massa específica do fluido na medida de vazão	52
Figura 4.5. - Influência da massa específica do flutuador na medida de vazão.	53
Figura 4.6. - Influência do diâmetro do flutuador na medida de vazão.....	53
Figura 4.7. Influência da conicidade do tubo cônico na medida de vazão.....	54
Figura 4.8. Aumento percentual da vazão para um aumento de 30% nos parâmetros do rotâmetro e do fluido	55
Figura 4.9 Redução percentual da vazão para um aumento de 30% no diâmetro do flutuador	55
Figura 4.10 Redução percentual da vazão para um aumento de 30% no coeficiente de arraste	56
Figura 5.1 - Evolução da vazão mássica do refrigerante em função da rotação do compressor, da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação.	61
Figura 5.2. - Curva dos dados experimentais em função da posição do flutuador com linha de tendência	62
Figura 5.3. - Curva de vazão atualizada dos dados experimentais em função do modelo de Delmée.....	63
Figura 5.4. - Evolução das curvas experimetal e teórica para o modelo de Delmée.....	64
Figura 5.5. - Posição do flutuador em função da vazão do fluido frigorífico R134.....	65
Figura 0.1 – Proposta para fabricação do tubo cônico de um rotâmetro	68
Figura 0.2 – Proposta para fabricação de flutuador para rotâmetros.....	69
Figura 1 - escoamento de um fluido ideal através de uma placa de orifício. Fonte: My space.(2006).....	74

Figura 2 - Foto de um dispositivo experimental para analisar o escoamento do fluido por uma placa de orifício. Fonte: Delmée 1999.....	74
Figura 1.1 Representação esquemática de um compressor a pistão	76

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 - Tabela comparativa dos principais medidores de vazão. Fonte: Delmée (1999).	13
Tabela 2.1 – Propriedades de fluidos refrigerantes utilizado a partir de 1930. Fonte: My space, 2006	16
Tabela 2.2 – Principais fluidos refrigerantes e suas propriedades. Fonte: Dupont, 2006.....	18
Tabela 2.3 – Impacto do uso dos hidrocarbonetos R600a e R290. Fonte: Silva (2006).....	19
Tabela 5.1 Parâmetros físicos do rotâmetro	59
Tabela 5.2. – Vazão do fluido secundário no evaporador.....	59
Tabela 5.3. - Massa específica do flutuador do rotâmetro	59
Tabela 5.4. - Medidas de vazão e posição do flutuador para rotações de 600, 700 e 800rpm, temperatura de condensação de 40°C e 45°C e temperatura de evaporação de -5°C, 0°C, 5°C e 10°C.....	60
Tabela 5.5. - Variação dos modelos para os dados experimentais e teóricos	63
Tabela 0-1 – Resultados de medição. Fonte: Gonçalves (1999).....	93

INTRODUÇÃO

A medição de vazão de fluidos, que pode ser explicada como a taxa de massa ou volume de um fluido que atravessa uma certa seção, sempre esteve presente na era da modernidade. Hoje tem-se desde os hidrômetros das residências, os marcadores das bombas dos postos de combustível até medidores de maior porte nas indústrias que utilizam máquinas térmicas, como turbinas, caldeiras e refrigeradores.

Na indústria, a medida de vazão assume um caráter imprescindível no monitoramento e controle de diversos processos.

Os medidores de vazão se baseiam em diferentes princípios físicos, como por exemplo a pressão diferencial entre dois pontos de uma linha de corrente de fluido. Dentre os elementos primários associados a esse princípio físico estão a placa de orifício, o bocal de vazão, o tubo de Venturi, e outros.

A escolha do medidor de vazão adequado se dá em função do tipo de fluido (composição química, estado físico, etc), das variáveis de estado (pressão, temperatura, vazão), condições de trabalho (tipo de equipamento: compressor, bomba, turbina). Na tabela 1.1 podem-se observar os principais tipos de medidores de vazão e as respectivas indicações de suas aplicabilidades.

Na indústria de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor, os medidores de vazão fornecem dados essenciais para o balanço de energia, cálculo da eficiência e também monitoramento e controle do processo objetivando a maior eficiência do equipamento. Dentre os mais empregados, estão aqueles que utilizam o princípio físico de área variável comercialmente conhecidos como rotâmetros. Esses têm a vantagem de possuir leitura direta, ser de fácil instalação o que facilita sua utilização. Entretanto, no caso de fluidos frigoríficos o valor médio de mercado para os rotâmetros é de R\$1.000,00, não incluídos acessórios como válvulas, conexões, etc. que elevam ainda mais o preço. Esse valor elevado, se comparado a outros medidores de vazão, é justificado pelos fabricantes pela dificuldade em calibrar esses

aparelhos, pois trabalham em sistemas fechados, pressurizados, com valores de pressão elevados (1 a 1,5 MPa ou 10 a 15 atm). A disponibilidade de rotâmetros para aplicação em fluidos frigoríficos pode não ser imediata com prazo médio de 20 dias para entrega, uma vez que muitas marcas são importadas. Como as máquinas de refrigeração, em função do porte, utilizam dois ou mais desses medidores, seu custo torna-se significativo considerando montagem, manutenção e hora de máquina parada. A faixa de custo de rotâmetros que trabalham na pressão, temperatura e vazão específicos do banco de ensaios experimentais do laboratório de refrigeração da UFMG é de R\$600,00 a R\$2.000,00 (US\$280,00 a US\$930,00) mais impostos e frete.

Koury¹, (citado por Maia, 2005) alerta que “o estudo experimental na área de refrigeração é uma tarefa difícil. Além do custo normalmente elevado e das dificuldades inerentes à construção do banco de testes, a própria execução dos ensaios muitas vezes é uma tarefa trabalhosa e demorada.” Apesar dessas dificuldades, o autor afirma que “muitos pesquisadores já conseguiram desenvolver modelos matemáticos dedutivos, capazes de reproduzir com boa exatidão os resultados obtidos em testes experimentais.”

Neste sentido, Maia (2005) afirma que uma alternativa à abordagem experimental que vem sendo empregada por diversos pesquisadores consiste na utilização de modelos matemáticos para simular o sistema físico. Esta opção oferece algumas vantagens em relação à anterior, onde se pode destacar a versatilidade e a rapidez na obtenção dos resultados.

Os objetivos deste trabalho são: a seleção de um modelo matemático para medidores de vazão de área variável e sua utilização para calibrar um rotâmetro de água para mensurar a vazão mássica de fluido frigorífico R134a em um sistema fixo de refrigeração. O modelo selecionado na literatura será validado através da comparação dos resultados teórico obtidos através da simulação desse modelo com valores experimentais obtidos de um medidor de vazão (a efeito Coriolis), considerado padrão primário de vazão, orçado em pouco mais de US10.000,00. Este medidor está instalado no banco de ensaios experimentais do laboratório de refrigeração da UFMG.

Esta dissertação é dividida em cinco capítulos. No primeiro capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica sobre os medidores de vazão e os princípios físicos nos quais se baseiam,

¹ Koury, Ricardo Nicolau Nassar. *Modelagem numérica de uma máquina de compressão de vapor*. Tese (Doutorado), Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 112p., 1998.

tais como: pressão diferencial, área variável e efeito coriolis. As vantagens, desvantagens, condições de operação e limitações também são apresentadas. Os medidores do tipo área variável, comercialmente conhecidos como rotâmetros, são descritos em detalhes por estarem relacionados com os objetivos deste trabalho.

O segundo capítulo apresenta os fluidos refrigerantes, suas propriedades e aplicações. O compressor é descrito em detalhes neste capítulo por ser o elemento gerador de vazão no ciclo de refrigeração.

O terceiro capítulo apresenta o banco de ensaios experimentais, seus componentes principais e a metodologia empregada na realização dos testes. O sistema de medição de vazão e a incerteza de seus componentes também são apresentadas.

O capítulo quatro apresenta alguns modelos matemáticos para rotâmetros a partir do balanço de forças no flutuador. Uma análise dos parâmetros do rotâmetro que podem influir na mensuração da vazão e também a intensidade dessa variação é apresentada.

No quinto capítulo são apresentados os resultados das medições com suas respectivas análises e os valores de vazão obtidos através dos modelos matemáticos deduzidos no capítulo quatro. A metodologia empregada com objetivo de obter uma nova escala para o rotâmetro mensurar a vazão do R134A também foi apresentada.

No último capítulo, conclusões, estão a síntese do estudo realizado, as principais conclusões e uma análise do modelo matemático escolhido e as possibilidades de aplicação desse modelo na indústria. Ao final deste capítulo são apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

1. MEDIDORES DE VAZÃO

1.1. Introdução

A medição de vazão está muito presente na atualidade, como por exemplo o hidrômetro de uma residência, o marcador da bomba do posto de combustível, e outros. Nas indústrias, há processos que dificilmente poderiam ser controlados ou operados de forma segura e eficiente sem medida de vazão.

Uma das primeiras contribuições para medida de vazão que se tem referência foi dada pelo Italiano Leonardo nascido na cidade de Vinci, próxima a Florença, em 15 de abril de 1452. Leonardo da Vinci, como ficou mais conhecido, observou que uma quantidade de água que escoava em um rio por unidade de tempo era a mesma independente da largura, profundidade e inclinação do rio.

Entretanto o desenvolvimento de instrumentos de medida de vazão se fez necessário e pode-se até dizer possível, com o surgimento da era industrial e a contribuição de pesquisadores como o matemático Daniel Bernoulli 1738(1700 a 1782) nascido na cidade de Groningen, Holanda e o físico e engenheiro naval Henri de Pitot (1695 a 1771).

Hoje, têm-se inúmeras inovações em termos de sistemas de medição de vazão em função dos princípios físicos utilizados, e esse avanço tende a prosseguir em função das exigências crescente das indústrias de processo e da competição entre os fabricantes.

Este capítulo abordará os medidores de vazão e os princípios físicos nos quais se baseiam, tais como: pressão diferencial, área variável e efeito coriolis. Uma tabela comparativa com as condições de operação e limitações também é apresentada. Especial atenção é dada aos medidores do tipo área variável, comercialmente conhecido como rotâmetro, por estarem relacionados com o objetivo deste trabalho.

1.2. Vazão volumétrica

Matematicamente, a vazão de líquido em um tubo considerado completamente cheio, desprezando-se os efeitos de contração deste líquido, é dada por:

$$Q = A_1 \cdot V_1. \quad 1.1$$

Onde A_1 , V_1 e Q são respectivamente a seção do tubo em um ponto qualquer, a velocidade do líquido ao atravessar esta seção e a vazão do fluido que passa pela seção S_1 .

Experimentalmente, a vazão pode ser obtida através de diversos tipos de medidores, simples e sofisticados, para as mais diversas aplicações. O tipo mais adequado irá depender do fluido, do seu estado físico (líquido ou gás), das características de precisão e confiabilidade desejadas e outros fatores.

Dentre os diversos medidores disponíveis no mercado, foram selecionados aqueles baseados em três princípios físicos diferentes. A saber: pressão diferencial, aceleração de Coriolis e área variável

1.3. Medidores de pressão diferencial

São dispositivos que possuem elementos geradores de depressão entre dois pontos do escoamento de um fluido, depressão essa representativa da vazão. A medida da vazão é feita através de elementos secundários instalados antes e depois do medidor que convertem essa pressão diferencial em sinal enviado a um transdutor no qual é feita a leitura da vazão.

1.3.1. Placa de orifício

Na indústria é um dos mais usados para medição de vazão pelos motivos citados a seguir: são instrumentos simples; robustos; de custo relativamente baixo; podem ser empregados nas mais variadas funções de medição e controle; não possuem partes móveis; são de pouca manutenção; podem ser aplicados em vários tipos de fluidos; são de instrumentação externa; são de fácil instalação e manutenção.

As principais desvantagens dos medidores tipo placa de orifício são: possuem faixa de medida estreita; introduzem considerável perda de carga no fluxo; apresentam desgaste das placas e acumulam impurezas do fluido medido à montante da placa.

Seu princípio de funcionamento consiste em introduzir na tubulação uma restrição ao escoamento do fluido através de uma placa com um furo que obrigue o fluido a mudar de velocidade provocando um diferencial de pressão que é representativo da vazão.

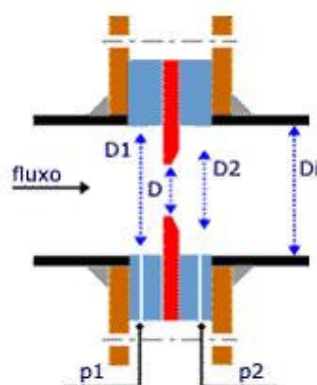


Figura 1.1- Medidor de placa de orifício. fonte: My space

A figura 1.1 apresenta de forma esquemática um medidor de vazão de placa de orifício. A placa, ao centro, de diâmetro D provoca uma redução da área do fluxo. Dois furos para tomada de pressão são colocados em cada lado da placa. A medição da diferença de pressão entre os pontos p_1 - p_2 pode ser feita por algo simples como um manômetro U até um sistema de monitoração e controle computadorizado que atue no sistema em função do sinal gerado pela diferença de pressão. Essa diferença de pressão é representativa da vazão que pode então ser obtida através de um transdutor.

A equação para o cálculo da vazão de medidores tipo placa de orifício está apresentada no anexo A.

1.3.2. Tubo de Venturi

Inventado por G.B.Venturi em 1797, este sistema de medida de vazão foi um dos primeiros a ser desenvolvido para aplicação na indústria. No tubo de Venturi, a veia fluida acompanha

constantemente as paredes do tubo e podemos dividi-lo em três partes. Na primeira parte tem-se o cone de entrada: há uma redução progressiva na seção do tubo com objetivo de aumentar continuamente a velocidade do fluido. Na segunda parte tem-se o segmento cilíndrico intermediário onde é tomada a baixa pressão. Na terceira parte tem-se o cone de saída onde há um aumento progressivo na seção do tubo até igualar ao diâmetro de entrada.

Seu princípio de funcionamento consiste em gerar uma diferença de pressão que é convertida em vazão através de fórmulas empíricas ou coeficientes.

Indicado para instalações nas quais a perda de carga deve ser reduzida, como por exemplo instalações industriais de tratamento de água, sistema de ar comprimido, etc. É também indicado para medida de vazão de líquidos com partículas sólidas em suspensão.

A figura 1.2 mostra 4 tubos de Venturi classificados em função do elemento redutor de seção

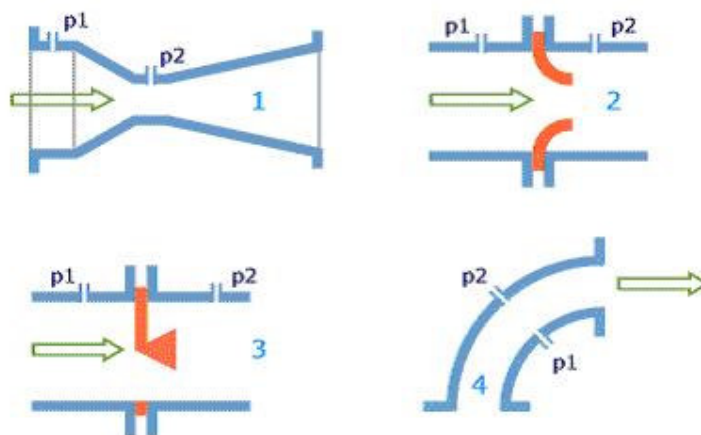


Figura 1.2 - Tipos de tubo de Venturi. Fonte: My space

O tipo 1 é o tubo de Venturi clássico ou truncado; o tipo 2 é denominado bocal e sua forma é como a de uma placa de orifício em entrada suavizada; o tipo 3 utiliza um cone como elemento redutor de pressão; o tipo 4 é denominado “joelho” a diferença de pressão é produzida pela diferença de velocidade entre as veias internas e externas. Neste último, é menor o diferencial de pressão porém em compensação, também é reduzida a perda de carga

1.3.3. Tubo de Pitot

Construído pelo físico Henri Pitot em 1732, este sistema mede a velocidade de escoamento de fluidos através de duas tomadas de pressão: estática e total. A pressão diferencial resultante (pressão estática – pressão total) é denominada pressão dinâmica, através da qual determina-se a velocidade de escoamento do fluido. Na figura 1.3 vemos um esquema de um tubo de Pitot duplo também conhecido como tubo de Prandtl. Nele, o trecho 1 capta a pressão total e o trecho 2 a pressão estática. Um manômetro ligado à esta linha, medirá a diferença de pressão $P_1 - P_2$ (pressão dinâmica).

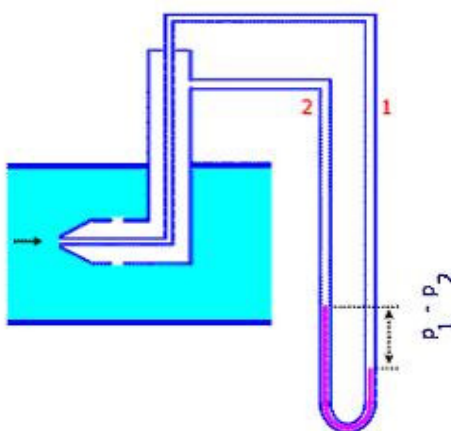


Figura 1.3 - Tubo de Pitot duplo com as tomadas de pressão estática e total. Fonte: My space

A equação para o cálculo da vazão de medidores tipo tubo de Pitot está apresentada no anexoA.

1.3.2 Medidores tipo Coriolis

Nas figuras 1.4 e 1.5 tem-se o esquema de funcionamento de um medidor tipo Coriolis. Trata-se de um medidor de fluxo de massa que possui a vantagem de não necessitar de compensações para mudanças de condições de temperatura e pressão. Seu princípio de funcionamento baseia-se na aceleração de Coriolis. Um fluido passa por um tubo flexível em forma de U dotado de um dispositivo magnético na parte curva que a faz vibrar com pequena amplitude na sua frequência natural e na direção perpendicular ao plano do tubo em U.

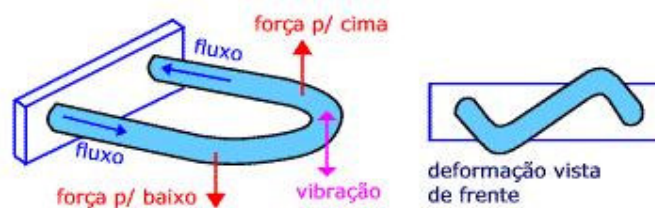


Figura 1.4- Esquema de um medidor tipo Coriolis. Fonte: My space

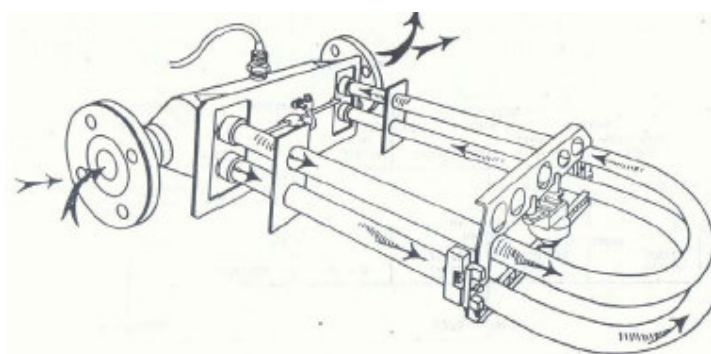


Figura 1.5 - Esquema de um medidor tipo Coriolis. Fonte: ABNT NBR 10396 (1988)

Devido à aceleração de Coriolis as laterais do tubo ficam sujeitas à forças de sentidos contrários que provocam uma deformação no tubo. Esta deformação é captada por sensores magnéticos e através de um transdutor, transformada em leitura de vazão.

O medidor tipo Coriolis pode ser utilizado para medir vazão de uma ampla variedade de fluidos como por exemplo tintas, adesivos e líquidos criogênicos.

1.4. Medidores de área variável

Os rotâmetros são, dentre outros, os medidores de área variável mais empregados nas indústrias. São instrumentos de leitura direta e não necessitam de trecho reto de tubulação para serem instalados facilitando sua utilização. Têm a vantagem permitirem a verificação visual da condição de fluxo, podem operar com fluidos corrosivos e através da troca do

flutuador (figura 1.6) é possível mudar a capacidade de fluxo. Entretanto só podem ser instalados na posição vertical, em caso de fluido opaco o flutuador não se torna visível, não podem ser utilizados em líquidos que carregam grandes percentuais de sólidos em suspensão e seu custo é alto para fluidos com altas temperaturas ou temperaturas criogênicas.

Sua aplicação é indicada quando não se faz necessária grande precisão. Segundo Delmée (1999) “a precisão destes medidores é geralmente medíocre, variando de 2 a 10% da escala.”

Os rotômetros são úteis como indicadores nos casos em que a vazão deve ser continuamente acertada para permanecer constante, pois podem ser facilmente instalados no circuito, de modo que fiquem visíveis para o operador. Esses equipamentos são usados para medir vazões líquidas e gasosas. Para fluidos gasosos, uma ampla faixa de vazões pode ser medida com esses aparelhos com exatidão de 2% do valor indicado. (Campos et al., 1999).

Mesquita², (citado por Campos et al., 1999) afirma que a instabilidade da posição do flutuador (figura 1.6) é o principal inconveniente do medidor tipo rotômetro. O flutuador de forma esférica, apesar de ser o mais usado, é também o mais instável, devido à variação da resistência para pequenas mudanças no número de Reynolds do escoamento. Além disso, esferas tendem a entrar em rotação, com a conseqüente criação de uma força lateral que tende a deslocá-lo da posição central do tubo em relação às paredes.

A forma do flutuador é muito importante no tocante aos efeitos da viscosidade sobre a medição. Os flutuadores esféricos são muito mais sensíveis aos efeitos da viscosidade do fluido medido que flutuadores torneados com um disco de pouca espessura no seu maior diâmetro (Delmée 1999)

“Flutuadores com extremidade de ponta afinada são menos sensíveis às mudanças na viscosidade do fluido com a temperatura.” Figliola (2006). Alguns tipos de flutuadores utilizados em rotômetros são apresentados na figura 1.6.

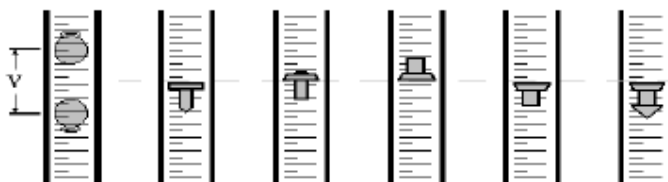


Figura 1.6 - Exemplos de tipos de flutuadores utilizados. Fonte: Campos et. al., (1999)

² MESQUITA, Armando.Luiz.de Souza.; GUIMARÃES, F.A.; NEFUSSI, N. Engenharia de ventilação industrial. São Paulo: CETESB, 1988. 442 p. Cap. 8: Verificação de sistemas de ventilação, p.401-420.

O rotâmetro é constituído de um tubo cônico feito de material transparente e de um flutuador com movimento na direção vertical, mostrados respectivamente nas figuras 1.7 e 1.8. A vazão é lida numa escala geralmente marcada no próprio tubo cônico à altura do flutuador.

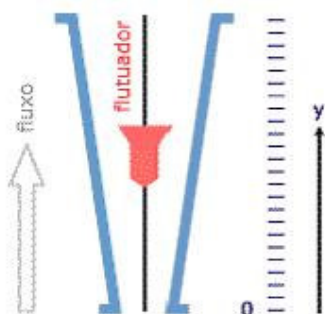


Figura 1.7 - Medidor de área variável.
Fonte: Myspace



Figura 1.8- fotografia de um flutuador. Escala em cm.
Fonte: Foto do autor

A relação da vazão volumétrica com a posição do flutuador se deve ao equilíbrio entre três forças: o peso que é vertical para baixo e a força de empuxo mais a força de arraste que são verticais para cima, sendo esta última variável em função da posição do flutuador no tubo cônico. Para uma determinada vazão de um fluido, a posição do flutuador é única. Aumentando-se a vazão, aumenta-se a força de arraste e o flutuador sobe. Ao subir, a área anular entre o tubo e o flutuador aumenta, porém diminui a força de arraste e um novo equilíbrio dinâmico é atingido para esta nova vazão.

1.4. Tabela comparativa

A tabela 1.1 permite comparar os medidores de vazão apresentados neste capítulo quanto à precisão, vantagens, desvantagens, etc. O investimento das grandes companhias de instrumentação em pesquisa tem resultado em sistemas mais precisos, de características mais competitivas, amplas possibilidades de aplicação além de uma diversidade de opções de instrumentos de medida de vazão.

Os dados sobre precisão dos medidores apresentados na tabela 1.1 se referem à porcentagem da escala inteira e representa a tolerância de erro de medição para um determinado medidor. Exemplificando: uma escala de 0 a 80kg/h com precisão de $\pm 2\%$ de fundo de escala significa que a tolerância de erro é de 1,6kg/h em qualquer ponto da escala.

A largura de faixa apresentada na tabela para os medidores de vazão é a relação entre o valor máximo e o valor mínimo lidos com a mesma precisão na escala de um instrumento. Exemplificando: uma escala de 0 a 80kg/h com precisão de $\pm 2\%$ v.i. (valor instantâneo) e largura de faixa de 10:1 significa que a precisão de $\pm 2\%$ v.i. é válida entre os 80kg/h e 8,0kg/h uma vez que 10 está para 1 assim como 80 está para 8.

Tabela 1.1 - Tabela comparativa dos principais medidores de vazão. Fonte: Delmée (1999)

TIPO	PROPRIEDADES DO FLUIDO A SER MEDIDO				ESPECIFICAÇÕES BÁSICAS				CONSIDERAÇÕES ECONÔMICAS		Principais vantagens	Principais inconvenientes
	Líquidos limpos	Gases/vapores	Líquidos corrosivos	Temperaturas altas	Tamanho		precisão %	Largura de faixa	Posição na instalação	Manutenção		
					Min. (mm)	Max. (mm)						
Placas de orifício excêntrico	0	▲	▲	▲	100	350	± 2,1	3,5:1	Qual-quer	Verificação periódica	Facilidade de fabricação, existência de dados para larga faixa de aplicação. Largamente aceitos	Baixa largura de faixa, necessidade de elemento secundário. Necessidade de longos trechos retos
Tubo de Venturi clássico usinado	▲	▲	0	0	50	250	± 1,7	3,5:1	Qual-quer	Verificação periódica	Baixa perda de carga. Aplicação a fluidos erosivos	Custo de fabricação elevado
Tubo de Pitot	▲	▲	▲	0	200	qual-quer	± 1,5	3,5:1	Qual-quer	Verificação periódica	Facilidade de instalação	Baixa pressão operacional, difícil de medir. Precisão medíocre
Rotâmetro	▲	▲	▲	0	3	150	2	10:1	Vertical	Calibração periódica	Indicação indireta. Não requer trecho reto	Requer acessórios para transmissão analógica

LEGENDA: ▲ = RECOMENDADO; 0 = APLICÁVEL

1.5. Considerações finais

Neste capítulo foram apresentados os princípios sob os quais os medidores de vazão são construídos, como área variável, força de coriolis, pressão diferencial e outros. Foram apresentadas também algumas das opções disponíveis de medidores de vazão para máquinas de refrigeração com respectivos dados técnicos e princípio de funcionamento. Dentre os citados, o rotâmetro revelou ser uma opção para desenvolvimento de um modelo de baixo custo por ser de construção simples e seu princípio de funcionamento já estar bem determinado com as equações disponíveis na literatura específica.

2. CICLO DE REFRIGERAÇÃO

2.1. Introdução

Neste capítulo serão apresentados uma revisão bibliográfica sobre fluidos refrigerantes e compressores. A evolução dos fluidos refrigerantes desde os primeiros até os mais utilizados hoje em dia com suas propriedades e aplicações também é apresentado. Especial atenção é dada ao compressor que é o elemento gerador de vazão no ciclo de refrigeração. Um estudo da fórmula para a vazão teórica do compressor e a forma como algumas variáveis interferem nessa vazão também é apresentado.

2.2. Fluido refrigerante

Fluido refrigerante é o fluido de trabalho utilizado em um sistema de refrigeração. Uma máquina frigorífica necessita que o fluido refrigerante possua propriedades físicas e químicas específicas para esta aplicação. Ele deve ser não tóxico e não inflamável para os aparelhos domésticos; deve possuir alto calor de vaporização para minimizar a quantidade de refrigerante e o tamanho do equipamento; deve ter baixo volume específico no estado vapor para minimizar o tamanho do compressor; deve ter baixo calor específico no estado líquido para minimizar a transferência de calor no sub-resfriamento do líquido condensado; deve ter baixa pressão e temperatura de condensação projetada para evitar compressores de alta pressão; deve ter pressão de evaporação maior que a da atmosfera para evitar entrada de ar em caso de vazamento.

Os fluidos refrigerantes empregados em ciclos de refrigeração até 1930 foram principalmente: o dióxido de enxofre, o cloreto de metila, o cloreto de metileno e amônia. Este último embora possuísse maior efeito refrigerante, era tóxico e inflamável.

Por volta de 1930 foram introduzidos os compostos de cloro, flúor e carbono (CFC). Além de propriedades térmicas adequadas, não apresentam toxicidade e não são inflamáveis. Também foram amplamente usados em alguns processos industriais.

A tabela 2.1 apresenta algumas características de fluidos refrigerantes mais usados a partir de 1930. A letra R designa fluido refrigerante e o número o identifica.

Tabela 2.1 – Propriedades de fluidos refrigerantes utilizado a partir de 1930. Fonte: My space, 2006

Símbolo	Fórmula química	Temperatura de ebulição	Pressão de ebulição	Aplicações
R11	CCl_3F	23,7°C	1 atm	Grandes instalações de resfriamento de água com compressores centrífugos
R12	HCClF_2	-29,8 °C	1 atm	Refrigeradores domésticos, instalações de médio e grande porte com compressores centrífugos
R22	CCl_2F_2	-40,8°C	1 atm	Instalações comerciais, industriais e em ar condicionado.
R502	HCClF_2 48,8% + C_2ClF_5 51,2%	-45,6°C	1 atm	Pequenos equipamentos, comerciais e industriais, de baixas temperaturas
R-717	NH_3	-33,3°C	1 atm	Instalações de grande porte (fabricação de gelo, armazéns frigoríficos, refrigeração industrial, pistas de patinação, etc).

Passaram-se muitos anos até que, na década de 1970, foi observado um sério problema com o CFC: era o maior responsável pela redução da camada de ozônio na estratosfera, que protege a Terra contra radiações ultravioletas. Isto levou à decisão de eliminar o uso dos CFCs, o que deu início a uma nova era na refrigeração.

Acordos e convenções internacionais foram estabelecidos para eliminar progressivamente o uso do CFC. Segundo Humbert (2006) a importação de CFCs será totalmente proibida no ano de 2007. Numa fase intermediária de transição foram desenvolvidos compostos à base de hidrogênio, cloro, flúor e carbono (HCFC), que são bem menos nocivos para a camada de ozônio. A transição final deverá ser para compostos de hidrogênio, flúor e carbono (HFC), que não interferem com o ozônio, mas contribuem para o efeito estufa (aquecimento global), embora em menor escala que o CFC. Essa preocupação com o efeito estufa resultou em 2005 na assinatura do Protocolo de Kyoto para reduzir as emissões de CO_2 na atmosfera.

Aparentemente, alternativas ecologicamente limpas são a amônia e compostos de hidrogênio e carbono (HC), que também têm boas propriedades termodinâmicas. Conforme dito, amônia é tóxica e inflamável sob certas condições. Compostos de HC são altamente inflamáveis. Tudo isso limita o emprego dos mesmos.

A tabela 2.2 apresenta uma família de fluidos refrigerantes ambientalmente aceitáveis, alternativos aos CFC's e HCFC's. Produtos com baixo ou nulo potencial de degradação da camada de ozônio, utilizados no processo de refrigeração em equipamentos novos.

Revistas especializadas em refrigeração dirigidas aos seus profissionais trazem informações atualizadas sobre equipamento e fluidos frigoríficos. Em uma dessas revisas, Silva (2006) descreve os principais impactos do uso de hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes no sistema de refrigeração além de citar alguns fluidos mais modernos destinados à refrigeração doméstica e industrial.

Para Silva (2006) a substituição dos CFCs por fluidos ambientalmente corretos em equipamentos novos pode ser considerada total. Dentre os fluidos mais modernos citados estão o isobutano (R600A) e o propano (R290). Utilizados há muito tempo na Europa, eles têm a vantagem do baixíssimo impacto ambiental, porém afetam o conjunto compressor, motor elétrico, óleo lubrificante, entre outros.

A tabela 2.3 apresenta os principais impactos da substituição dos CFCs pelos hidrocarbonetos isobutano e propano nos componentes do sistema de refrigeração.

Segundo Maciel et al.(2006), engenheiro da área de desenvolvimento de novas tecnologias, hoje, o aspecto dominante na discussão é o efeito dos fluidos refrigerantes no aquecimento global. Nesse sentido, especialistas tem trabalhado e as pesquisas em andamento apontam para o uso do CO₂ (R744) nos sistemas de refrigeração industrial. O CO₂ é uma nova tecnologia e como tal está deflagrando uma verdadeira corrida entre os fabricantes para chegar primeiro ao mercado e quem quer que seja, ele provavelmente estabelecerá uma vantagem muito interessante.

Tabela 2.2 – Principais fluidos refrigerantes e suas propriedades. Fonte: Dupont, 2006.

Propriedades	Suva® 134a	Suva® MP39	Suva® MP66	Suva® HP80	Suva® HP81	Suva® 404A	Suva® 409A
Número do Refrigerante	R-134a	R-401 ^A	R-401B	R-402A	R-402B	R-404A	R-409A
Substitui	R-12	R-12/R22/ R152a/R124	R-12/R-500/ R22/R152a/R124	R502/R22/ R125/R290	R502/R22/ R125/R290	R502/R22/R125/ R143a/R134a	R-12/R22/ R142b/R124
Fórmula Química / Composição	CH ₂ FCF ₃	53/13/34 %peso	61/11/28 %peso	38/60/2 %peso	60/38/2 %peso	44/52/4 %peso	60/15/25 %peso
Peso Molecular	102.03	94.4	92.8	101.55	94.71	97.6	97.45
Ponto de ebulição a 1atm, (°C)	-26,5	-33	-34,7	-49,2	-47,4	-46,5	-34,2
Densidade do líquido a 25°C (kg/m ³)	1210	1194	1193	1151	1156	1048	1217
Pressão de vapor a 25°C, (kPa)	661,9	772,9	819,2	1337	1254	1255	801,6
Capacidades térmica do líquido a 25°C, (kJ/kgK)	1,42	1,3	1,3	1,37	134	154	N/A
Capacidade térmica do vapor a 1atm y 25°C, (kJ/kgK)	0,854	0,737	0,724	0,758	0,724	0,867	N/A
Conductividade térmica do líquido a 25°C, (W/mK)	0,0824	0,09	0,09	0,0691	0,0735	0,0683	0,0697
Conductividade térmica do vapor a 1atm (101.3kPa), Btu/hr.ft °F (W/mK)	0,0145	0,0119	0,0119	0,01266	0,01205	0,01346	N/A
Temperatura Crítica, °F (°C)	101,1	108	106	75,5	826	72,1	-107
Pressão Crítica, (kPa)	4060	4604	4682	4135	4445	3732	-4600
AEL Limite de exposição aceitável (8- y 12-hr TWA), ppm	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
ODP Potencial de esgotamento do Ozônio, CFC-12=1	0	0.03	0.035	0.02	0.03	0	0.05
GWP potencial de aquecimento Global, CO2=1	1300	973	1062	2250	1964	3260	1288
Classificação ASHRAE de segurança	A1	A1/A1	A1/A1	A1/A1	A1/A1	A1/A1	A1/A1

*ASHRAE–American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers,

Tabela 2.3 – Impacto do uso dos hidrocarbonetos R600a e R290. Fonte: Silva (2006)

	Refrigeração doméstica	Refrigeração comercial
	Substituição do R12 pelo R600a (isobutano)	Substituição do R22 pelo R290 (propano)
Equipamento	Alterações	
Compressor	Aumento de 65% a 75% na cilindrada	Aumento de 20% na cilindrada
Óleo lubrificante	Nenhuma, usar mesmo do R12	Nenhuma, usar mesmo do R22
Trocadores de calor	Nenhuma	Nenhuma
Tubos capilares	Nenhuma	Redução no comprimento em 5%
Filtros e secadores	Recomenda-se filtros tipo Molecular Sievers (Xh5, XH6 ou universal)	Recomenda-se filtros tipo Molecular Sievers (XH5 ou melhor)
Carga de refrigerante	40% da carga de R12 utilizada	40% da carga normal de um sistema com R134a
compatibilidade	Aço, cobre, latão, alumínio, neoprene, viton, náilon e teflon	N/C
Relé de partida	PTC. + protetor térmico de ¾ semiselado ou 4TM	N/C
incompatibilidade	Borracha natural, silicone	N/C
	Obs: o isopropano é inflamável	

2.3. Interação com óleo e água

O óleo pode ser arrastado em forma de gotículas devido ao fluxo no compressor. Separadores de óleo na saída do compressor podem ser instalados para minimizar o problema. A amônia tem grande afinidade por água e, portanto, uma pequena quantidade infiltrada não deve trazer problemas. Demais fluidos normalmente não dissolvem água e sua entrada pode provocar congelamentos internos e corrosão. É comum o emprego de dispositivos secadores que removem a umidade pela ação de um agente dessecante (sílica-gel e outros).

2.4. Interação com materiais

Cobre e latão são bastante usados em circuitos de refrigeração devido à boa condutividade térmica, resistência à corrosão, facilidade de conformação e soldagem. Não podem ser usados com amônia, pois esta reage com metais não ferrosos.

2.5. O processo de compressão

O compressor é um elemento fundamental no processo de compressão a vapor. Os principais tipos são: alternativo, parafuso, centrífugo e palhetas. Vamos descrever aqui o compressor alternativo por ser o tipo utilizado no banco de refrigeração. Este, consiste de um êmbolo com movimento alternado no interior de um cilindro com válvulas de aspiração e descarga de abertura sincronizada ao movimento do êmbolo.

A figura 2.1 mostra um esquema dos ciclos de um compressor alternativo e um diagrama Pressão x Volume. No ponto 1 desse diagrama, o pistão está no ponto morto inferior e ambas as válvulas fechadas. O gás é comprimido de forma adiabática³ até o ponto 2, quando a válvula de escape é aberta e escoo de forma isobárica pelo movimento do pistão até o ponto 3 (ponto morto superior). Neste instante a válvula de escape é fechada. O gás contido no espaço entre o ponto morto superior e o cabeçote do cilindro se expande até o ponto 4, quando a pressão no interior do cilindro se iguala à pressão da linha de sucção, a válvula de admissão é aberta e o gás é admitido de forma isobárica até o pistão chegar no ponto morto inferior 1, quando a válvula de admissão é fechada e o ciclo reiniciado.

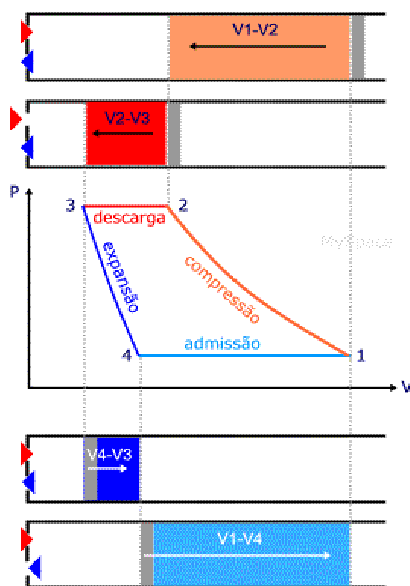


Figura 2.1 - Esquema dos ciclos de um compressor. Fonte: My space, 2006

³ O compressor recebe energia externa e realiza trabalho sobre o gás. Como a compressão ocorre em intervalo de tempo suficientemente curto (0,08s para uma rotação de 750rpm) pode-se considerar esse processo como adiabático, sem troca de calor com o meio. O fluido entra no compressor no estado de vapor superaquecido.

A vazão no ciclo frigorífico é imposta pelo compressor. Essa vazão para compressores a pistão pode ser obtida através da equação:

$$\dot{m} = N \cdot V \cdot \rho_{asp} \cdot \eta_v \quad 2.1$$

em que \dot{m} é a vazão mássica do fluido frigorífico. N , V , ρ_{asp} e η_v são respectivamente a rotação do compressor, a cilindrada do compressor, a massa específica do fluido frigorífico aspirado e o rendimento volumétrico do compressor.

Sendo que o rendimento volumétrico teórico do compressor pode ser obtido da expressão 2.2.

$$\eta_v = 1 + c - c \left(\frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{c_v}{c_p}} \quad 2.2$$

em que: c é a razão V_m/V (volume morto / cilindrada); P_c é a pressão de condensação; P_e é a pressão de evaporação; C_v é o calor específico a volume constante e C_p é o calor específico a pressão constante. A dedução da equação 2.2 é desenvolvida no anexo B)

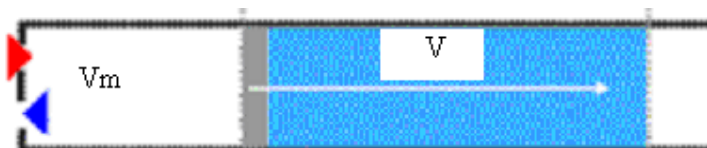


Figura 2.2 - Cilindro do compressor a pistão indicando o volume morto (V_m) e a cilindrada (V)

A equação 2.1 permite compreender o comportamento das curvas do gráfico vazão x temperatura de evaporação (figura 2.3) quando a rotação do compressor e a temperatura de condensação variam.

A seguir analisaremos as variáveis da equação 2.1 e sua influência na evolução das curvas da figura 2.3 obtidas a partir de um programa em Fortran alimentado com os parâmetros físicos do banco de ensaios experimentais do laboratório de refrigeração da UFMG. Este programa está apresentado no anexo C

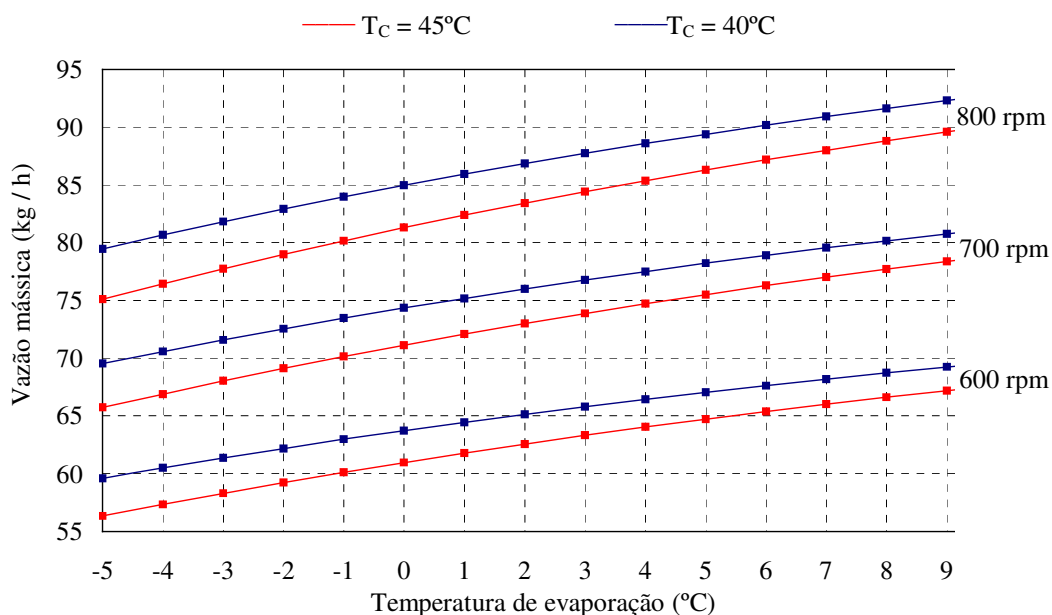


Figura 2.3 - Evoluções da vazão mássica do refrigerante em função da rotação do compressor, da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação.

2.6. Temperatura de condensação:

O aumento da temperatura de condensação tem como conseqüência o aumento na pressão de condensação fazendo com que o termo P_c/P_e da equação 2.2 cresça. Como este termo é subtrativo na equação 2.2, o rendimento do compressor diminui fazendo com que a vazão seja menor para maiores temperaturas de condensação. Isto pode ser observado na figura 2.3 comparando as curvas para temperatura de condensação de 40°C e 45°C .

2.7. Temperatura de evaporação

A influência da temperatura de evaporação nas evoluções das curvas da figura 2.3 é explicada por Machado (1996)

Para uma velocidade de rotação do compressor fixa, a densidade do fluido frigorífico na saída do evaporador cresce com a temperatura de evaporação, o que provoca um aumento da vazão mássica do fluido frigorífico. Este aumento é mais significativo para os valores elevados da temperatura de evaporação pois o rendimento volumétrico do compressor cresce igualmente com essa temperatura.

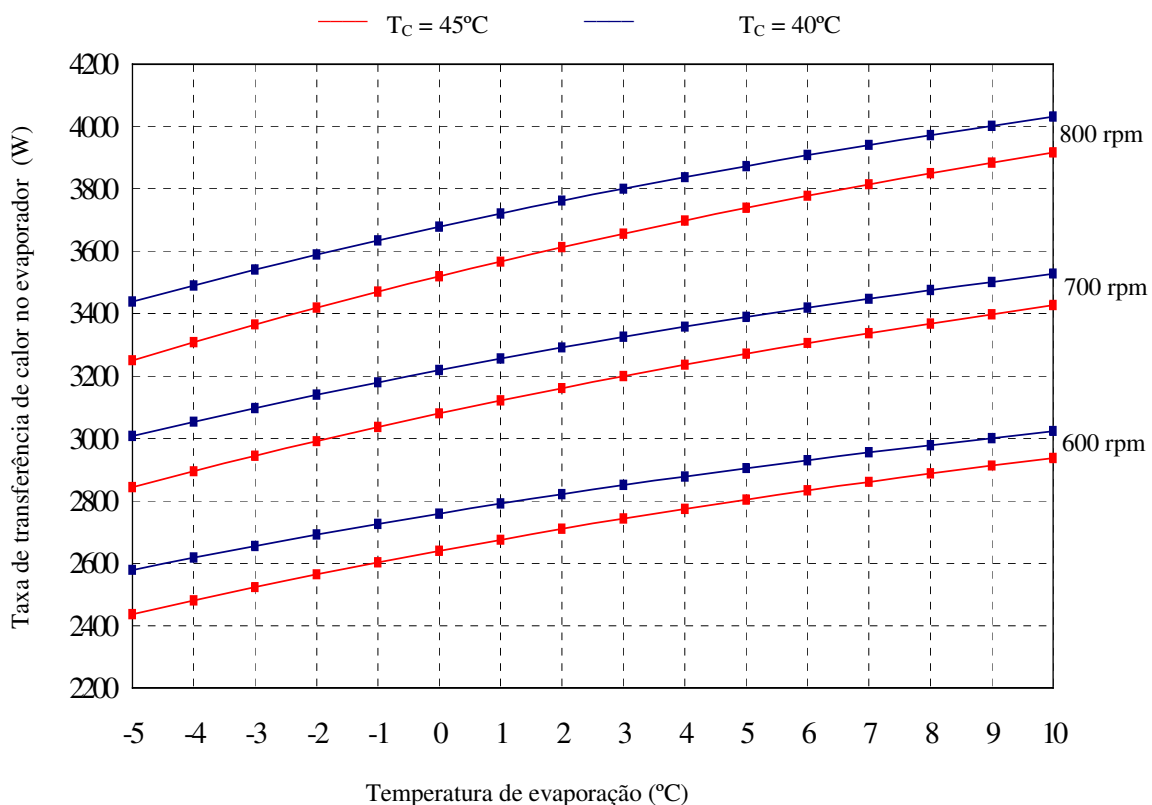


Figura 2.4. - Evoluções da taxa de transferência de calor no evaporador em função da rotação do compressor, da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação.

A influência da taxa de transferência de calor no evaporador em função da rotação, da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação nas evoluções das curvas da figuras 2.4 é explicada por Machado (1996)

A capacidade de refrigeração cresce com o aumento da temperatura de evaporação (figura 2.4) devido à evolução crescente da vazão mássica, mas também devido ao aumento da entalpia na saída do evaporador. Para uma temperatura de evaporação dada, a densidade do fluido na saída do evaporador é constante e a vazão mássica do fluido frigorífico depende essencialmente da velocidade de rotação do compressor. Assim, a vazão mássica do fluido frigorífico e a capacidade de refrigeração aumentam com a velocidade do compressor. O aumento da vazão fica menos significativo para as velocidades elevadas do compressor pois o seu rendimento volumétrico decresce com essa velocidade. Esse decrescimento é devido essencialmente ao aumento das perdas de carga no compressor.

2.8. Considerações finais

Neste capítulo foi apresentada uma revisão bibliográfica sobre fluidos refrigerantes, suas propriedades, aplicações e novos materiais a serem utilizados no futuro fluidos frigoríficos.

Também foi apresentados critérios para escolha de um fluido refrigerante adequado para um sistema de refrigeração, dentre eles o poder de esgotamento da camada de ozônio (ODP) e o potencial de aquecimento global (GWP), além das características técnicas exigidas pelo projeto da máquina.

A vazão mássica é imposta pelo compressor no ciclo de refrigeração sendo função da rotação e da cilindrada do compressor, da massa específica do fluido frigorífico aspirado e do rendimento volumétrico do compressor. A cilindrada é fixa, porém as demais variáveis podem ser alteradas. A rotação pode variar com a rotação do motor que aciona o compressor. A densidade e o rendimento volumétrico podem variar com as temperaturas de evaporação e condensação alterando conseqüentemente a vazão no compressor. Pôde-se observar na figura 2.3 que um aumento na temperatura de evaporação resulta no aumento da vazão e um aumento na temperatura de condensação resulta na redução da vazão. A capacidade de refrigeração de uma máquina frigorífica por compressão de vapor, aumenta com o aumento da temperatura de evaporação e rotação do compressor simultaneamente ou não. Porém o aumento na temperatura de condensação resulta em redução da capacidade de refrigeração.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

3.2. Introdução

Para verificar a validade dos modelos teóricos propostos no capítulo 5, os resultados obtidos em simulações serão confrontados com os resultados obtidos em observações experimentais. Os dados experimentais foram obtidos a partir de uma série de ensaios efetuados no banco de testes de máquinas de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor do Grupo de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG. Este capítulo será dedicada à descrição deste banco de testes

3.3. Dispositivo experimental

O banco de testes utilizado (Figura 3.1 e Figura 3.3) consiste em um sistema de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor, tendo como fluido primário o R134a e como fluido secundário água pura no evaporador e no condensador. O sistema foi projetado para operar com uma capacidade de refrigeração máxima de 3 kW e é composto basicamente por um compressor alternativo, um condensador, um sub-resfriador, um evaporador, três válvulas de expansão montadas em paralelo e por sistemas de medição e aquisição de dados. O projeto da instalação original (figura 3.2) foi tema de um trabalho de graduação de Tibo⁴, (citado por Maia 2005). A construção do banco de testes foi realizada pela empresa mineira Friominas. O trabalho foi financiado pela FAPEMIG por meio do projeto técnico 2067/96.

Atualmente, um projeto com financiamento da Fapemig e CEMIG, através do programa da Pro-ANEEL, possibilitou a instalação de um novo evaporador (figura 3.14) e um novo condensador (figura 3.8), ambos tendo o ar como fluido secundário. Tendo em vista as várias melhorias que foram agregadas a este banco de testes, o seu valor é atualmente estimado em R\$ 200.000,00. Essa nova máquina (figura 3.1 e figura 3.3) ampliará significativamente as possibilidades de pesquisa e desenvolvimento de novos projetos bem como estudos de

⁴ Tibo, G. A. M.: *Projeto e montagem de um banco de testes de máquinas frigoríficas*. Trabalho de graduação, Curso de Engenharia Mecânica da UFMG, 64 p, 1999.

otimização do processo e melhor aproveitamento de energia em todos os setores que utilizam refrigeração e/ou aquecimento por compressão de vapor.



Figura 3.1– Fotografia do banco de ensaios experimentais existente no Laboratório de Refrigeração do DEMEC/UFMG.

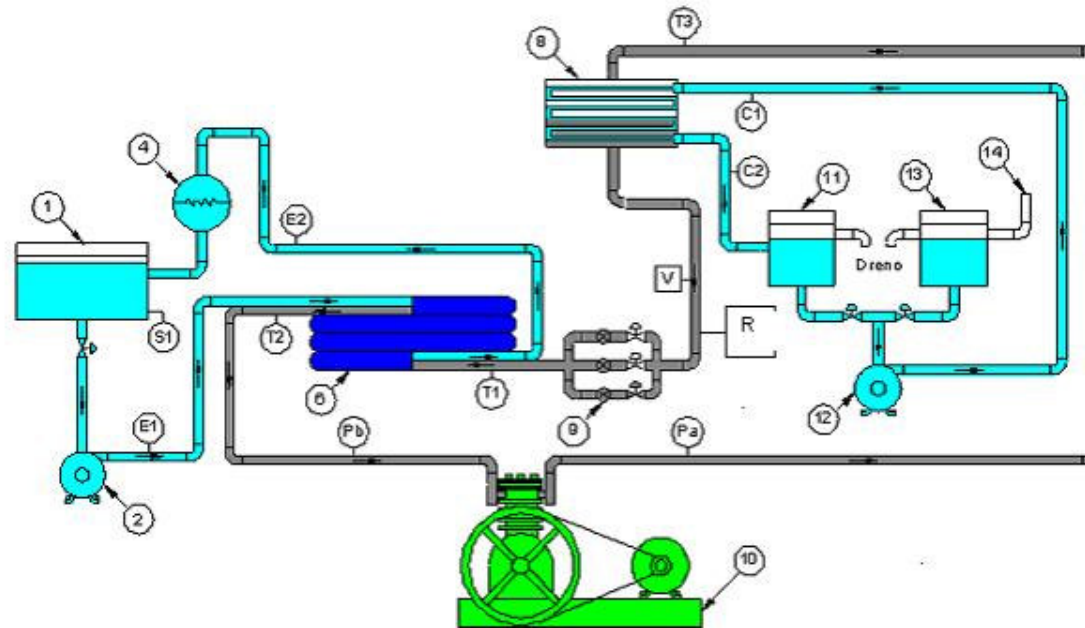


Figura 3.2 – Esquema do banco de testes experimentais original do Laboratório de Refrigeração do DEMEC/UFMG.

- | | |
|---|---|
| 1. Reservatório de água (evaporador) | 13. Tanque de água fria (condensador) |
| 2,12. Bomba de recirculação (evaporador/condensador) | 14. Entrada de água da rede de abastecimento |
| 4. Aquecedor elétrico (evaporador) | V Medidor de vazão mássica tipo coriolis |
| 5. | R Medidor de área variável tipo rotâmetro |
| 6. Evaporador | Pa,Pb. Medidor de pressão de condensação e de ebulição |
| 8. Condensador | S1. Medidor de temperatura (PT-100) |
| 9. Válvulas de expansão (termost., manual e eletrônica) | T1-T5. Medidores de temperatura do fluido frigorífico |
| 10. Compressor alternativo e motor elétrico | E1,E2. Medidores de temperatura da água na entrada e saída do evaporador |
| 11. Tanque de água quente (condensador) | C1,C2. Medidores de temperatura da água na entrada e saída do condensador |

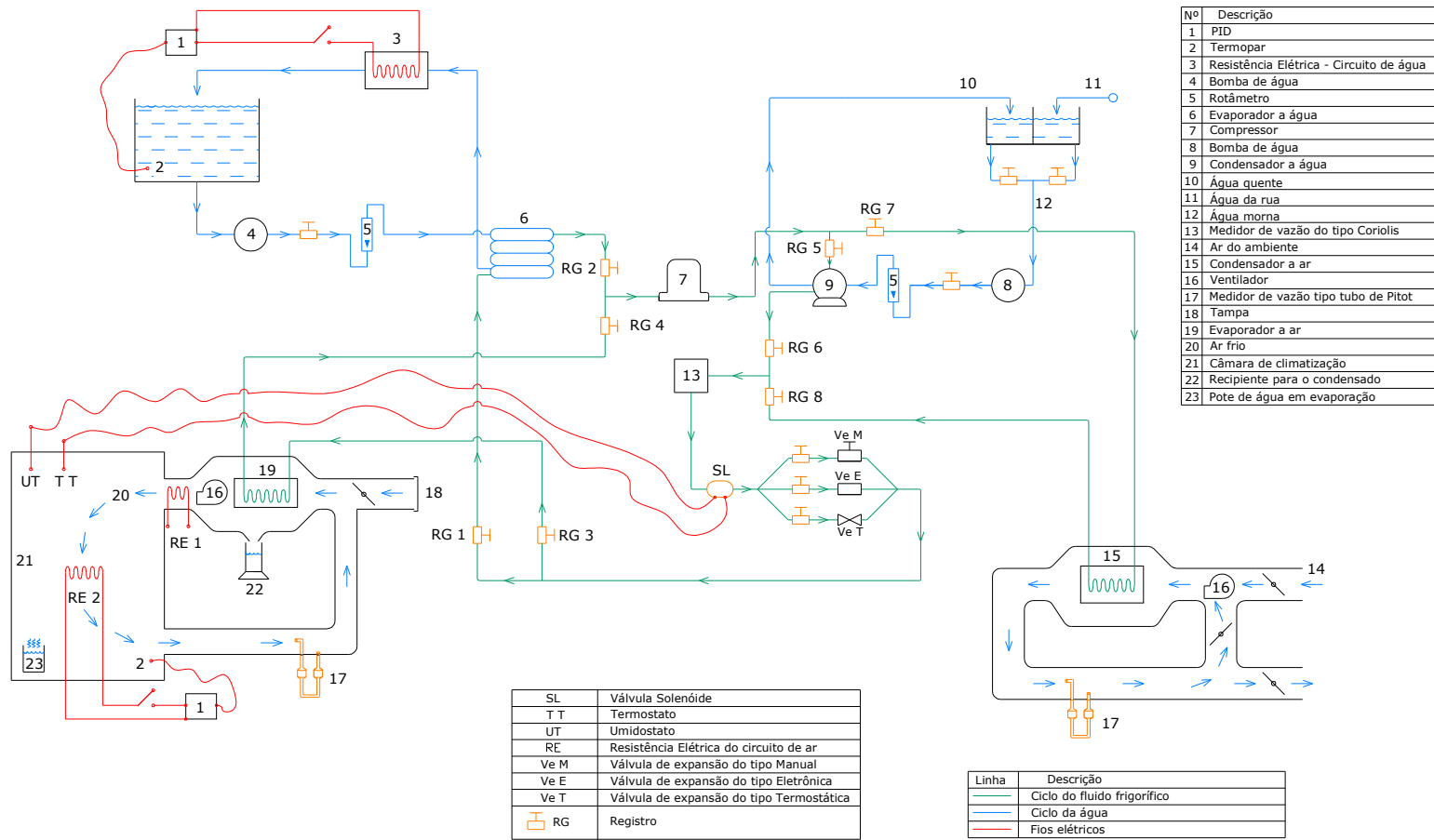


Figura 3.3 - Esquema do banco de testes experimentais existente no Laboratório de Refrigeração do DEMEC/UFMG.

A figura 3.3 mostra o novo banco de testes de bomba de calor de forma esquemática. Os dois circuitos de água da bancada antiga foram preservados e dois circuitos novos de ar foram acrescentados. As linhas em verde representam o circuito do fluido refrigerante R134a, as linhas em azul representam os circuitos de água e as flechas em azul representam os dois circuitos de ar. Além dos trocadores de calor a água (evaporador coaxial e condensador tubos-casco), a bancada nova possui dois trocadores de calor a ar (um evaporador e um condensador de tubos aletados). Nos dois trocadores de calor, o fluido R134a circula dentro dos tubos e o ar, em corrente transversal, passa pela parte externa dos tubos.

Além destes componentes básicos, o circuito de refrigerante conta com um acumulador de líquido na sucção do compressor, uma garrafa de líquido, um visor de líquido e um filtro desumificador na saída do condensador e um separador de óleo na saída do compressor.

Registros de bloqueios foram colocados em vários pontos do circuito do refrigerante R134a para permitir o uso dos trocadores de calor a ar ou a água. Por exemplo, com os registros RG 1 e RG 2 fechados e os registros RG 3 e RG 4 abertos, o evaporador a água estará fora de operação e o evaporador a ar estará em operação. Ao contrário, com os registros RG 1 e RG 2 abertos e os registros RG 3 e RG 4 fechados, o evaporador a água é que estará operando. De forma análoga, os registros RG 5 e RG 6 controlam a alimentação no condensador a água e os registros RG 7 e RG 8 controlam a alimentação no condensador a ar.

O circuito de ar frio é muito parecido com o circuito de água fria descrito anteriormente. No circuito de ar, um ventilador montado à jusante do evaporador puxa ar em direção à bobina de resfriamento do evaporador. Depois de resfriado, o ar passa por uma resistência de aquecimento RE 1 de 1000 W, montada à jusante do ventilador. Depois, o ar entra em uma câmara de climatização, onde existe uma segunda resistência elétrica RE 2 de 3000 W. Finalmente, o ar retorna à bobina de resfriamento. A resistência RE 2 é comandada por um PID que regula a temperatura do ar na câmara. O controle desta temperatura permite regular a temperatura de evaporação entre -10°C e 10°C .

O circuito de ar frio pode ainda simular a operação de um sistema de climatização de ambientes. Neste caso, um pote de água em evaporação colocado na câmara pode ser usado para gerar carga térmica de calor latente neste ambiente. A resistência de aquecimento RE 1 deve ser ligada quando a quantidade de umidade do ar for muito alta. Um registro de ar externo permite regular uma certa vazão de ar a ser introduzida no sistema. Quando este

registro não for usado, a tomada de ar externo deve ser fechada por uma tampa. Neste tipo de operação, o controle de temperatura do ambiente será feito através de um termostato TT, enquanto que o controle da umidade será feito através de um umidostato UT. Ambos deverão ligar ou desligar a válvula solenóide SL montada à jusante dos dispositivos de expansão. Quando esta válvula for fechada, o evaporador deixará de ser alimentado e a pressão de evaporação cairá até que o pressostato de baixa pressão interromperá a corrente elétrica de alimentação do compressor, tirando-o de operação. A figura 3.13 e figura 3.14 mostram separadamente o circuito de ar frio da bancada.

O circuito de ar quente é idêntico ao circuito de água quente. O ventilador de ar se acha à montante do condensador. O ventilador aspira simultaneamente o ar que passa pela bobina de aquecimento do condensador e o ar externo. Desta forma, ar morno é produzido. A temperatura do ar morno pode ser ajustada manualmente a partir de registros que regulam as vazões do ar externo e do ar quente. O ajuste desta temperatura permite regular a temperatura de condensação entre 45°C e 60°C. A figura 3.7 e figura 3.8 mostram separadamente o circuito de ar quente da bancada.

Quatro novos termopares do tipo T foram instalados no circuito de R134a, dois nas entradas do evaporador e do condensador, e dois nas saídas destes trocadores de calor. Mais dois termopares do tipo T foram instalados na entrada e na saída do circuito de ar quente do condensador e mais dois termopares T foram instalados na entrada e na saída do circuito de ar frio do evaporador. Além disto, três sensores de umidade absoluta e relativa, todos com saídas digitais, foram instalados. O primeiro na entrada do circuito de ar do evaporador, o segundo na saída deste circuito e o terceiro no interior da câmara de climatização. Assim, a exceção das leituras das vazões de ar e de água, todos os demais sinais serão digitais e continuarão sendo transmitidos em tempo real para o sistema de aquisição de dados.

3.2.1. Compressor

O compressor é do tipo alternativo, aberto, da marca Bitzer, modelo III com cilindrada de 157 cm³ e potência de 7,56 kW. O motor elétrico utilizado no acionamento do compressor é do tipo assíncrono, trifásico, da marca Eberle, com rotação nominal de 1720rpm, com potência de 3,0 cv. O motor elétrico é alimentado por um inversor de frequência da marca WEG, modelo CFW08 que possibilita a variação da velocidade de rotação do conjunto motor-compressor em uma faixa de 0 a 300Hz.



Figura 3.4 -Fotografia do compressor Bitzer.

3.2.2. Condensador a água

O condensador utilizado é do tipo casco e tubos, modelo CST-4, da marca Apema, com capacidade de dissipação térmica de 6 kW. Neste dispositivo, o fluido secundário percorre o interior dos feixes dos tubos e a condensação do fluido primário ocorre do lado do casco. A temperatura do fluido secundário é ajustada combinando-se a água aquecida, proveniente do próprio condensador, com água a temperatura ambiente, proveniente do sistema de abastecimento. A representação esquemática do condensador e de todo o seu circuito de fluido secundário é apresentada na Figura 3.3.

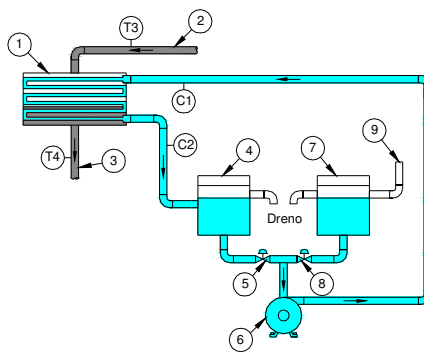


Figura 3.5– Esquema do condensador e do circuito de fluido secundário

Legenda:

1. Condensador
 2. Tubulação de entrada do fluido refrigerante no condensador
 3. Tubulação de saída do fluido refrigerante do condensador
 4. Tanque de água quente
 5. Válvula de regulação da vazão da água quente
 6. Bomba de recirculação
 7. Tanque de água a temperatura ambiente
 8. Válvula de regulação da vazão da água a temperatura ambiente
 9. Entrada de água da rede de abastecimento
- T3,T4 Medidores de temperatura do fluido frigorífico na entrada e na saída do condensador
 C1,C2 Medidores de temperatura da água na entrada e saída do condensador

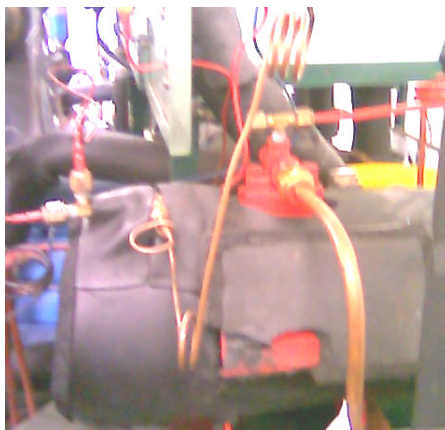
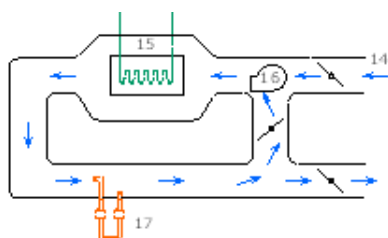


Figura 3.6-Fotografia do condensador

3.2.3. Condensador a ar.

O condensador da nova bancada de testes de bombas de calor (figura 3.) apresenta as mesmas capacidades de aquecimento que aquela do condensador a água da bancada antiga. Portanto, foi selecionado um evaporador a ar com capacidade de refrigeração perto de 3000 W e foi selecionado um condensador a ar com capacidade de aquecimento perto de 4000 W.



Legenda

14. Ar do ambiente
15. Condensador de ar
16. Ventilador

17. Medidor de vazão tipo tubo de Pitot

Figura 3.7 - Esquema do condensador a ar.

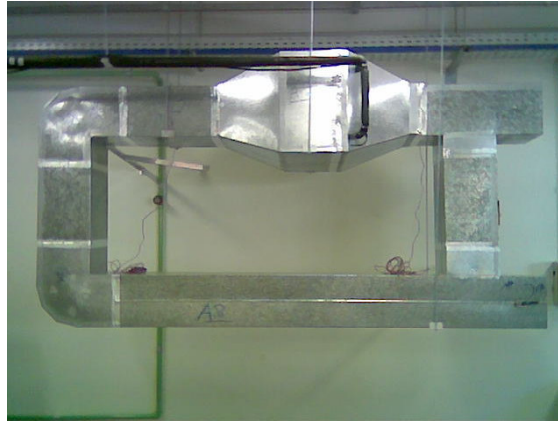


Figura 3.8.- Condensador a ar

O conjunto moto-ventilador do condensador foi selecionado de modo a proporcionar uma elevação de temperatura no ar de que passa no condensador operando a 4000 W igual a 10°C. Nesta condição, a vazão do ventilador deverá ser igual a 0,32 m³ /s. Este ventilador deverá ainda proporcionar uma elevação de pressão igual à perda de carga de 12,4 mm de CA, devida à perda de carga no circuito de ar quente. Desta forma, o seguinte conjunto moto-ventilador e o seguinte condensador a ar foram especificados: Ventilador TORIN, modelo BSC 270-152, de simples aspiração, com 1 rotor. Condensador MIPAL, modelo CD-150 da linha SUPER3/4-12HP, referência 1.5.

3.2.4. Sub-resfriador

O circuito de fluido secundário do sub-resfriador (figura 3.9) necessita de algumas modificações para possibilitar que o sistema de aquecimento elétrico funcione de maneira eficiente. Desta forma, optou-se por não utilizar este dispositivo durante a realização dos ensaios. Toda a água do tanque e do corpo do sub-resfriador foi drenada para evitar qualquer tipo de influência.



Figura 3.9 -Fotografia do sub-resfriador

3.2.5. Dispositivo de expansão

A montagem possui três válvulas de expansão montadas em paralelo. A primeira é de regulagem manual do tipo agulha. A segunda é uma válvula de expansão eletrônica, marca Danfoss, modelo TQ-5, orifício N^o 1, com capacidade nominal de 10,8 kW. A terceira é termostática (figura 3.10) com equalização de pressão externa, marca Danfoss, modelo TEN2 com equalização externa e capacidade nominal de 1,86 kW. Uma válvula de bloqueio montada a jusante de cada uma das válvulas possibilita a utilização do dispositivo de expansão desejado.

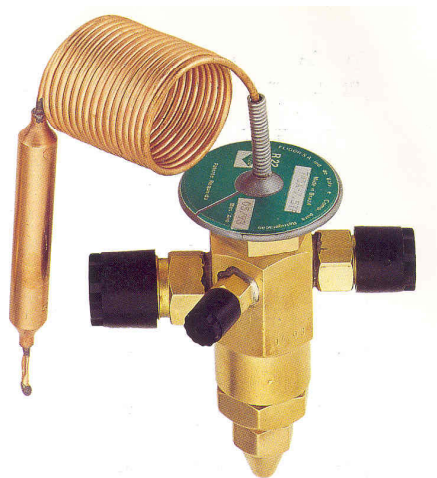


Figura 3.10 -Fotografia da válvula de expansão termostática

3.2.6. Evaporador a água

O evaporador é do tipo coaxial multitubular, constituído por três tubos de cobre envoltos por um tubo de PVC flexível. O fluido refrigerante circula no interior dos tubos de cobre de baixo para cima, enquanto que a água percorre o espaço anular em contra corrente. O conjunto de tubos foi montado em hélice de forma a tornar o componente mais compacto e também promover uma maior turbulência nos escoamentos dos fluidos. O evaporador foi projetado para satisfazer uma potência máxima de refrigeração de 3 kW. A representação esquemática do evaporador e de todo o seu circuito de fluido secundário é apresentada na Figura 3.5.

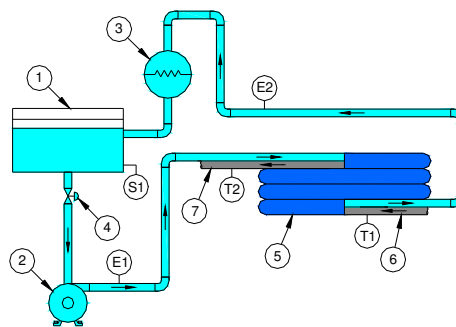


Figura 3.11– Esquema do evaporador

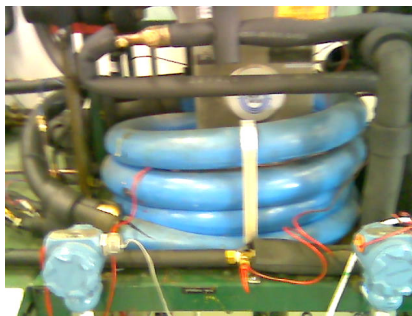


Figura 3.12 -Fotografia do evaporador

Legenda:

1. Reservatório de água
2. Bomba de recirculação
3. Aquecedor por resistência elétrica
4. Válvula de regulação da vazão
5. Evaporador
- 6,7. Tubulação de entrada e de saída do fluido refrigerante no evaporador
- S1. Medidor de temperatura (PT-100)
- T1,T2. Medidores de temperatura do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador
- E1,E2. Medidores de temperatura da água na entrada e saída do evaporador

3.2.7. Evaporador a ar

O evaporador da nova bancada de testes de bombas de calor (figura 3.13 e figura 3.14) apresenta as mesmas capacidades de refrigeração e de aquecimento que aquela do evaporador a água da bancada antiga. Portanto, foi selecionado um evaporador a ar com capacidade de refrigeração perto de 3000W.

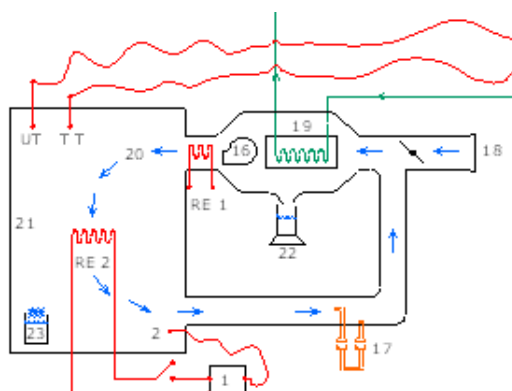


Figura 3.13 - Esquema do evaporador a ar

Legenda

- 1. PID
- 2. Termopar
- 16. Ventilador
- 17. Medidor de vazão tipo tubo de Pitot
- 18. Tampa
- 19. Evaporador a ar
- 20. Ar frio
- 21. Câmara de climatização
- 22. Recipiente para o condensado
- 23. Pote de água em evaporação
- RE1 e RE2 Resistência elétrica do circuito de ar



Figura 3.14 – Evaporador a ar

O conjunto moto-ventilador do evaporador foi escolhido de modo a apresentar uma vazão de insulflamento capaz de proporcionar uma queda de temperatura de 6°C no ar quando este passar no evaporador operando na sua capacidade máxima de 3000 W. Usando esta condição, e admitindo ar seco, a vazão de ar encontrada foi de $0,40 \text{ m}^3/\text{s}$. Além desta vazão, o ventilador deverá ainda proporcionar uma elevação de pressão igual à perda de carga $14,3 \text{ mm de CA}$, devida à perda de carga existente no circuito de ar. Desta forma, o seguinte conjunto moto-ventilador e o seguinte evaporador a ar foram especificados: ventilador TORIN, modelo BSC 270-152, de simples aspiração, com 1 rotor. Evaporador MIPAL, modelo MI-032 da linha leve.

3.2.8. Dimensionamento dos circuitos de ar

Conforme citado no item anterior, as vazões nos circuitos de ar frio do evaporador e de ar quente no condensador são iguais, nesta ordem, a $0,40 \text{ m}^3 / \text{s}$ e $0,32 \text{ m}^3 / \text{s}$. A partir destas vazões, foi possível dimensionar a rede de dutos de ar frio e de ar quente. A técnica utilizada neste dimensionamento foi o método da igual perda de pressão.

No circuito de ar frio (figura 3.13), os comprimentos dos dutos foram escolhidos em função dos tamanhos da câmara de climatização e do evaporador a ar e em função da presença da resistência de aquecimento RE 1. Para determinar a área da seção de passagem, uma perda de pressão linear igual a $0,83 \text{ Pa} / \text{m}$ foi imposto nos dutos. A combinação desta perda de carga linear com a vazão de $0,40 \text{ m}^3 / \text{s}$ conduziu a uma tubulação de diâmetro igual a 32 cm . Usando uma fórmula de diâmetro equivalente apropriada, foi possível converter esta seção

circular para uma seção retangular de dimensões iguais a 27 x 30 cm. As dimensões da caixa do evaporador foram impostas em função do tamanho do trocador de calor. Assim, estas dimensões foram fixadas em 100 x 38 cm.

A perda de carga total na rede de dutos de ar frio é devida à perda de pressão nas tubulações mais as perdas de pressão nas seguintes restrições: três curvas, expansão e contração nas seções divergente e convergente do evaporador, tomadas de ar de insulflamento e de retorno da câmara de climatização, resistência RE 1 e bobina de resfriamento do evaporador. A partir da perda de pressão linear de 0,83 Pa / m e das perdas de pressões dadas por tabelas de restrições, a perda de pressão total foi estimada em 14,3 mm de CA.

No circuito de ar quente (figura 3.7) os comprimentos das tubulações foram escolhidos em função do tamanho do condensador e da câmara de mistura envolvendo o ar quente do condensador e ar vindo do exterior. A mesma perda de carga linear de 0,83 Pa / m usada no dimensionamento do circuito de ar frio foi adotada no dimensionamento do circuito de ar quente. Esta perda de carga combinada com a vazão de ar de $0,32 \text{ m}^3 / \text{s}$ conduziu a uma tubulação de diâmetro igual a 31 cm, cuja seção retangular equivalente apresentou dimensões de 25 x 30 cm. As dimensões da caixa do condensador, impostas pelo tamanho deste trocador de calor, foram fixadas em 43 x 52 cm.

A perda de carga total na rede de dutos de ar quente é devida à perda de pressão nas tubulações mais as perdas de pressão nas seguintes restrições: cinco curvas, expansão e contração nas seções divergente e convergente do condensador e bobina de aquecimento do condensador. A partir da perda de pressão linear de 0,83 Pa / m e das perdas de pressões dadas por tabelas de restrições, a perda de pressão total foi estimada em 12,4 mm de CA.

3.2.9. Sistema de recuperação térmica

O controle da temperatura do fluido secundário no evaporador é feito através de um sistema de aquecimento elétrico. Este controle é necessário, pois é através dele que é feita a regulação da temperatura de ebulição e do grau de sub-resfriamento do fluido frigorífico. O sistema consiste basicamente de um controlador PID, um módulo de disparos de tiristores, um medidor de temperatura tipo PT-100 e uma resistência elétrica de 6 kW (Figura 3.15).

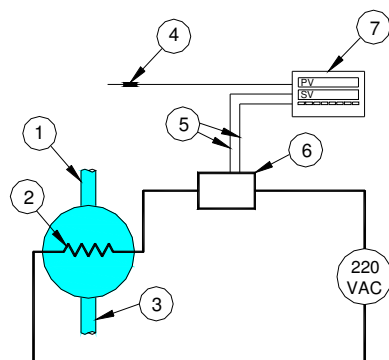


Figura 3.15– Esquema do sistema de aquecimento elétrico.

Legenda:

1. Tubulação de entrada da água
2. Resistência elétrica
3. Tubulação de saída da água
4. Medidor de temperatura (PT-100)
5. Sinal de 4 a 20 mA
6. Módulo de disparo de tiristores
7. Módulo de comando PID

O módulo de controle recebe o sinal de temperatura da água do reservatório, medida pelo PT-100, e emite um sinal de comando (4 mA a 20 mA) para o módulo de disparo de tiristores. Após receber o sinal de comando, o módulo de disparos de tiristores começa a produzir pulsos cuja duração é proporcional ao sinal de entrada (técnica conhecida como modulação por largura de pulsos ou PWM). Estes pulsos atuam no estado de condução de corrente elétrica dos tiristores provocando uma variação na tensão aplicada na resistência. Desta forma, a potência fornecida pela resistência é ajustada em função da temperatura da água no reservatório.

3.2.10. Sistemas de medição

O banco de testes foi instrumentado com medidores de temperatura, pressão e vazão. A descrição dos dispositivos utilizados é apresentada a seguir.

3.2.10.1. Medidores de temperatura

O banco de testes possui 9 termopares do tipo T (cobre-constantan) (figura 3.16), com 1,5 mm de diâmetro. Os termopares foram instalados no interior da tubulação, na entrada e na saída de cada um dos componentes do sistema.

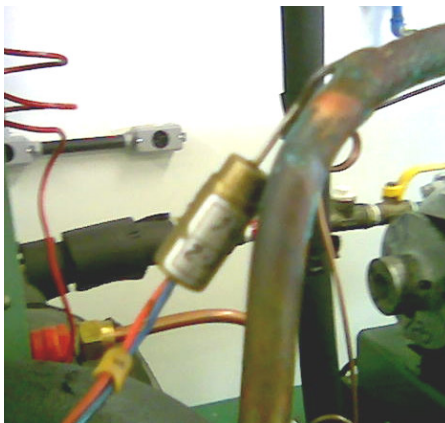


Figura 3.16 -Fotografia de um dos termopares tipo T

3.2.10.2. Medidores de pressão

Para a medição da pressão, foram utilizados dois manômetros do tipo Bourdon, marca Keywest (figura 3.17), instalados na entrada e na saída do compressor. As faixas de medida são de 0 a 10 bar para a linha de sucção e de 0 a 34 bar para a linha de descarga. A medição da pressão também pode ser realizada por dois captores de pressão piezoresistivos, marca Rosemount, instalados nos mesmos pontos que os manômetros, que não foram utilizados na realização dos ensaios para este trabalho por necessitarem de um módulo de condicionamento de sinais que não estava disponível.



Figura 3.17 -Fotografia dos manômetros do tipo Bourdon.

3.2.10.3. Medidor de vazão

A vazão mássica do fluido refrigerante é medida através de dois dispositivos que funcionam sob princípios físicos distintos. O primeiro é um medidor de vazão a efeito Coriolis da marca Fisher-Rosemount (figura 3.18) . A sua faixa de medição é de 15 a 200 kg/h. O segundo é um medidor de vazão de área variável tipo rotâmetro da marca Hidrogeron (figura 3.19) com faixa de medição de 20 a 120kg/h.

Para determinar a vazão de fluido secundário no evaporador e no condensador, utilizou-se de uma proveta com subdivisões de 2 ml e um cronômetro digital marca Casio, com leitura de até centésimos de segundo.



Figura 3.18. -Fotografia do medidor a efeito coriolis rotâmetro



Figura 3.19. -Fotografia do rotâmetro

3.2.10.4. Medidor de rotação

A medida da velocidade de rotação do compressor é feita com a utilização de um tacômetro digital de contato da marca Mitutoyo que permite medir a rotação no eixo do motor para rotações de até 5000 rpm.

3.2.11. Sistema de aquisição de dados

Na medição das temperaturas, foi utilizado uma placa de aquisição de dados modelo CAD12/32 de 12 bits, e um módulo para o condicionamento dos sinais modelo MCS1000-V2, ambos fabricados pela Lynx. Esta configuração permite a conexão de até 15 termopares. Para a leitura e tratamento dos sinais provenientes dos diversos sensores, foi desenvolvido um programa de computador em linguagem G (LabView). Este software converte todos os sinais de tensão em grandezas de engenharia, apresentando na tela do computador a evolução em tempo real de cada uma das variáveis medidas, além de permitir a gravação destes dados em um arquivo.

3.3. Considerações finais.

Neste capítulo foi apresentado o banco de testes utilizado na realização dos ensaios. Relacionou-se cada um de seus componentes, sua função e posição no banco de ensaios e os respectivos dados técnicos. O banco de teste pode operar também tendo o ar como fluido secundário tanto no evaporador como no condensador. Para este trabalho foi utilizado somente a água como fluido secundário. O sistema de medição instalado no banco de testes também foi apresentado.

4. MODELOS MATEMÁTICOS

4.4.Introdução

A modelagem matemática de um sistema físico consiste na representação de seu comportamento por meio de relações matemáticas. Estas relações são normalmente baseadas em princípios físicos fundamentais ou em correlações empíricas que representam a dinâmica do sistema (Maia 2005).

Dentro deste contexto, são apresentados a seguir cinco modelos matemáticos obtidos da literatura para cálculo da vazão a partir de parâmetros físicos do rotâmetro e densidade do fluido. Estes modelos foram submetidos à simulação para faixa de vazão do rotâmetro instalado no banco de refrigeração. No capítulo cinco os dados experimentais serão comparados com os valores obtidos através desses modelos com o objetivo de selecionar o mais adequado para elaborar uma nova escala para o rotâmetro.

4.5.Modelos matemáticos

Foram selecionados cinco modelos da literatura para cálculo da vazão em medidores do tipo rotâmetro, a saber: o modelo proposto por Holman (eq. 4.1), o modelo proposto por Delmée (eq. 4.2), o modelo proposto por Doebelin (eq. 4.3), o modelo proposto pelo site My space (eq. 4.4) e o modelo proposto por Figliola (eq. 4.5), respectivamente apresentados a seguir:

$$Q = \frac{\pi}{4} \left[(d_c + ay)^2 - D_f^2 \right] \left[\frac{2gV_f}{C_a \cdot A_f} \left(\frac{\rho_f}{\rho} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad 4.1$$

em que: Q é a vazão; d_c , a e y são respectivamente o diâmetro menor, a conicidade e a distância vertical em relação à entrada do tubo cônico; D_f é o diâmetro do flutuador, g é a aceleração da gravidade, V_f é o volume do flutuador, A_f é a área do flutuador; ρ_f e ρ são respectivamente a massa específica do flutuador e do fluido; C_a é o coeficiente de arraste.

$$Q_{mt} = K \cdot \left(\frac{D^2}{D_f^2} - 1 \right) \cdot D \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot \sqrt{g M_f \frac{\rho_f - \rho}{\rho_f}} \quad 4.2$$

em que K é um coeficiente que relaciona as equações teóricas com as reais, D é o diâmetro do tubo na elevação da seção de medição, M_f é a massa do flutuador. Os demais parâmetros são os mesmos do modelo 4.1.

$$Q = \frac{C_a \cdot (A - A_f)}{\sqrt{1 - \left[\frac{(A - A_f)}{A} \right]^2}} \cdot \sqrt{2 \cdot g V_f \frac{(\rho_f - \rho)}{A_f \rho_f}} \quad 4.3$$

em que: A é a área do tubo cônico à altura da medição de vazão. Os demais parâmetros são os mesmos do modelo 4.1.

$$Q = C_a \cdot A_a \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot V_f \cdot (\rho_f - \rho)}{A_f \cdot \rho}} \cdot \left[1 - \left(\frac{A_a}{A} \right)^2 \right] \quad 4.4$$

em que: A_a é a área anelar entre o flutuador e o tubo à altura da medição de vazão.

$$Q = \sqrt{\frac{2 \cdot g V_f \cdot A_a \cdot (\rho_f - \rho) \cdot \rho}{C_a}} \quad 4.5$$

Estes cinco modelos foram alimentados com os parâmetros físicos do rotâmetro instalado no banco de testes. O fluido usado na geração destas curvas foi a água, o flutuador é de titânio de massa 3,7685g, diâmetro 9,56mm, volume 0,80cm³, tubo cônico de diâmetro mínimo de 9,62mm, conicidade de 0,02, e aceleração da gravidade de 9,78m/s². O coeficiente de arraste é diferente para cada modelo e foi obtido através de experimento que está descrito no capítulo cinco.

A figura 4.1 apresenta a evolução das curvas geradas a partir desses cinco modelos.

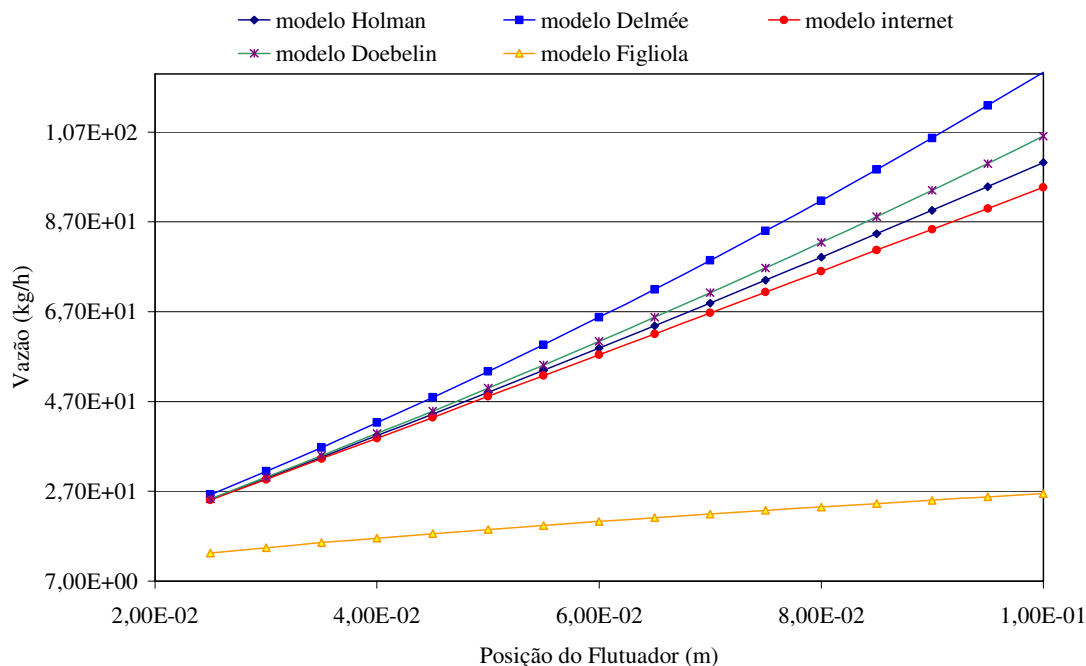


Figura 4.1.- Evolução das curvas de vazão para cinco modelos teóricos.

Observando a figura 4.1 constata-se que os modelos apresentam curvas distintas e que a diferença entre eles cresce com a elevação do flutuador. O modelo de Figliola foi o que apresentou resultados mais discrepantes em relação aos demais. No capítulo cinco, esses resultados serão comparados com os dados experimentais.

Os modelos propostos por Holman (1989) e Delmée (1999) estão apresentados de forma detalhada na literatura e serão apresentados a seguir.

4.6. Modelo proposto por Holman

Segundo Holman (1989), o deslocamento do fluido entre o flutuador e o tubo cônico vertical é responsável pelo movimento ascendente do flutuador. O flutuador irá subir até um ponto no tubo de tal modo que as forças de arraste sejam equilibradas pelo peso e força de empuxo. A posição do flutuador no tubo é tomada como a indicação da vazão. A elevação do flutuador depende da área anelar entre ele e o tubo cônico de vidro. Um desenho esquemático do flutuador e tubo cônico são mostrados na figura 4.2.

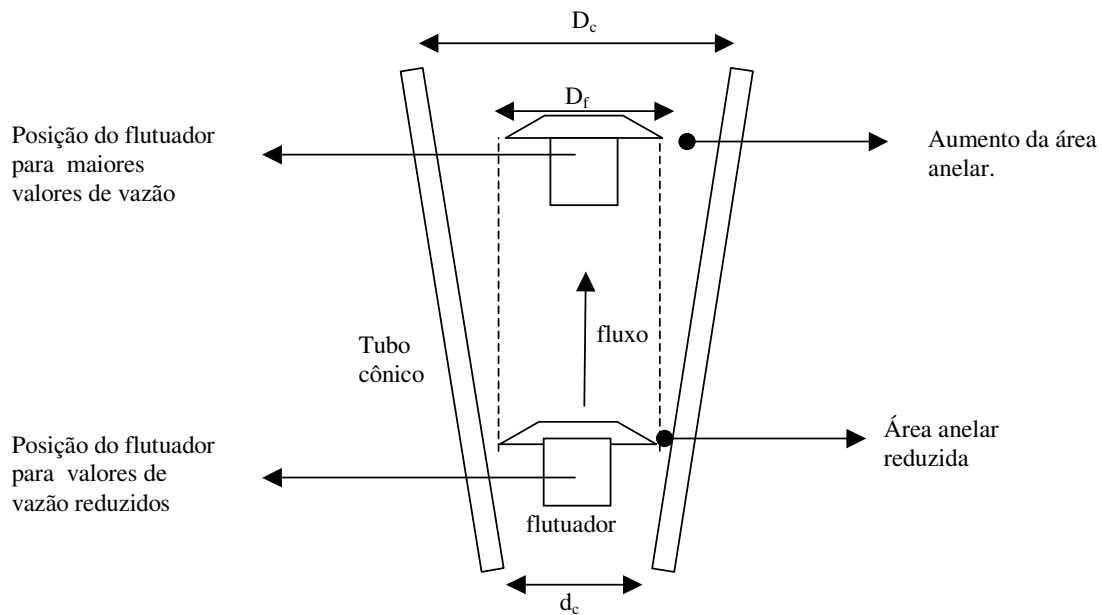


Figura 4.2– Esquema de um rotômetro. Fonte: Holman

A força que equilibra o flutuador é dada por:

$$F + \rho \cdot V_f g = \rho_f V_f g \quad . 4.6$$

em que: F é a força de arraste sobre o flutuador, ρ é a massa específica do fluido, ρ_f é a massa específica do flutuador, V_f é o volume total do flutuador e g é a aceleração local da gravidade.

O primeiro, segundo e terceiro termos da equação 4.6 significam respectivamente: a força de arraste, a força de empuxo e peso do flutuador

A força de arraste F é dada por:

$$F = C_a \cdot A_f \cdot \frac{\rho \cdot u_m^2}{2} \quad 4.7$$

em que: C_a é o coeficiente de arraste, A_f é a área frontal do flutuador e u_m é a velocidade de escoamento do fluido entre o tubo e o flutuador.

Combinando-se as equações 4.6 e 4.7, tem-se:

$$C_a \cdot A_f \cdot \frac{\rho \cdot u_m^2}{2} + \rho_f \cdot V_f \cdot g - \rho \cdot V_f \cdot g \quad 4.8$$

Colocando u_m em evidência, tem-se:

$$u_m = \left[\frac{2gV_f}{C_a \cdot A_f} \left(\frac{\rho_f}{\rho} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad 4.9$$

Seja a vazão Q dada pelo produto de u_m pela área anelar A_a , tem-se então:

$$Q = A_a \cdot u_m = A_a \cdot \left[\frac{2gV_f}{C_a \cdot A_f} \left(\frac{\rho_f}{\rho} - 1 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad 4.10$$

Sendo a área anelar A_a entre o tubo cônico e o flutuador na elevação da seção de medição dada por:

$$A_a = \frac{\pi}{4} \left[(d_c + ay)^2 - D_f^2 \right] \quad 4.11$$

Em que: d_c é o diâmetro menor do tubo cônico (na entrada do fluido), D_f é o diâmetro máximo do flutuador, y é a distância vertical a partir da entrada do tubo cônico e a é uma constante indicativa da conicidade do tubo.

4.7. Modelo proposto por Delmée

Apresentaremos o modelo proposto por Delmée (1999) para determinação da vazão de líquidos em um medidor de área variável tipo rotâmetro em função dos parâmetros geométricos e físicos característicos do medidor.

Na dedução de seu modelo, Delmée partiu da equação que foi obtida em 1738 por Daniel Bernoulli para duas seções quaisquer de um filete de fluido e expressa a igualdade das energias totais. Denominada equação de Bernoulli, a equação 4.12 permite calcular a vazão de um fluido a partir da diferença de pressões entre duas seções diferentes do escoamento desse fluido. Entretanto, essa equação é válida somente para casos onde o escoamento é laminar (fluido ideal). Nos casos de fluidos reais, faz-se necessário o uso de fatores de correção, que, nos medidores de vazão, estes já estão considerados.

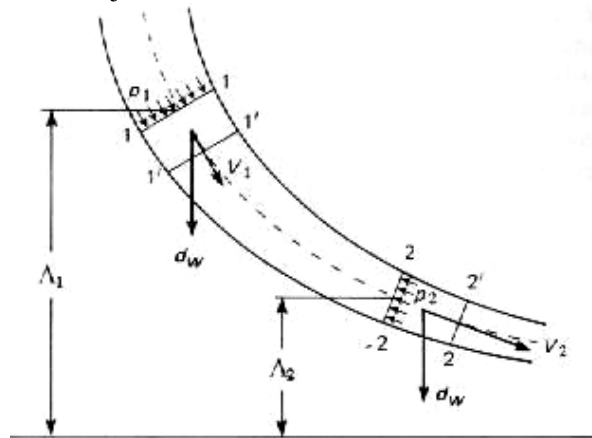


Figura 4.3- filete líquido para dedução da equação de Bernoulli. Fonte: Delmée 1999

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + \Lambda_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + \Lambda_2 \quad 4.12$$

em que V_1 e V_2 são respectivamente as velocidades de escoamento do fluido nas seções 1 e 2 da figura 4.12; P_1 e P_2 são as pressões do fluido nas seções 1 e 2 respectivamente; g é a aceleração local da gravidade; Λ_1 e Λ_2 são as alturas do centro de gravidade das seções 1 e 2 respectivamente contada a partir de um plano horizontal qualquer. Substituindo γ pelo produto $\rho \cdot g$ e colocando $V_1 - V_2$ em evidência, tem-se:

$$V_2^2 - V_1^2 = 2 \cdot \left[\frac{P_1 - P_2}{\rho} - g(\Lambda_2 - \Lambda_1) \right] \quad 4.13$$

A Vazão teórica através da área na extremidade inferior de um rotâmetro pode ser dada por:

$$Q_t = A_i \cdot V_1 = A_a \cdot V_2 \quad 4.14$$

Em que A_i é a área do tubo cônico na extremidade inferior, A_a é a área anelar de medição compreendida entre o tubo e o flutuador em, V_1 é a velocidade do fluido em relação a área A_i e V_2 é a velocidade do fluido em relação a área A_a . Isolando-se V_1 , tem-se:

$$V_1 = V_2 \frac{A_a}{A_i} \quad 4.15$$

Substituindo a equação 4.15 na equação 4.13, tem-se:

$$V_2^2 - V_2^2 \left(\frac{A_a}{A_i} \right)^2 = 2 \left[\frac{p_1 - p_2}{\rho} - g(\Lambda_2 - \Lambda_1) \right] \quad 4.16$$

Evidenciando V_2 , tem-se

$$V_2^2 = \frac{2 \left[\frac{p_1 - p_2}{\rho} - g(\Lambda_2 - \Lambda_1) \right]}{1 - \left(\frac{A_a}{A_i} \right)^2} \quad 4.17$$

mas $V_2 = \frac{Q_t}{A_a}$, que substituído na equação 4.17 e dividindo numerador e denominador do 2º membro por $(A_a)^2$, tem-se:

$$Q_t^2 = \frac{2 \left[\frac{p_1 - p_2}{\rho} - g(\Lambda_2 - \Lambda_1) \right]}{\frac{1}{A_a^2} - \frac{1}{A_i^2}} \quad 4.18$$

A equação 4.18 é a equação de Bernoulli desenvolvida para medidores de área variável. Ela fornece a vazão a partir de parâmetros geométricos e físicos característicos do medidor e do

fluido e será retomada em momento posterior. A seguir, em relação ao flutuador, será realizado um estudo das forças que nele atuam.

O flutuador pode se deslocar livremente na direção vertical (nos limites do medidor) e atingirá sua condição de equilíbrio, para que seja efetuada a leitura da vazão, quando a resultante das forças nessa direção for nula. Essas forças são uma para baixo e três para cima. Para baixo tem-se o peso do flutuador. Para cima tem-se a força de arraste do fluido sobre o flutuador devido ao movimento relativo entre eles, a força de empuxo devido às diferenças de massa específica do flutuador e do fluido e por último a força devido à diferença de pressão no interior do tubo cônico.

Estabelecendo-se um balanço de forças e de momentos para todo material contido no tubo entre as seções A e A_a , tem-se:

$$p_1 \cdot A + Q_t \cdot \rho \cdot V_1 = p_2 A + Q_t \cdot \rho \cdot V_2 + g \cdot M_f \cdot \frac{\rho_f - \rho}{\rho_f} + (\Lambda_2 - \Lambda_1) \cdot A \cdot \rho \cdot g \quad 4.19$$

em que: A é a área do tubo cônico à altura da seção de medição do flutuador

Os termos da equação 4.19 significam respectivamente: a força devido à pressão na área A_1 , a força de arraste na área 1, a força devido à pressão na área A_2 , a força de arraste na área 2, a força de empuxo e o peso do fluido entre as seções A e A_a .

Isolando o diferencial de pressão, tem-se:

$$A \cdot (P_1 - P_2) = g M_f \frac{\rho_f - \rho}{\rho_f} + Q_t \cdot \rho \cdot (V_2 - V_1) + (\Lambda_2 - \Lambda_1) \cdot A \cdot \rho \cdot g \quad 4.20$$

Substituindo o 2º termo por F e isolando-se os elementos geométricos, tem-se:

$$A \cdot (P_1 - P_2) - (\Lambda_2 - \Lambda_1) \cdot A \cdot \rho \cdot g = F + Q_t \cdot \rho \cdot (V_2 - V_1) \quad 4.21$$

Dividindo a equação 4.21 por $A \cdot \rho$ e fazendo as simplificações devidas, tem-se:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} - g \cdot (\Lambda_2 - \Lambda_1) = \frac{F}{A \rho} + \frac{Q_t (V_2 - V_1)}{A} \quad 4.22$$

Substituindo $V_1 = \frac{Q_t}{A_i}$ e $V_2 = \frac{Q_t}{A_a}$ e considerando desprezível o ângulo de conicidade, tem-se:

$$\frac{P_1 - P_2}{\rho} \cdot g \cdot (\Lambda_2 - \Lambda_1) = \frac{F}{A\rho} + \frac{Q_t^2}{A} \left(\frac{1}{a} - \frac{1}{A} \right) \quad 4.23$$

Substituindo a equação 4.18 na equação 4.23, multiplicando por A os dois membros da equação e evidenciando Q_t , teremos:

$$Q_t = \left[\frac{\frac{2 \cdot A \cdot F}{\rho}}{\left(\frac{A}{a} - 1 \right)^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{1}{\left(\frac{A}{a} - 1 \right)^2} \cdot \frac{2 \cdot A \cdot F}{\rho} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{\left(\frac{A}{a} - 1 \right)} \cdot \left[\frac{2 \cdot A \cdot F}{\rho} \right]^{\frac{1}{2}} \quad 4.24$$

Substituindo na equação 4.24 as seguintes relações:

$A_a = A - A_f$ em que A_f é a área do flutuador;

$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ em que D é o diâmetro do tubo na elevação da seção de medição do flutuador;

tem-se:

$$Q_t = \left(\frac{A}{A_f} - 1 \right) \cdot D \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot \sqrt{\frac{F}{\rho}} \quad 4.25$$

Substituindo em 4.25 as seguintes relações:

$$\frac{A}{A_f} = \frac{D^2}{D_f^2} \quad 4.26$$

em que D_f é o diâmetro do flutuador.

$$Q_{mt} = Q_t \cdot \rho \quad 4.27$$

$$F = gM_f \frac{\rho_f - \rho}{\rho_f} \quad 4.28$$

Tem-se:

$$Q_{mt} = K \cdot \left(\frac{D^2}{D_f^2} - 1 \right) \cdot D \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot \sqrt{gM_f \frac{\rho_f - \rho}{\rho_f} \cdot \rho} \quad 4.29$$

em que K é um coeficiente que relaciona as equações teóricas com as reais.

A seguir faremos uma análise dos parâmetros físicos do fluido e do rotâmetro que podem influir na vazão mensurada. Nesta simulação optou-se pelo modelo de Holman (1989) por ser função da conicidade do tubo a qual deseja-se analisar.

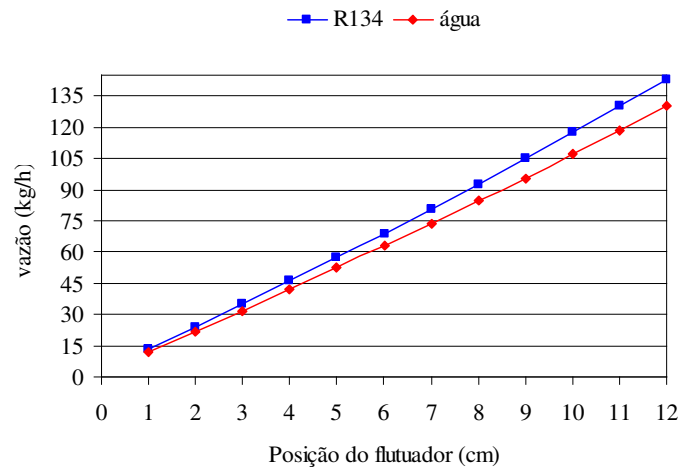


Figura 4.4. - Influência da massa específica do fluido na medida de vazão

Na figura 4.4 observa-se que se o fluido for substituído por outro de massa específica maior, no caso a água pelo R134, a vazão indicada pela escala deverá ser maior. Isso já era esperado pois no balanço de forças do rotâmetro dado pela equação 4.6, aumentando-se a densidade do fluido aumenta a força de arraste e o empuxo que são forças verticais para cima. A única força vertical para baixo é o peso do flutuador que é constante. Portanto haverá uma resultante vertical para cima sobre o flutuador deslocando-o neste sentido. Ao deslocar para cima, a área entre o tubo cônico e o flutuador aumenta fazendo com que o arraste seja menor,

diminuído a resultante na vertical e o flutuador novamente encontra a posição de equilíbrio para a nova vazão.

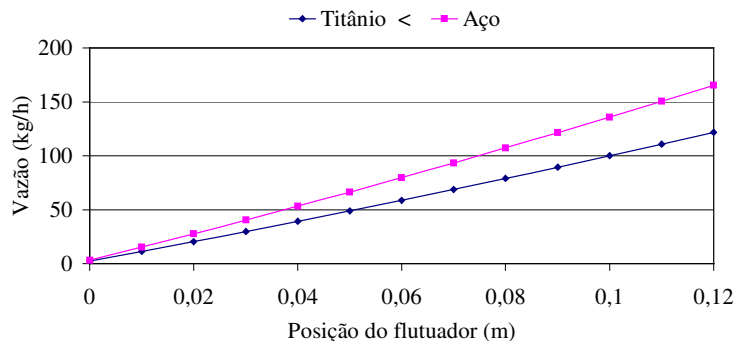


Figura 4.5. - Influência da massa específica do flutuador na medida de vazão.

Na figura 4.5 observa-se que se o flutuador for substituído por outro de massa específica maior, no caso o titânio pelo aço, a vazão indicada pela escala deverá ser menor. Isto ocorre porque o aumento da massa específica do flutuador aumenta somente a componente vertical para baixo no balanço de forças do flutuador. Desta forma o flutuador desloca-se para uma posição inferior indicando menor vazão.

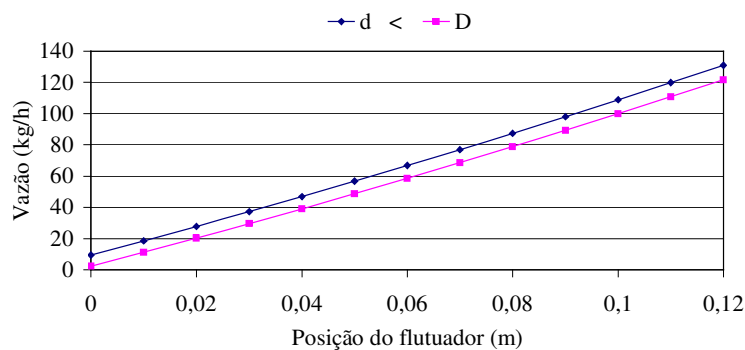


Figura 4.6. - Influência do diâmetro do flutuador na medida de vazão.

Pode-se observar na figura 4.6 que se o flutuador for substituído por outro de diâmetro maior, para a mesma posição do flutuador, a vazão indicada pela escala deverá ser maior. Isto ocorre porque, embora o aumento no diâmetro produza aumento de mesma proporção nas três forças, duas delas são para cima. Desta forma o flutuador desloca-se para uma posição superior indicando maior vazão.

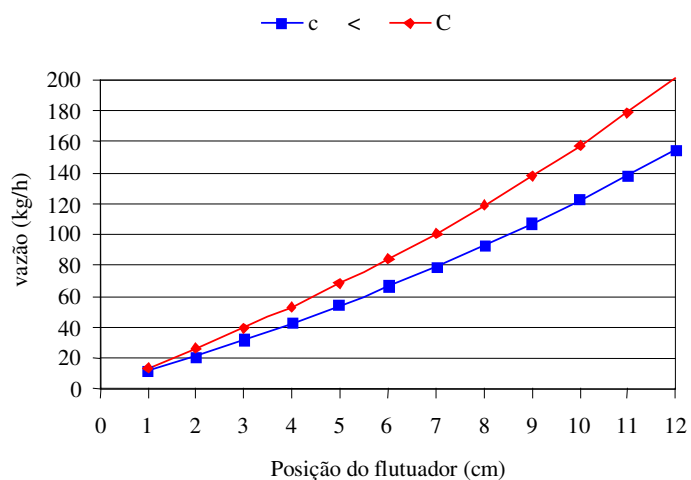


Figura 4.7. Influência da conicidade do tubo cônico na medida de vazão.

Pode-se observar na figura 4.7 que se a conicidade do tubo for aumentada, para a manter o flutuador na mesma posição, a vazão deverá ser maior. Isto já era previsto pois o aumento na conicidade diminui a força de arraste que é vertical para cima, e o flutuador tende a deslocar-se para baixo. Para compensar o aumento da conicidade, a vazão teria que aumentar fazendo crescer a força de arraste, mantendo assim, o flutuador na mesma posição de equilíbrio que antes.

A seguir, será apresentado um estudo para avaliar a representatividade dos parâmetros utilizados no cálculo teórico da vazão, a saber: massa específica do fluido frigorífico e do flutuador, inclinação do tubo cônico do rotâmetro, aceleração da gravidade, diâmetro do flutuador e o coeficiente de arraste, também denominado fator K . O valor desses parâmetros foi aumentado em 30% e calculado a variação percentual na vazão. Os resultados estão apresentados nas figuras 4.8 a 4.10.

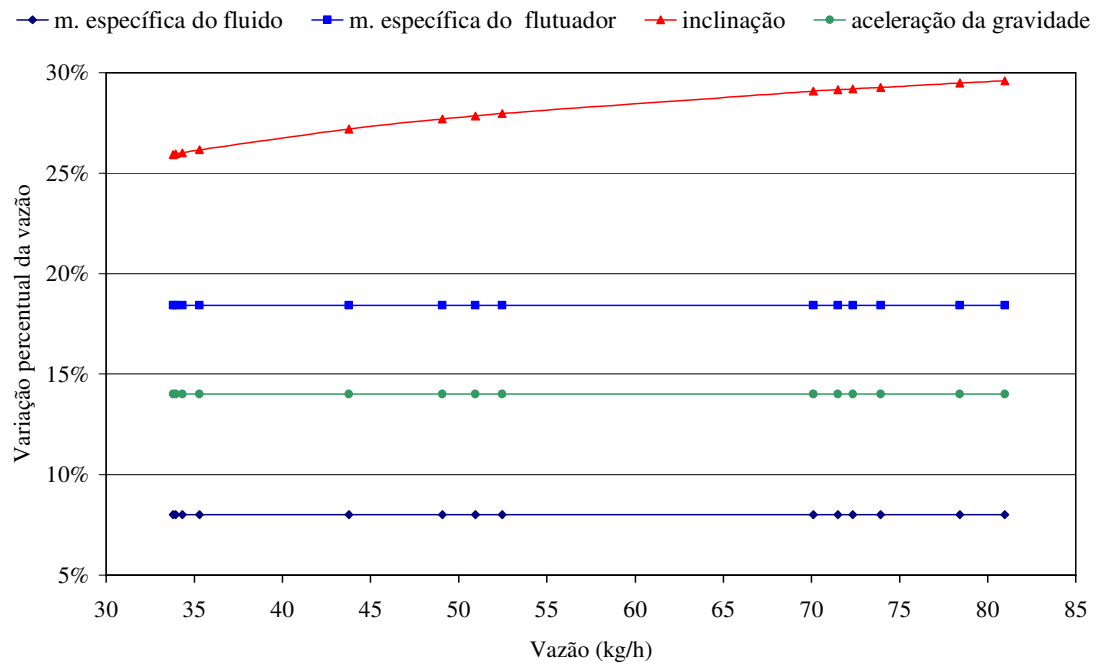


Figura 4.8. Aumento percentual da vazão para um aumento de 30% nos parâmetros do rotâmetro e do fluido

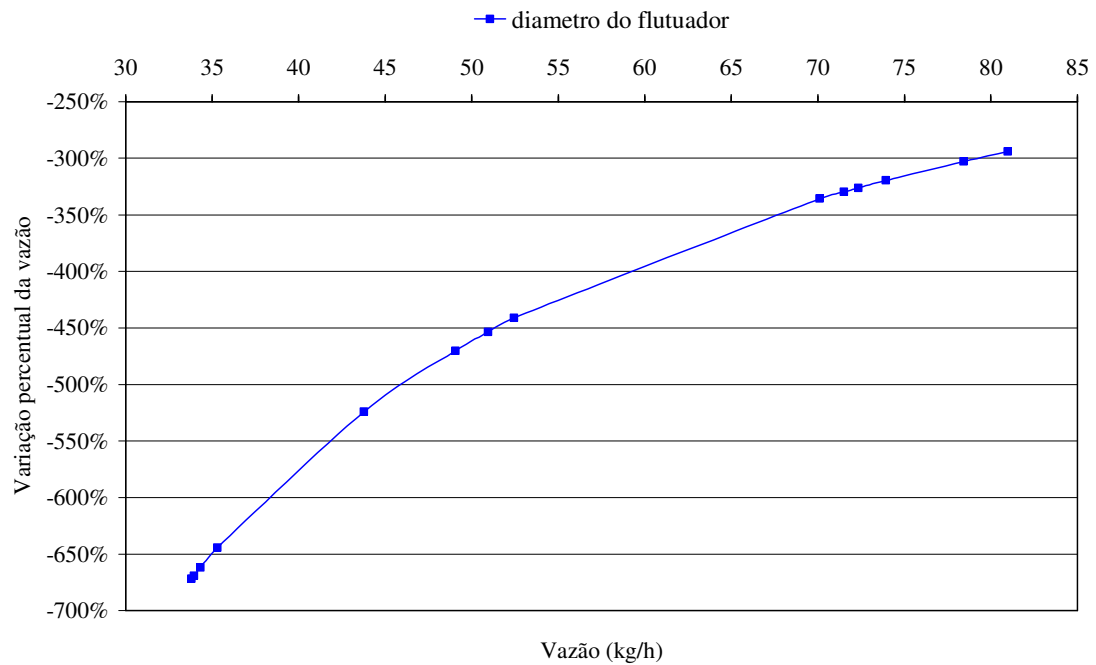


Figura 4.9 Redução percentual da vazão para um aumento de 30% no diâmetro do flutuador

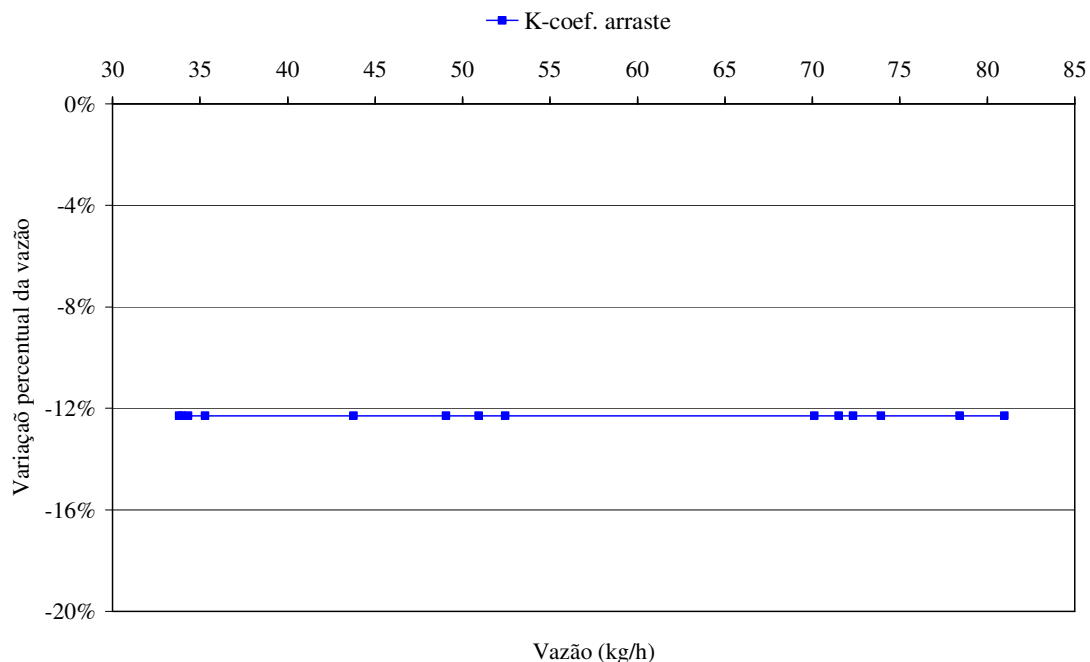


Figura 4.10 Redução percentual da vazão para um aumento de 30% no coeficiente de arraste

Informações importantes podem ser obtidas da análise das figuras 4.8 a 4.10. O parâmetro de menor influência sobre a vazão é a massa específica do fluido. Um aumento de 30% na massa específica do fluido provoca um aumento de apenas 8% na vazão. Observa-se que esse aumento é constante para toda faixa de medição do rotâmetro, isto se deve ao fato do modelo de Holman ter uma dependência linear com a vazão. Constata-se também que apesar do modelo de Holman ser teórico, a menor influência da massa específica na vazão está de acordo com os projetos dos fabricantes que fazem os flutuadores pontiagudos para que seja mínima a influência da massa específica nas medidas de vazão.

Com relação à aceleração da gravidade, observa-se que um aumento de 30% nessa grandeza resulta em uma variação de 14% na medida de vazão. Portanto, a aceleração da gravidade deve ser levada em conta na aquisição de rotâmetros calibrados em um local de altitude muito diferente de onde será instalado.

O parâmetro que mais influencia na vazão é o diâmetro do flutuador. Um aumento de 30% nesse diâmetro provoca uma redução de 300% a 700% na leitura da vazão sendo a maior variação para valores menores da escala. Isto se deve ao fato do modelo ter uma dependência exponencial com o diâmetro do flutuador.

4.8.Considerações finais

Neste capítulo foram apresentados alguns modelos teóricos para o cálculo da vazão, sendo que comparação desses modelos com os dados experimentais será apresentada no capítulo cinco. Também foi apresentada as deduções para os modelos de Holman (1989) e Delmée (1999). Uma análise da influência dos parâmetros físicos do rotâmetro e do fluido na medida de vazão, foi apresentada bem como a significância dessa influência para cada parâmetro. Mostrou-se o parâmetro diâmetro do flutuador ser o mais crítico. Na obtenção do modelo matemático para o rotâmetro, esse parâmetro deverá ser criteriosamente avaliado.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1. Introdução

Neste capítulo é apresentada a metodologia empregada com objetivo de calibrar o rotâmetro para mensurar a vazão do R134a. na execução dos ensaios experimentais e, as condições de realização desses ensaios. Uma avaliação acerca das incertezas das medições é apresentada e discutida no anexo D.

5.2. Condições dos ensaios

Um total de 14 ensaios Foi realizado. A metodologia empregada na realização de cada um deles consistiu em inicialmente ajustar o sistema para operar em regime permanente, com um superaquecimento na saída do evaporador de aproximadamente 7°C. Para as rotações do compressor de 600 rpm, 700 rpm e 800rpm foi previsto inicialmente utilizar as temperaturas de ebulição de -5°C, 0°C, 5°C e 10°C, e temperaturas de condensação de 40°C e 45°C aproximadamente. Isto resultaria em (3 velocidades de rotação) x (4 temperaturas de ebulição) x (2 temperaturas de condensação) = 24 ensaios, contudo, devido à quebra do rotâmetro, 14 pontos foram obtidos. O ajuste da temperatura de ebulição foi obtido através do controlador PID. O ajuste da temperatura de condensação foi obtido combinando-se a água aquecida, proveniente do próprio condensador, com água a temperatura ambiente, proveniente do sistema de abastecimento. A vazão do fluido secundário na entrada do evaporador foi mantida constante para todos os ensaios em (157 ± 4) mL/s. As temperaturas de condensação foram mantidas constantes em dois valores (em momentos distintos) em aproximadamente 40°C e 45°C durante os ensaios. Uma vez em regime permanente, cerca de 150 leituras vazão e temperatura foram registradas em um arquivo de dados, o que foi suficiente para a caracterização do regime permanente do sistema.

Para determinação dos coeficiente de arraste dos modelos matemáticos, fez-se passar água pelo rotâmetro até que o flutuador atingisse o equilíbrio. Mediu-se a vazão com uma proveta e um cronômetro. Esse processo foi repetido para 4 posições do flutuador. O valor dessa vazão

e a posição do flutuador foram substituídos em cada modelo e calculado o respectivo coeficiente de arraste. A seguir são apresentados os resultados das medições.

5.3. Parâmetros físicos do rotâmetro

Tabela 5.1 Parâmetros físicos do rotâmetro

	Grandezas	Valor base	Incerteza U_{95%}
Tubo cônico	Diâmetro máximo do tubo cônico (mm)	11,88	0,03
	Diâmetro mínimo do tubo cônico (mm)	9,62	0,01
	Comprimento do tubo cônico	109,86	0,06
Flutuador	Diâmetro máximo (mm)	9,56	0,01
	Volume (cm ³)	0,80	0,01
	Massa (g)	3,7685	0,0220

5.4. Vazão do fluido secundário no evaporador

Tabela 5.2. – Vazão do fluido secundário no evaporador

	Grandezas	Valor base	Incerteza U
Vazão de água no evaporador	Volume (mL)	1608	48
	Tempo (s)	10,26	0,16
	Vazão (mL/s)	156,79	6,76

5.5. Massa específica do flutuador do rotâmetro

Tabela 5.3. - Massa específica do flutuador do rotâmetro

	Grandezas	Valor base	Incerteza U
Massa específica do flutuador	Massa (g)	3,7685	0,0220
	Volume (ml)	0,80	0,01
	Massa específica (g/cm ³)	4,71	0,01

5.6. Medidas de vazão e posição do flutuador

A tabela 5.4 apresenta medidas de vazão e posição do flutuador para rotações de 600, 700 e 800rpm, temperatura de condensação de 40°C e 45°C e temperatura de evaporação de -5°C, 0°C, 5°C e 10°C aproximadamente.

Tabela 5.4. - Medidas de vazão e posição do flutuador para rotações de 600, 700 e 800rpm, temperatura de condensação de 40°C e 45°C e temperatura de evaporação de -5°C, 0°C, 5°C e 10°C

Rotação	Temperatura de condensação (°C)	Temperatura de ebulição (°C)															
		-5,30 ± 0,45				-0,10 ± 0,60				4,63 ± 0,14				8,82 ± 1,24			
		posição flutuador (mm)	U _{95%}	vazão (kg/h)	U _{95%}	posição flutuador (mm)	U _{95%}	vazão (kg/h)	U _{95%}	posição flutuador (mm)	U _{95%}	vazão (kg/h)	U _{95%}	posição flutuador (mm)	U _{95%}	vazão (kg/h)	U _{95%}
600 rpm	40	1,58	0,02	36,216	0,507	2,11	0,01	45,822	0,274					3,57	0,02	64,322	0,285
	45													3,61	0,04	64,289	0,233
700 rpm	40	1,60	0,10	40,134	0,164	2,49	0,02	50,756	0,241					3,70	0,04	66,094	0,285
	45	1,57	0,03	39,156	0,413	2,39	0,03	49,815	0,547					4,06	0,06	69,331	0,372
800 rpm	40																
	45	1,65	0,03	43,039	0,042	2,57	0,03	52,225	0,222	3,50	0,02	62,013	0,266	3,93	0,06	70,555	0,420

5.7. Discussão dos resultados

A figura 5.1 apresenta a evolução da vazão mássica do refrigerante em função da rotação do compressor, da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação. A evolução destas curvas está de acordo com a evolução das curvas teóricas apresentadas na figura 2.7 demonstrando a consistência dos dados experimentais obtidos.

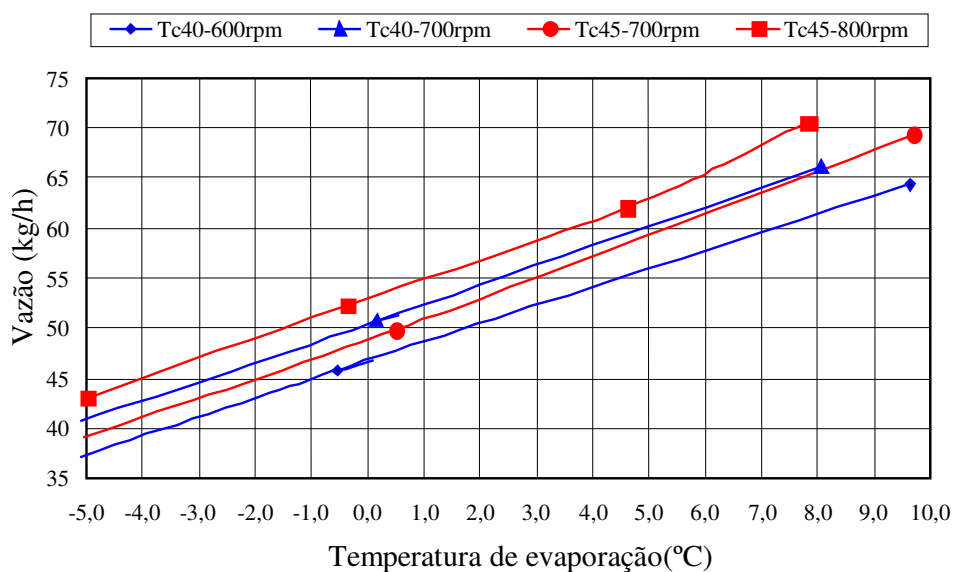


Figura 5.1 - Evolução da vazão mássica do refrigerante em função da rotação do compressor, da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação.

Na figura 5.2 os dados experimentais da vazão em função da posição do flutuador e uma linha de tendência são apresentados.

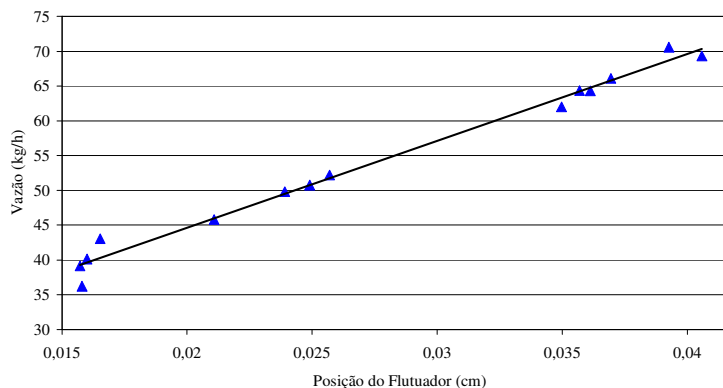


Figura 5.2. - Curva dos dados experimentais em função da posição do flutuador com linha de tendência

Através da linha de tendência na figura 5.2 constata-se que o segundo, quarto e último pontos, para vazão de 36kg/h e 43kg/h e 69kg/h respectivamente, estão descontínuos com os demais. No caso do segundo e quarto pontos, o erro no mensurando possivelmente foi gerado pelo fato de terem sido obtidos em posições muito próxima à de repouso do flutuador, no limite inferior da escala, ou em uma zona morta, definida no Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais e Gerais da Metrologia como “intervalo máximo no qual um estímulo pode variar em ambos os sentidos, sem produzir variação na resposta de um instrumento de medição”. O quarto ponto foi obtido no instante da quebra do rotâmetro e como nesse momento o aparelho estava com suas condições físicas alteradas, provavelmente as medições foram afetadas.

Segundo Camarano (2001) “Uma medição nos fornece um conjunto de resultados cuja variação poder ser aleatória ou não. Um dos métodos para identificar possíveis dados suspeitos é plotá-los em forma gráfica: diagrama de dispersão, histograma, Box plot, etc. O dado suspeito é aquele que apresenta uma descontinuidade com os demais.”

Segundo o critério de Camarano (2001) os três pontos descontínuos da figura 5.2 foram considerados suspeitos e portanto descartados.

Uma nova curva de tendência para os dados experimentais depois de retirados os dados suspeitos é apresentada na figura 5.3

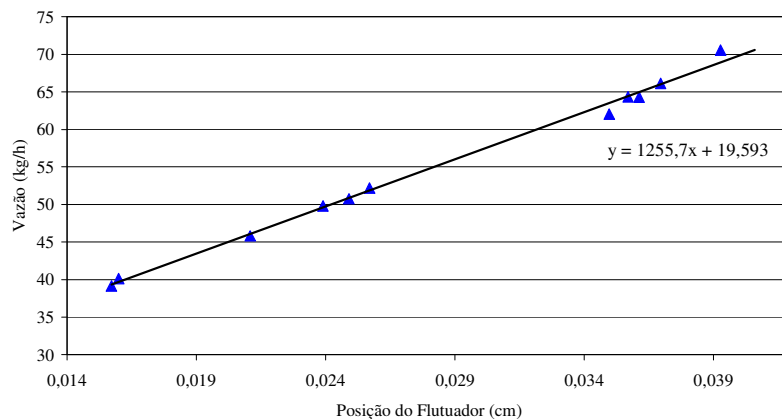


Figura 5.3. - Curva de vazão atualizada dos dados experimentais em função do modelo de Delmé

Dentre os modelos matemáticos apresentados no capítulo quatro para o cálculo teórico da vazão, considerou-se como mais adequado para simular os dados experimentais aquele cuja linha de tendência apresentasse variação máxima de 2% nos valores de vazão em relação aos dados experimentais apresentados na figura 5.3. O valor 2% foi obtido da tabela 1.1 e corresponde a precisão de medidores de vazão do tipo rotâmetro. Uma tabela com os valores dessas variações é apresentada a seguir.

Tabela 5.5. - Variação dos modelos para os dados experimentais e teóricos

Dados de origem	Variação dos modelos em relação aos dados experimentais
Modelo de Holman	20%
Modelo de Delmé	2,0%
Modelo de Doebelin	16%
Modelo de Figliola	78%
Modelo do site My space	43%

A análise da tabela 5.4 mostra que o Modelo de Delmée foi o único a apresentar variação máxima de 2% nos valores de vazão em relação à reta da figura 5.2 e portanto foi considerado como adequado para gerar uma nova escala para o rotâmetro.

A evolução das curvas experimental e teórica para o modelo de Delmée é mostrada na figura 5.3. Observar que as curvas teórica e experimental não coincidem para a faixa de vazão do banco de refrigeração. Entretanto essa diferença teve um valor médio de 2% que é também a precisão aproximada de medidores de vazão tipo rotâmetro.

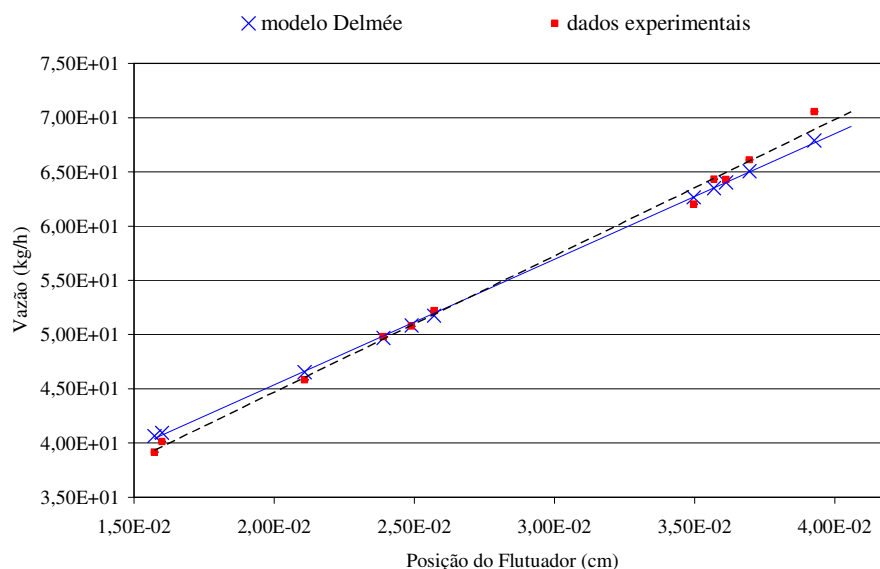


Figura 5.4. - Evolução das curvas experimental e teórica para o modelo de Delmée

Os parâmetros físicos do rotâmetro e do fluido foram substituídos no modelo de Delmée e gerada uma curva para calibração do rotâmetro que passará a medir vazão do fluido refrigerante R134A em substituição à água para o qual foi originalmente projetado. O fluido usado na geração desta curva foi o R134A de massa específica 1210 kg/m^3 ; o flutuador é de titânio de massa $3,7685 \text{ g}$, diâmetro máximo $9,56 \text{ mm}$, volume $0,80 \text{ cm}^3$, coeficiente de arraste de $0,89$; tubo cônico de diâmetro mínimo de $9,62 \text{ mm}$, conicidade de $0,02$; aceleração da gravidade de $9,78 \text{ m/s}^2$. A figura 5.4 apresenta a curva gerada a partir da substituição desses dados no modelo de Delmée

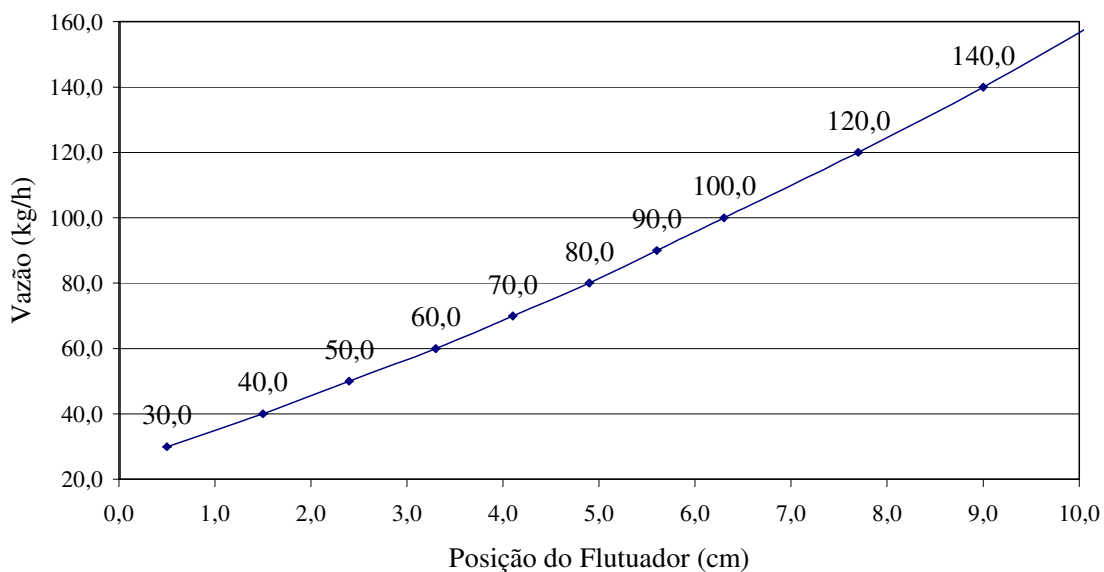


Figura 5.5. - Posição do flutuador em função da vazão do fluido refrigerante R134

5.12. Considerações finais

O erro de medição é caracterizado como a diferença entre o valor da indicação do SM e o valor verdadeiro do mensurando. Deve-se procurar identificá-lo e delimitá-lo uma vez que eliminar totalmente o erro de medição, na prática, não se consegue.

Para apresentar o resultado de uma medição deve-se levar em conta os erros e sua propagação através da incerteza expandida. Variáveis estatisticamente dependentes e independentes tem seu erro determinado através do cálculo diferencial.

Uma detalhada análise das variáveis que interferem na medida de vazão e em que intensidade isso ocorre também foi apresentada utilizando os dados obtidos através do modelo de Delmée.

Os valores teóricos obtidos através dos modelos de Holman (1989), Delmée (1999), modelo proposto pelo site <http://myspace.eng.br/eng/fluidos/fluido1.asp> visitado em 07/07/2005, modelo de Doebelin (1990) e modelo de Figliola (2006), foram comparados com os dados obtidos experimentalmente e constatou-se que o modelo de Delmée (1990) é o único adequado para construção de uma nova escala para o rotâmetro.

CONCLUSÕES

Este trabalho alcançou seu objetivo proposto pois foi selecionado um modelo matemático baseado nas leis físicas que regem os medidores de vazão de área variável e este modelo foi validado pelos valores experimentais obtidos no banco de ensaios experimentais do laboratório de refrigeração da UFMG. Depois que o modelo foi validado, uma nova escala foi construída para o rotâmetro mensurar a vazão de fluido refrigerante R134A.

A comprovação dos valores teóricos obtidos através do modelo de Delmée mostrou que a metodologia de cálculo matemático e estatística utilizada foi eficaz, entretanto os resultados podem ser melhorados através da utilização de um rotâmetro de material inerte ao R134A com escala de vazão superior ou utilizar nos ensaios valores de vazão afastados das extremidades da faixa de medição. Pode-se melhorar a precisão do modelo também através da leitura eletrônica da vazão no medidor a coriolis.

Durante os testes o tubo cônico do rotâmetro foi significativamente atacado pelo R134A. Isto, não foi previsto a princípio porque outros medidores de vazão do mesmo material são encontrados em outras máquinas frigoríficas, inclusive no laboratório de refrigeração há um rotâmetro trabalhando com R12.

Os resultados obtidos neste trabalho mostraram que é possível descrever a dinâmica de funcionamento de medidores de área variável através da utilização de modelos e que isto se apresenta como uma alternativa viável para redução de custos de manutenção em equipamentos de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor ao permitir às indústrias maior flexibilidade na substituição do fluido refrigerante ou substituição de medidores de vazão do tipo rotâmetro. Exemplificando, é possível alterar a escala dos medidores de vazão já instalados, refazer a escala de outros medidores disponíveis no mercado ou fabricar com uma escala adequada que atenda aos parâmetros dos seus equipamentos. A substituição de fluidos refrigerantes por outros ecologicamente mais corretos conforme citado por Humberg(2006) é hoje quase uma necessidade e modelos como o de Delmée(1999) podem permitir que isso seja feito sem necessidade de substituição dos medidores de vazão.

A mudança na faixa de medida de um rotâmetro pode ser obtida alterando os parâmetros físicos deste medidor sendo o volume e o diâmetro do flutuador os mais simples de serem modificados. O volume pode ser alterado através da redução na altura do flutuador. A equação 4.1 apresenta um balanço das forças que equilibram o flutuador. Através dela pode-se observar que a redução no volume do flutuador implica na diminuição das forças de empuxo e peso, sendo a redução do peso mais significativa. Portanto para uma mesma vazão, o flutuador ocupará uma posição mais elevada no tubo cônico implicando numa faixa de medida superior à original.

O diâmetro do flutuador também pode ser alterado através da usinagem no seu maior diâmetro. A análise da equação 4.1, para este caso, mostra que a redução do diâmetro do flutuador implica na redução das três forças que equilibram o flutuador, a saber: força de arraste, força de empuxo e força peso. Através da mesma equação pode-se concluir que a redução nas forças de arraste e empuxo juntas são mais significativas que a redução da força peso, deslocando o flutuador para baixo e resultando em uma nova faixa de medição inferior à original.

Outros dois parâmetros físicos do rotâmetro também podem ser alterados com objetivo de modificar a faixa de medição. Entretanto são mais difíceis de serem executados e de maior custo, a saber: o primeiro é a alteração da conicidade do tubo cônico que implicaria na alteração simultânea do diâmetro inferior (mínimo) e superior (máximo) do tubo cônico. O aumento da conicidade produziria o deslocamento da faixa de medição para valores inferiores aos originais. O segundo parâmetro é a substituição do flutuador por outro de mesmas dimensões porém de massa específica diferente. Um flutuador de massa específica maior resultaria em uma nova faixa de medição de valores inferiores aos originais. Entretanto, antes da substituição do flutuador faz-se necessário consultar as propriedades do fluido frigorífico para verificar a compatibilidade deste com o material do novo flutuador.

Foi solicitado à empresa Torneamentos Amaral um orçamento para fabricação de 100 unidades de um rotâmetro de cobre para trabalhar com R134A cujos parâmetros físicos foram obtidos neste trabalho (figura 1 e figura 2).


		TORNEAMENTOS AMARAL LTDA Fabricação, Recuperação e Caldeiraria		PROPOSTA COMERCIAL Nr. : 2218	
À UFMG Att.: Sr(a). JOSE PEDRO		Contagem, 18/08/2006 Tel.: 31 3467-3556			
S/REF.: S/ Coleta de Preços -					
Prezados Senhores, Agradecemos vossa consulta. Apresentamos abaixo nossa proposta para fornecimento de:					
Item	Qtde	Desenho	Descrição	R\$ Unitário	R\$ Total
1	100,0	CONF. CROQUI	TUBO CÔNICO DE COBRE C/FLUTUADOR	49,50	4950,00
Observações: Prazo de Entrega..... 30 dias Condição de pagamento.... 30 ddl Frete..... FOB Impostos..... ICMS:18%-Incluso/IPI: 5% Excluído Validade da Proposta..... 30 dias Estamos à disposição para esclarecimentos que se fizerem necessários, Atenciosamente, <div style="text-align: right;"> <i>Documento Aprovado Eletronicamente</i> <hr/> Marcelo Amaral Gerente Geral </div>					
<div style="text-align: center;"> TORNEAMENTOS AMARAL LTDA R. N.Sra. de Fátima 579 - Água Branca - Contagem - MG - 32.371-180 Telefax.: (31) 3353-1967 / 3353-1402 - e.mail: ta@torneamentosamaral.com.br </div> <div style="text-align: right;"> Página: 1 </div>					

Figura 0.1 – Proposta para fabricação do tubo cônico de um rotâmetro


	TORNEAMENTOS AMARAL LTDA Fabricação, Recuperação e Caldeiraria		PROPOSTA COMERCIAL Nr. : 2218		
	Contagem, 28/07/2006 Tel: 31 3467-3656				
A UFMG At.: Sr(a) JOSE PEDRO					
S/REF.: S/ Coleta de Pregos -					
Prezados Senhores, Agradecemos vossa consulta. Apresentamos abaixo nossa proposta para fornecimento de:					
Item	Qtde	Desenho	Descrição	R\$ Unitário	R\$ Total
1	100,0	CONF. CROQUI	TUBO CÔNICO PR. FLUTUADOR DE COBRE	34,80	3480,00
Observações: Prazo de Entrega 30 dias Condição de pagamento.... 30 dni Frete FOB Impostos ICMS: 18%-Incluso/ PI, 5% Excluído Validade da Proposta 30 dias Estamos à disposição para esclarecimentos que se fizerem necessários. Atenciosamente, <div style="text-align: right;"> <i>Documento Aprobado Eletronicamente</i> Carlos Maicon Analista de Custos </div>					
<div style="text-align: center;"> TORNEAMENTOS AMARAL LTDA R. N.Sra. de Fátima 579 - Água Branca - Contagem - MG - 32.371-180 Telefax.: (31) 3353-1967 / 3353-1402 - e-mail: ta@torneamentosamaral.com.br </div> <div style="text-align: right;"> Página: 1 </div>					

Figura 0.2 – Proposta para fabricação de flutuador para rotômetros

Uma outra sugestão para a seqüência desta pesquisa refere-se a construção de um rotâmetro de cobre com flutuador de aço inox resistente à corrosão. Uma bobina energizada cujo campo magnético pudesse ser alterado pelo deslocamento do flutuador em seu interior seria conectada a um transdutor que faria a conversão da variação do campo magnético para vazão. Uma outra opção para construção de um rotâmetro seria utilizar como material para o tubo cônico, como o vidro. Isto dispensaria o uso de sistema eletrônico para mensuração da vazão. Entretanto a usinagem do vidro requer equipamentos e ferramentas próprios e por serem realizadas em menor escala poderão ter custo mais elevado.

Os resultados positivos obtidos com esse trabalho sugerem que outros modelos possam ser elaborados para outros fluidos frigoríficos permitindo às indústrias alterar a escala dos medidores de vazão já instalados, refazer a escala de outros medidores disponíveis no mercado ou fabricar um novo rotâmetro com uma escala adequada que atenda aos parâmetros dos seus equipamentos.

BIBLIOGRAFIA

- 1 Camarano, Denise das M.: *ferramentas básicas para a garantia da qualidade*. Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial – INMETRO. Belo Horizonte. Apostila, 27 p., 2003.
- 2 Camarano, Denise das M.; Azevedo, Antônio P.: *A Rejeição de Dados Numéricos. Mercado Industrial*, São Paulo, p.04-09, abril. 2001.
- 3 Camarano, Denise das M.; Azevedo, Antônio P.: *Manipulação de Números* . Banas Qualidade, São Paulo, p.50-54, maio. 2000.
- 4 Campos, Alessandro Torres e Campos, Aloísio Torres.: *Medidor de Fluxo de Ar de Baixo Custo*. Ciência e Agrotecnia. Lavras, v 23, nº02, p. 372^a 376, abril/junho, 1999.
- 5 CONAUT: Disponível em <http://www.conaut.com.br/>, acesso em 05/01/2006
- 6 Delméé, Gerard Jean. *Manual de medição de vazão*. 2ª edição. São Paulo. Editora Edgard Blucher Ltda, capítulos III e IV, 1999.
- 7 Doebelin, Ernest O. *Measurement systems application and design*. 4ª editon. Singapore. Editora McGraw-Hill International Editons, cap 07, 1990
DUPONT: Disponível em <http://www.dupont.com.mx/suva/propiedades4.html>. Acesso em 09/07/2006
- 8 Figliola, Rchard S. e Beasley, Donald E. *Theory and design for mechanical measurements*. 4ª edição, USA, Hamilton Printing Company, capítulo 10, p.410. 2006
- 9 Gonçalves, Armando Albertazzi Jr.: *Metrologia parte I. Laboratório de Metrologia e Automação*, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1ª edição, Florianópolis, 1999
- 10 HIDROGERON: Disponível em <http://www.hidrogerondobrasil.com.br/>. Acesso em 24/03/2005
- 11 Holman, Jack Philip. *Experimental Methods for Engineers*.7ª edição. New York. McGraw-Hill Higher Education, capítulo 07. 2001.
- 12 Humberg, Fabio: *Meio ambiente influi no rumo do mercado de refrigeração de fluidos refrigerantes*. Bola Preta, Belo Horizonte, nº87, p.12-14, julho. 2006.
- 13 Machado, Luiz.: *Modele de simulaion et etude experimentale d'un evaporateur de machine frigorifique en regime transitoire*. Thèse de Doctorat, INSA, Lon, France, p.83 a p86. 1996

- 14 Maciel, Ricardo e Cury, Antônio: *Meio ambiente influi no rumo do mercado de fluidos refrigerantes*. Bola Preta, Belo Horizonte, nº87, p.12-14, julho. 2006.
- 15 Maia, Antônio Augusto Torres.: *Metodologia de desenvolvimento de um algoritmo para controle simultâneo da capacidade de refrigeração e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração*. Tese (Doutorado), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 147 p., 2005.
- 16 Mitutoyo Sul Americana Ltda.: *Vocabulário Internacional de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia*. Duque de Caxias, RJ. Apostila, 52p. 1995
- 17 My space: Disponível em <http://www.mspc.eng.br/>, acesso em 06/05/2006
- 18 Silva, Herlon Eckermann: *Impacto do uso de hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes no sistema de refrigeração*. Bola Preta, Belo Horizonte, nº87, p.15-17, julho. 2006.
- 19 Stoecker, Wilbert F. e Jones, Jerold W.: *Refrigeração e ar condicionado*. 1ª edição, São Paulo, editora McGraw –Hill do Brasil, capítulo 10, 1985
- 20 Tibo, G. A. M. *Modelagem numérica e estudo experimental do comportamento transiente de um condensador tipo casco e tubos*. Dissertação, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 84 p., 2000.
- 21 Tibo, G. A. M.: *Projeto e montagem de um banco de testes de máquinas frigoríficas*. Trabalho de graduação, Curso de Engenharia Mecânica da UFMG, 64 p, 1999.
- 22 Wylen, Gordon J. Van e Sonntag, Richard E.: *Fundamentos da Termodinâmica Clássica*. 4ª edição, São Paulo, editora Edgard Blucher, cap 09, 1995

ANEXO A

Neste anexo estão relacionadas as deduções de equações para o cálculo da vazão de alguns tipos de medidores.

1. Placa de Orifício

A equação de Bernoulli aplicada ao escoamento por uma placa de orifício pode ser expressa da seguinte forma:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + \Lambda_1 = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + \Lambda_2 \quad 30$$

Considerando o escoamento horizontal, as parcelas de altura Λ_1 e Λ_2 se anulam:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \quad 31$$

substituindo γ por $\rho.g$ e multiplicando ambos os lados por $\rho.g$

$$\frac{\rho V_1^2}{2} + p_1 = \frac{\rho V_2^2}{2} + p_2 \quad 32$$

$$\frac{2}{\rho} + (p_1 - p_2) = V_2^2 - V_1^2 \quad 33$$

Considerando o escoamento incompressível, as vazões são as mesmas em qualquer ponto.

Assim:

$$Q = Q_1 = Q_2 = V_1 S_1 = V_2 S_2 \quad 34$$

$$V_1 = V_2 S_2 / S_1 \quad 35$$

onde Q é vazão e S área da seção.

Substituindo na igualdade anterior,

$$\frac{2}{\rho} + (p_1 - p_2) = V_2^2 - V_2^2 \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^2 \quad 36$$

$$\text{sendo } V_2^2 = (Q/S_2)^2 \quad 37$$

tem-se:

$$\frac{\frac{2}{\rho} + (p_1 - p_2)}{1 - V_2^2 \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^2} = V_2^2 \quad 38$$

$$Q = \frac{\left[\frac{2}{\rho} + (p_1 - p_2) \right]^{\frac{1}{2}} S_2}{\left[1 - \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad 39$$

Válida somente para fluidos ideais e escoamento laminar (figura 1.1), para fluidos reais e escoamento turbulento (figura 1.2) deve ser introduzido um *coeficiente de escoamento* C_e , como apresentado na equação 11.

$$Q = C_e [(2/\mu) (p_1 - p_2)]^{1/2} S_2 / [1 - (S_2/S_1)^2]^{1/2}. \quad 40$$

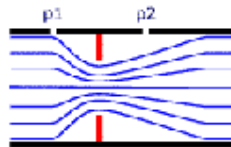


Figura 3 - escoamento de um fluido ideal através de uma placa de orifício. Fonte: My space.(2006)



Figura 4 - Foto de um dispositivo experimental para analisar o escoamento do fluido por uma placa de orifício. Fonte: Delméé 1999

1. Tubo de Pitot

Para fluidos incompressíveis, velocidade de escoamento pode ser obtida a partir da expressão da pressão diferencial resultante a seguir:

$$(P_1 - P_2) = \frac{\rho_1 \cdot V_1^2}{2} \quad 41$$

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho_1}} \quad 42$$

e para fluidos compressíveis:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2k(P_1 - P_2)k}{k-1} \cdot \frac{P_e}{\rho_1} \cdot \left[\left(\frac{P_1}{P_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad 43$$

em que P_1 é dado em kgf/cm², Δp em mmH₂O a 4 °C, γ em kgf/m³ e V_1 em m/s.

Com a equação 14 obtêm-se a velocidade pontual de uma corrente fluida. Para obter a vazão pode-se fazer várias tomadas de velocidades em vários pontos de uma mesma seção do escoamento seguido de um tratamento adequado desses resultados. A relação matemática que a ser utilizada para obtenção da vazão é específica para o tipo tubo de Pitot utilizado. A forma de distribuição das diversas tomadas de pressão também é função do tipo de tubo utilizado. No caso do tubo de Pitot tipo Micro-Venturi a vazão pode ser obtida através da equação 15.

$$Q_p = 0,887 \cdot CE \cdot \beta^2 \cdot \varepsilon \cdot D^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho_1}} \quad 44$$

ANEXO B

1. Rendimento volumétrico de um compressor a pistão

Neste anexo será apresentada a dedução da fórmula para o cálculo do rendimento volumétrico para um compressor a pistão

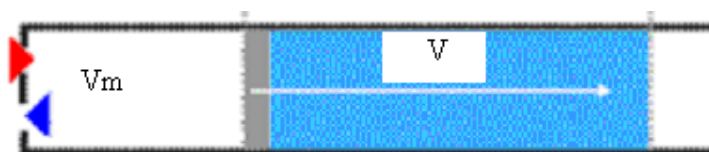


Figura 1.1 Representação esquemática de um compressor a pistão

Em um compressor a pistão, o volume do gás aspirado é sempre menor que o volume deslocado pelo pistão devido o compressor ter um volume morto V_m (figura 1). O rendimento volumétrico real η_v' pode ser obtido da razão entre o volume real aspirado e a cilindrada do compressor e é portanto um número adimensional que pode ser enunciado em termos de massa (equação 01)

$$\eta_v' = \frac{m_{af}}{m_D} \quad 1.1$$

em que m_{af} é a massa do gás aspirado (por golpe ou por minuto) e m_p é a massa do gás ocupando o volume V_D

A partir do diagrama convencional pressão x volume para um compressor a pistão pode-se obter o rendimento volumétrico convencional cuja dedução é feita a seguir.

$$V_4 = V_3 \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{c_v}{c_p}} = cV_D \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{c_v}{c_p}} = cV_D \left(\frac{V_1}{V_2} \right) \quad 1.2$$

Em que: c é o espaço nocivo do compressor dado pela razão V_3/V_D ; V_1 é o volume de gás aspirado, V_3 é o volume morto, V_D é a cilindrada do compressor, P_1 é a pressão no final da admissão, P_2 é a pressão no final da compressão, P_3 é a pressão no final da descarga e P_4 é a pressão no início da admissão.

Substituindo na equação 2 a relação $V_1 = V_D + cV_D$, tem-se:

$$\eta_v = \frac{V_1 - V_4}{V_D} = \frac{V_D + c.V_D - c.V_D \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{c_v}{c_p}}}{V_D} \quad 1.3$$

$$\eta_v = 1 + c - c \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{c_v}{c_p}} = 1 + c - c \cdot \frac{V_1}{V_2} \quad 1.4$$

1. ANEXO C

Neste anexo é apresentado o programa em Fortran utilizado para cálculo da vazão do compressor.

```
$debug
```

```
c programa para calcular a vazão em um compressor alternativo
```

```
dimension a(100)
```

```
open(2,file='r134a.dat')
```

```
  open(1,file='res.dat')
```

```
  read(2,*)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=1,3)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=4,7)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=8,11)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=12,15)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=16,19)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=20,26)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=27,32)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=33,38)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=39,44)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=45,50)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=51,56)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=57,62)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=63,68)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=69,72)
```

```
  read(2,*) (a(i),i=73,79)
```

```
  read(2,*) vmmf,tcrit
```

```
  vc=157.0*1.0e-6
```

```
  c=0.10
```

```
  dtsa=7.0
```

```
  dtstr=5.0
```

```
  vn=600.0
```

```
  do 30 k=1,3
```

```

tc=40.0
tevex=tc-dtsr
hf1=HLIQ(tevex,a)
do 20 j=1,2
pc=PSATU(tc,a)
te=-5.0
do 10 i=1,16
pe=PSATU(te,a)
cv=CVFV(te,dtsa,a)
cp=CPFV(te,dtsa,a)
rv=1+c-c*(pc/pe)**(cv/cp)
vv=VVAP(t,a)
vasp=VFSA(te,dtsa,vv,a)
hv=HVAP(t,a)
hf2=HFSA(te,dtsa,hv,a)
vm=(vn/60)*vc*rv/vasp
qevap=vm*(hf2-hf1)
write(*,'(5f8.2)') vn,tc,te,vm*3600,qevap
write(1,'(5f8.2)') vn,tc,te,vm*3600,qevap
te=te+1.0
10    continue
tc=tc+5.0
20    continue
vn=vn+100
30    continue
stop
end

```

```

function PSATU(t,a)
dimension a(100)
PSATU=exp(a(1)+a(2)/(t+a(3)))
return
end

```

```
function TSATU(p,a)
dimension a(100)
TSATU=a(2)/(log(p)-a(1))-a(3)
return
end
```

```
function HLIQ(t,a)
dimension a(100)
HLIQ=a(4)+a(5)*t+a(6)*t**2+a(7)*t**3
return
end
```

```
function TLIQ(h,a)
dimension a(100)
TLIQ=a(8)+a(9)*h+a(10)*h**2+a(11)*h**3
return
end
```

```
function VLIQ(t,a)
dimension a(100)
VLIQ=a(12)+a(13)*t+a(14)*t**2+a(15)*t**3
return
end
```

```
function HVAP(t,a)
dimension a(100)
HVAP=a(16)+a(17)*t+a(18)*t**2+a(19)*t**3
return
end
```

```
function HFSA(t,dt,hv,a)
dimension a(100)
```

```

HFSA=hv*(1.0+a(20)+a(21)*dt+a(22)*dt**2.0+a(23)*dt*t+
a(24)*t*dt**2.d0+a(25)*dt*t**2.d0+a(26)*(t*dt)**2.d0)
return
end

```

```

function DTSAH(ts,hs,hv,a)
dimension a(100)
aa=a(22)+a(24)*ts+a(26)*ts**2.d0
bb=a(21)+a(23)*ts+a(25)*ts**2.d0
cc=1.d0-hs/hv
DTSAH=(-bb+(abs(bb**2.d0-4.d0*aa*cc))**0.5d0)/(2.d0*aa)
return
end

```

```

function VVAP(t,a)
dimension a(100)
VVAP=exp(a(27)+a(28)/(t+273.15))*(a(29)+a(30)*t
+a(31)*t**2+a(32)*t**3)
return
end

```

```

function VFSA(t,dt,vv,a)
dimension a(100)
VFSA=vv*(1.d0+a(33)*dt+a(34)*dt**2.d0+a(35)*dt*t+a(36)*t*dt**2.d0
+a(37)*dt*t**2.d0+a(38)*(dt*t)**2.d0)
return
end

```

```

function DTSAV(ts,vs,vv,a)
dimension a(100)
aa=a(34)+a(36)*ts+a(38)*ts**2.d0
bb=a(33)+a(35)*ts+a(37)*ts**2.d0
cc=1.d0-vs/vv

```

```

DTSAV=(-bb+(abs(bb**2.d0-4.d0*aa*cc))**0.5d0)/(2.d0*aa)
return
end

```

```

function VDFL(t,a)
dimension a(100)
VDFL=a(39)+a(40)*t+a(41)*t**2.d0+a(42)*t**3.d0+a(43)*t**4.d0+ .a(44)*t**5.d0
return
end

```

```

function CTFL(t,a)
dimension a(100)
CTFL=a(45)+a(46)*t+a(47)*t**2+a(48)*t**3+a(49)*t**4+a(50)*t**5
return
end

```

```

function VDFV(t,a)
dimension a(100)
VDFV=a(51)+a(52)*t+a(53)*t**2+a(54)*t**3+a(55)*t**4+a(56)*t**5
return
end

```

```

function CTFV(t,a)
dimension a(100)
CTFV=a(57)+a(58)*t+a(59)*t**2.d0+a(60)*t**3.d0+a(61)*t**4.d0+a(62)*t**5.d0
return
end

```

```

function TESUP(t,a)
dimension a(100)
TESUP=a(63)+a(64)*t+a(65)*t**2.d0+a(66)*t**3.d0+a(67)*t**4.d0+a(68)*t**5.d0
return
end

```

```

function CPFL(t,a)
dimension a(100)
CPFL=(HLIQ(t+0.05,a)-HLIQ(t-0.05,a))/0.1
return
end

```

```

function CPFV(t,dt,a)
dimension a(100)
hv=HVAP(t,a)
CPFV=(HFSA(t,dt+0.1,hv,a)-HFSA(t,dt,hv,a))/0.1
return
end

```

```

function CVFL(t,a)
dimension a(100)
h1=HLIQ(t-0.05,a)
p1=PSATU(t-0.05,a)
v1=VLIQ(t-0.05,a)
u1=h1+p1*v1
h2=HLIQ(t+0.05,a)
p2=PSATU(t+0.05,a)
v2=VLIQ(t+0.05,a)
u2=h2+p2*v2
CVFL=(u2-u1)/0.1
return
end

```

```

function CVFV(t1,dt1,a)
dimension a(100)
tv1=t1+dt1
hv1=HVAP(t1,a)
vv1=VVAP(t1,a)

```

```

h1=HFSA(t1,dt1,hv1,a)
p1=PSATU(t1,a)
v1=VFSA(t1,dt1,vv1,a)
u1=h1-p1*v1
t2=t1+0.1
hv2=HVAP(t2,a)
vv2=VVAP(t2,a)
v2=v1
dt2=DTSAP(t2,v2,vv2,a)
tv2=t2+dt2
h2=HFSA(t2,dt2,hv2,a)
p2=PSATU(t2,a)
u2=h2-p2*v2
CVFV=(u2-u1)/(tv2-tv1)
return
end

```

```

function CA(t1,dt12,dt1,a)
dimension a(100)
c=a(68)+a(69)*t1+a(70)*t1**2.d0+a(71)*t1*dt12+a(72)*dt12*t1**2.d0+
a(73)*t1*dt12**2.d0+a(74)*(t1*dt12)**2.d0+a(75)*dt12
CA=c*(1.d0+a(76)*dt1+a(77)*dt1**2.d0+a(78)*dt1*t1+a(79)*t1*dt1**2.d0)
return
end

```

```

function SVAP(t,a)
dimension a(100)
SVAP=a(69)+a(70)*t+a(71)*t**2.d0+a(72)*t**3.d0
return
end

```

```

function SFSA(t,dt,sv,a)
dimension a(100)

```

```
SFSA=sv*(1.d0+a(73)+a(74)*dt+a(75)*dt**2.d0+a(76)*dt*t+a(77)*t*
      .dt**2.d0+a(78)*dt*t**2.d0+a(79)*(dt*t)**2.d0)
```

```
return
```

```
end
```

```
function PSATUAG(t)
```

```
PSATUAG=(exp(18.945d0-5306.5d0/(t+273.15d0)))*1000.d0
```

```
return
```

```
end
```

```
function TSATUAG(p)
```

```
p=p/1000.d0
```

```
TSATUAG=(-5306.5d0)/(log(p)-18.945d0)-273.15d0
```

```
return
```

```
end
```

```
function HVAPAG(t)
```

```
HVAPAG=(2501.55d0+1.81727d0*t)*1000.d0
```

```
return
```

```
end
```

```
function HLIQAG(t)
```

```
HLIQAG=(0.125909d0+4.18573d0*t)*1000.d0
```

```
return
```

```
end
```

```
function WAR(tar,fi)
```

```
patm=90659.21d0
```

```
pvap=PSATUAG(tar)
```

```
ppar=(fi/100.d0)*pvap
```

```
WAR=0.622d0*ppar/(patm-ppar)
```

```
return
```

```
end
```

```

function FI(tar,war)
patm=90659.21d0
pvap=PSATUAG(tar)
ppar=(war*patm)/(0.622d0+war)
FI=(ppar/pvap)*100.d0
return
end

```

```
r134a
```

```

21.300860 -2087.5230 239.58
199944.560386 1342.587728 1.636492 6.383118e-3
-168.859624 9.158505e-4 -2.157706e-10 -7.079486e-16
7.724458e-4 1.922010e-6 1.138016e-8 8.966814e-11
398879.690821 585.929833 -1.208993 -1.115097e-2
1.937669e-5 2.212453e-3 6.675494e-7 8.535534e-6 -4.729237e-8 5.405990e-8
-2.642879e-10
-12.408669 2658.307450 1.006543 6.990186e-4 -4.971119e-6 -3.051019e-7
5.029847e-3 -5.313493e-6 2.696488e-5 -1.603707e-7 4.673455e-7 -2.016173e-9
2.71773e-4 -3.46599e-6 3.9820e-8 -6.19909e-10 6.64799e-12 -3.13197e-14
9.31603e-2 -4.25488e-4 -2.20084e-7 -2.26675e-8 8.44457e-10 -6.60791e-12
1.07395e-5 1.80364e-8 1.26688e-9 3.44931e-11 -1.32679e-12 1.02889e-14
1.16809e-2 7.97669e-5 8.19273e-7 1.71479e-8 -6.81896e-10 5.45602e-12
1.1237e-2 -1.3662e-4 1.68281e-7 1.62148e-9 -3.432e-11 2.5949e-13
1727.723401 -5.476456e-1 7.021999e-3 -7.516413e-5
1.639964e-4 1.844124e-3 -2.137666e-6 3.334237e-6 -2.772120e-8 4.207546e-8
-3.193886e-10
102.03 101.2

```

2. ANEXO D

1. Introdução

Neste anexo são mostrados os possíveis tipos de erros de medição, uma técnica para análise de incertezas, e a forma de expressar adequadamente os resultados de uma medição.

A medição e manipulação de um dado numérico são as bases para qualquer trabalho de medição. O dado numérico resultante da medição deve ser claro, não deixando dúvidas, quer em termos quantitativos, quer em termos da incerteza de medição de que está revestido. Não há técnica que evite totalmente os erros relacionados com o processo de representação numérica de dados (Camarano, et al 2003)

Neste capítulo são detalhados os procedimentos que permitem obter informações confiáveis de uma medição bem como os tipos de erro e incertezas. Serão apresentados os resultados obtidos e uma discussão dos ensaios realizados.

2. Ruído e interferência

Ruído e interferência podem ser descritos como variáveis desconhecidas que interferem na obtenção de dados através de medidas. O ruído pode ser descrito como uma variação do sinal de um mensurando devido a variações indesejadas no ambiente, como tensão da rede elétrica, temperatura, vibração, etc. O ruído tem como consequência no resultado de uma medição o aumento na dispersão das medidas.

A interferência resulta em uma tendência indesejável no valor medido. Qualquer influência não controlada sobre o processo de medição e que tenha consequência no sinal fazendo com que se comporte de maneira diferente da verdadeira é considerado como interferência.

3. Erros de Medição

Toda medição é afetada por erros que podem ser provocados pela ação isolada ou combinada de vários fatores. Para eliminar completamente estes erros seria

necessário empregar um sistema de medição perfeito sobre o mensurado e ainda, este último deveria ser estável e bem definido. Entretanto, na prática não se consegue um sistema de medição perfeito e o mensurado dificilmente está isento de variações. Apesar de todos estes fatores, ainda é possível obter informações confiáveis de uma medição desde que a ordem de grandeza e a natureza do erro sejam conhecidas (Gonçalves, 1999).

4. Tipos de erros

O erro de medição pode ser considerado como composto de três parcelas aditivas: (E) erro de medição = (Es) erro sistemático + (Ea) erro aleatório + (Eg) erro grosseiro.

4.1. Erro sistemático

Considera-se como sistemático o erro sempre presente nas medições realizadas em idênticas condições de operação. Pode-se citar como exemplo um ponteiro torto, problemas de ajuste ou desgaste, fatores construtivos, fatores externos e outros. Embora se repita em medições realizadas em idênticas condições, o erro sistemático geralmente não é constante em toda faixa em que o sistema de medição pode medir.

A componente sistemática do erro pode ser suficientemente bem estimada e seu valor denomina-se tendência sendo neste texto representada por *Td*.

$$T_d = MI - VVC.$$

C 1

em que: *Td*, *MI* e *VVC* são respectivamente a tendência, a média das indicações do sistema de medição e o valor verdadeiro convencional

4.2. Erro aleatório

São as variações acima e abaixo do valor médio que ocorrem de forma imprevisível quando uma medição é repetida diversas vezes, nas mesmas condições. É sempre variável e imprevisível, podendo ser modelado como tendo distribuição normal com média zero.

Contribuem para o erro aleatório a existência de folgas, atrito, vibrações, flutuações de tensão elétrica, condições ambientais, etc.

O erro sistemático não é um fator tão crítico quanto o erro aleatório. Através de um procedimento adequado é possível estima-lo relativamente bem e efetuar a sua compensação. Já o erro aleatório não pode ser compensado. (Gonçalves 1999)

É comum exprimir de forma quantitativa o erro aleatório através da repetitividade (Re). A repetitividade de um instrumento de medição expressa uma faixa de valores dentro da qual, com uma probabilidade estatisticamente definida, se situa o erro aleatório da indicação. Pode ser estimado pela equação:

$$Re = \pm t \cdot s \quad 2.1$$

em que: Re , t e s são respectivamente a faixa de dispersão dentro da qual se situa o erro aleatório, o coeficiente “ t ” de Student e o desvio padrão experimental da amostra de n medidas.

4.3. Erro grosseiro

É o erro decorrente de mau uso ou mau funcionamento do SM. A leitura errônea ou operação indevida são possíveis fontes de erros grosseiros. Sendo sua existência facilmente detectável e este trabalho de medição feito com consciência, considerou-se neste texto desprezíveis os erros grosseiros.

5. Incerteza de Medição

A incerteza está associada ao resultado de uma medição e reflete a falta de conhecimento exato do valor mensurado. Caracteriza-se pela dispersão de valores em torno do mensurando e tem o erro aleatório como uma de suas componentes.

A incerteza é normalmente expressa em termos da incerteza padrão, da incerteza combinada ou da incerteza expandida. A incerteza padrão (u) de um dado efeito aleatório corresponde à estimativa equivalente a um desvio padrão da ação deste efeito sobre a indicação. A incerteza combinada (u_c) de um processo de medição é estimada considerando a ação simultânea de

todas as fontes de incerteza e ainda corresponde a um desvio padrão da distribuição resultante. A incerteza expandida (U) associada a um processo de medição é estimada a partir da incerteza combinada multiplicada pelo coeficiente de t-Student apropriado e reflete a faixa de dúvidas ainda presente nesta medição para uma probabilidade de enquadramento definida, geralmente de 95%. (Gonçalves 1999)

5.5. Incerteza Padrão

É a incerteza do resultado de uma medição expressa com um desvio padrão. Pode ser agrupada em duas categorias:

5.6. Incerteza padrão tipo A

São aquelas que são avaliadas por métodos estatísticos. Pode ser empregada quando o desvio padrão experimental associado a uma fonte de incertezas pode ser estimado a partir de valores de observações repetitivas do mensurando

5.7. Incerteza padrão tipo B

São aquelas que são avaliadas por meios que não os estatísticos. É empregada quando não é prático, ou mesmo possível, usar procedimentos estatísticos para estimar o desvio padrão experimental associado a uma fonte de incerteza.

6. Medições diretas

Uma medição direta é aquela onde há apenas uma grandeza de entrada envolvida e a indicação resulta naturalmente da aplicação do sistema de medição sobre o mensurado. (Gonçalves, 1999).

A incerteza expandida pode ser estimada pela repetitividade (Re) quando esta é calculada para um nível de confiança de 95%. Caso apenas uma fonte de incerteza seja considerada, tem-se:

$$U_{95} = Re \quad 2.2$$

$$Re = t \cdot s \quad 2.3$$

$$s(q) = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2}{n-1}} \cdot \quad 2.4$$

Em que: t é o coeficiente de Student, s é o desvio padrão experimental da amostra de n medidas, q_k é o valor independente obtido para variável q e \bar{q} é a média de k observações de q .

O valor médio da variável q pode ser estimada por:

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \quad 2.5$$

7. Medições indiretas

Uma medição indireta é aquela onde há combinação de duas ou mais grandezas por meio de expressões matemáticas. O cálculo da correção não sofre alteração, sendo feito tal qual nas medições diretas. Entretanto, para incerteza expandida deverá ser incluída no seu cálculo a parcela aleatória proveniente de cada uma das variáveis envolvidas na determinação da grandeza em estudo. Desta forma, tem-se:

$$U_{95} = u_c(G) \cdot k_{95} \quad 2.6$$

Em que: U_{95} é a incerteza expandida do processo de medição calculada para um nível de confiança de 95%, $u_c(G)$ é a incerteza padrão combinada e k_{95} é o fator de abrangência estimado para o nível de confiança de 95%.

A incerteza padrão combinada para o caso geral onde as grandezas de entrada se relacionam através de uma expressão matemática qualquer, pode ser efetuada através da aplicação de uma expressão genérica (Gonçalves, 1999). No presente caso é considerado que apenas

combinações de grandezas estatisticamente dependentes e independentes estão envolvidas. Segundo (Gonçalves, 1999) “duas variáveis aleatórias são ditas estatisticamente independentes se suas variações se comportam de forma totalmente desvinculadas, isto é, não há nenhuma relação entre o crescimento momentâneo e aleatório de uma e o crescimento (ou decréscimo) da outra.

Sejam as variáveis x e y estatisticamente dependentes e a variável z estatisticamente independente às variáveis x e y . A incerteza padrão combinada da grandeza $G=f(x, y, z)$, pode ser estimada por:

$$u_c^2(G) = \left(\left| \frac{\partial f}{\partial x} \right| \cdot u(x) + \left| \frac{\partial f}{\partial y} \right| \cdot u(y) \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z} \cdot u(z) \right)^2 \quad 2.7$$

Em que $u(x)$, $u(y)$ e $u(z)$ representam a incerteza padrão associada às grandezas de entrada. Esta pode ser calculada pela equação 8 quando “ m ” medições são efetuadas e o seu valor médio é usado para calcular o resultado da medição.

$$u(\bar{x}) = s(\bar{x}) = \frac{s(\bar{x})}{\sqrt{m}} \quad 2.8$$

Em que: $u(\bar{x})$ é a incerteza padrão e $s(x)$ é o desvio padrão estimados para uma média de m indicações de x .

Para que a estimativa de seja confiável, Gonçalves (1999) recomenda que o número de medições efetuadas seja superior a 10.

Neste trabalho tem-se como medidas indiretas a vazão de fluido secundário no evaporador e condensador, a massa específica do flutuador e vazão a partir de parâmetros físicos do rotâmetro.

8. Resultados da medição

O resultado de uma medição deve ser uma informação segura porém não existe um S.M. perfeito, por menores que sejam, os erros provocados pelo S.M. sempre existem. A seguir tem-se na tabela 5.1 a forma para determinação do resultado de uma medição.

Tabela 2-1– Resultados de medição. Fonte: Gonçalves (1999)

Tipo de mensurando	Dados conhecidos do S.M.	Número de medições efetuadas	
		N = 1	N >1
Invariável	$E_{m\acute{a}x}$	$RM = I \pm E_{m\acute{a}x}$	$RM = MI \pm E_{m\acute{a}x}$
	C e Re	$RM = I + C \pm Re$	$RM = MI + C \pm \frac{Re}{\sqrt{n}}$
Variável	$E_{m\acute{a}x}$	Não se aplica	$RM=MI \pm (\Delta I_{m\acute{a}x} + E_{m\acute{a}x})$
	C e Re	Não se aplica	$RM=MI+C \pm (\Delta I_{m\acute{a}x} + U_{95})$

Em que: RM é o resultado da medição; I é a indicação; Mi é a média das indicações; C é a correção do S.M. ($C = -Td = -$ estimativa do Es); $\Delta I_{m\acute{a}x}$ é o valor absoluto da variação máxima de uma indicação em relação a seu valor médio; $E_{m\acute{a}x}$ é o erro máximo do S.M. nas condições em que as medições foram efetuadas.

9. O detalhamento do cálculo das incertezas para a vazão do fluido secundário no evaporador

A vazão do fluido secundário no evaporador foi obtida utilizando-se um cronômetro e uma proveta graduada. Considerou-se o tempo e o volume de água na proveta como grandezas estatisticamente independentes e seu valor base e incerteza dados respectivamente pelas equações 5.1 e 5.2.

$$\dot{m} = \frac{v}{t}$$

Em que \dot{m} é a vazão mássica de água no evaporador, v é o volume de água medido na proveta e t é o tempo gasto para obter esse volume.

$$u_c^2(\dot{m}) = \left(\left| \frac{\partial \dot{m}}{\partial v} \right| \cdot u(v) \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} \cdot u(t) \right)^2 \quad 2.10$$

Entretanto a vazão resulta da combinação, apenas, de divisão de variáveis de entrada estatisticamente independentes, e neste caso, segundo Gonçalves (1999) a equação 5.2 pode ser reduzida; pois: “na multiplicação e divisão de várias grandezas de entrada estatisticamente independentes, o quadrado da incerteza padrão combinada é obtida pela soma dos quadrados das incertezas padrão de cada grandeza de entrada envolvida” e portanto a equação 5.2 se reduz a:

$$\frac{u_c^2(\dot{m})}{(\dot{m})^2} = \left(\frac{u(v)}{v} \right)^2 + \left(\frac{u(t)}{t} \right)^2 \quad 2.11$$

10. O detalhamento do cálculo das incertezas para a Massa específica do flutuador do rotâmetro

A massa específica do flutuador do rotâmetro foi obtida utilizando-se uma balança e uma proveta graduada. Considerou-se a massa e o volume do flutuador como grandezas estatisticamente independentes e seu valor base e incerteza dados respectivamente pelas equações 5.4 e 5.5.

$$\rho_f = \frac{M_f}{V_f} \quad . 2.12$$

Em que ρ_f , V_f e M_f são respectivamente a massa específica, o volume e a massa do flutuador.

$$u_c^2(\rho) = \left(\left| \frac{\partial \rho}{\partial M_f} \right| \cdot u(M_f) \right)^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial V_f} \cdot u(V_f) \right)^2 \quad 2.13$$

Entretanto, a densidade resulta da combinação apenas de divisão de variáveis de entrada estatisticamente independentes, e portanto a equação 5.5 se reduz a:

$$\frac{u_c^2(\rho)}{\rho^2} = \left(\frac{1}{V_f} \cdot u(M_f) \right)^2 + \left(\frac{M_f}{V_f^2} \cdot u(V_f) \right)^2 \quad 2.14$$

11. Análise das incertezas do modelo deduzido por Delmée

Neste ponto será apresentada uma análise das incertezas do modelo deduzido por Delmée (1999) para medidores de área variável do tipo rotâmetro. Este modelo é apresentado no capítulo 5.

Considerou-se M_f e ρ_f como grandezas estatisticamente dependentes por serem medições de diferentes parâmetros efetuadas pelo mesmo instrumento.

Para medição do D e D_f , utilizou-se dois paquímetros, portanto foram considerados como estatisticamente independentes.

$$u_c(\dot{m})^2 = \left(\left| \frac{\partial \dot{m}}{\partial M_f} \right| \cdot u(M_f) + \left| \frac{\partial \dot{m}}{\partial \rho_f} \right| \cdot u(\rho_f) \right)^2 + \left(\left| \frac{\partial \dot{m}}{\partial D} \right| \cdot u(D) \right)^2 + \left(\left| \frac{\partial \dot{m}}{\partial D_f} \right| \cdot u(D_f) \right)^2 \quad 2.15$$

$$u_c(\dot{m})^2 = (4804,0945 \times 0,000022 \times +0,0013 \times 10)^2 + (106067,9763 \times 0,00000007)^2 + (2,6498 \times 0,00001)^2$$

$$u_c(\dot{m})^2 = (0,1057 + 0,013)^2 + (0,007)^2 + (0,00003)^2$$

Observa-se que a fonte de incerteza mais significativa está na medida da massa do flutuador.

A segunda fonte de incerteza significativa é a massa específica do flutuador.

$$u_c(\dot{m}) = 0,02$$

12. Considerações finais

No banco de testes experimental utilizado, os itens considerados com maior potencial para influenciar no resultado da medição foram: troca de calor com o meio externo, interferência elétrica dos dispositivos da bancada no sistema de aquisição de dados, aterramento deficiente e a repetitividade das medições.

As medidas adotadas com objetivo de diminuir ao máximo a influência desses fatores foram: revestiu-se com isolante térmico os termopares e a tubulação de fluido frigorífico e fluido secundário; posicionou-se os cabos dos termopares o mais afastados possível dos cabos de energia.; aterrou-se o banco de testes e o computador com um terra não comum ao da rede elétrica. A partir da adoção dessas medidas, considerou-se a repetitividade como única fonte de incerteza.