

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO BIFÁSICO DE UMA
MISTURA ÓLEO E REFRIGERANTE EM DUTOS DE PEQUENO DIÂMETRO

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL
DE SANTA CATARINA PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

VITOR TIAGO LACERDA

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO 2000

CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO BIFÁSICO DE UMA
MISTURA ÓLEO E REFRIGERANTE EM DUTOS DE PEQUENO DIÂMETRO

VITOR TIAGO LACERDA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA FORMA FINAL
PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph.D.

ORIENTADOR

Prof. Júlio César Passos, Dr.

COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA

Prof. Cláudio Melo, Ph.D.

PRESIDENTE

Prof. Júlio César Passos, Dr.

Prof. Amir Antônio de Oliveira Júnior, Ph.D.

Eng. Fabian Fagotti, M.Eng.

*“Só sabemos com exatidão quando sabemos
pouco; à medida que vamos adquirindo
conhecimentos, instala-se a dúvida”*

Johann Wolfgang von Goethe

Aos meus pais.

À Giani.

AGRADECIMENTOS

Ao NRVA, à EMBRACO e ao CNPq, pelo financiamento deste trabalho.

Ao professor Alvaro Toubes Prata, pela competente orientação, pelas esclarecedoras discussões e pela amizade.

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho. Em especial ao professor Cláudio Melo, pela minuciosa revisão desta dissertação.

Ao técnico Luciano de Lima Faria, pela importante colaboração e dedicação na montagem da bancada experimental e na realização dos ensaios.

A todos os demais professores, funcionários e colegas do NRVA que contribuíram fortemente para este trabalho em inúmeras discussões e com o agradável convívio.

Ao LabTERMO, LABMETRO, LABSOLAR e LABMAT, por cederem alguns dos equipamentos, instrumentos e ferramentas utilizados neste trabalho.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, pela oportunidade de aprimorar meus estudos.

Aos meus pais, José Carlos e Nady, pelo carinho, dedicação e suporte, e principalmente pela educação e o incentivo aos estudos.

À minha companheira de todos os momentos, Giani Zatariano, que vivenciou intensamente todas as etapas deste trabalho, pela paciência, motivação, apoio incondicional e pela colaboração imprescindível para a conclusão desta dissertação. A quem dedico este trabalho.

<i>LISTA DE SÍMBOLOS</i>	<i>VI</i>
<i>LISTA DE FIGURAS</i>	<i>IX</i>
<i>LISTA DE TABELAS</i>	<i>XII</i>
<i>RESUMO</i>	<i>XV</i>
<i>ABSTRACT</i>	<i>XVI</i>
<i>INTRODUÇÃO</i>	<i>1</i>
1.1- MOTIVAÇÃO	1
1.2- ESCOPO DO TRABALHO	8
1.3- ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	10
<i>A MISTURA ÓLEO E REFRIGERANTE</i>	<i>12</i>
2.1- INTRODUÇÃO	12
2.2- FLUIDOS REFRIGERANTES	13
2.3- ÓLEOS LUBRIFICANTES	16
2.4- MISTURAS ÓLEO E REFRIGERANTE	20
2.4.1- Introdução	20
2.4.2- Relação pressão-temperatura-solubilidade	21
2.4.3- Solubilidade mútua	21
2.4.4- Propriedades da mistura óleo e refrigerante	24

<i>BANCADA EXPERIMENTAL</i>	36
3.1- INTRODUÇÃO	36
3.2- DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL	37
3.3- MONTAGEM DA BANCADA	40
3.3.1- Montagem Mecânica	40
3.3.2- Instalação Elétrica	44
3.4- SISTEMA DE MEDIÇÃO E CONTROLE	47
3.5- CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS E ANÁLISE DAS INCERTEZAS	55
3.5.1- Introdução	55
3.5.2- Metodologia para cálculo e expressão da incerteza	58
3.5.3- Calibração e incerteza dos transdutores de pressão	62
3.5.4- Calibração e incerteza dos termopares	66
3.5.5- Calibração e incerteza do transdutor de nível	75
3.5.6- Calibração e incerteza do transdutor de fluxo de massa	77
3.6- MEDIÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DOS TUBOS	81
3.6.1- Introdução	81
3.6.2- Medição do diâmetro interno do tubo Bundy e do tubo de vidro	81
3.6.3- Medição da posição das tomadas de pressão e dos termopares ao longo do tubo Bundy	87
<i>PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL</i>	90
4.1- INTRODUÇÃO	90
4.2- PROCEDIMENTO DE PREPARAÇÃO DA BANCADA PARA A REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS	90
4.3- PROCEDIMENTO PARA REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS	94
4.4- PROCEDIMENTO UTILIZADO PARA A CARGA DA BANCADA	95
4.5- PROCEDIMENTO PARA RETORNO DO REFRIGERANTE E DO ÓLEO	96
4.6- PROCEDIMENTO UTILIZADO PARA RETIRAR O REFRIGERANTE E O ÓLEO DA BANCADA	97
<i>RESULTADOS</i>	98
5.1- INTRODUÇÃO	98
5.2- RESULTADOS DISTRIBUÍDOS AO LONGO DO TUBO BUNDY	99

5.2.1- Validação da bancada experimental: escoamento de óleo puro	99
5.2.2- Escoamento da mistura óleo e refrigerante	102
5.3- VISUALIZAÇÃO DO ESCOAMENTO	114
5.3.1- Descrição geral dos padrões de escoamento	114
5.3.2- Descrição específica dos padrões encontrados no escoamento da mistura óleo e refrigerante	116
<u>CONCLUSÕES</u>	119
<u>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</u>	122
<u>APÊNDICE I – NOMENCLATURA</u>	129
I.1- NOMENCLATURA DOS COMPONENTES DA BANCADA EXPERIMENTAL	129
I.2- NOMENCLATURA DOS COMPONENTES DA INSTALAÇÃO ELÉTRICA DA BANCADA EXPERIMENTAL	130
<u>APÊNDICE II – RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS</u>	132
II.1- INTRODUÇÃO	132
II.2- TRANSDUTORES DE PRESSÃO	133
II.3- TERMOPARES	138
II.4- TRANSDUTOR DE NÍVEL	146
II.5- FLUXÍMETRO	148
<u>APÊNDICE III – ESTIMATIVA DA VAZÃO MÁSSICA</u>	149
III.1- METODOLOGIA PARA A ESTIMATIVA DA VAZÃO	149
III.2- MEDIÇÃO DA VAZÃO UTILIZANDO O TRANSDUTOR DE NÍVEL	149
III.3- COMPARAÇÃO DOS VALORES ESTIMADOS DA VAZÃO MÁSSICA COM OS MEDIDOS	151
<u>APÊNDICE IV – MEDIÇÃO DA FRAÇÃO MÁSSICA DE REFRIGERANTE</u>	154
IV.1- DISPOSITIVO EXPERIMENTAL	154
IV.2- COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DA MEDIÇÃO DE FRAÇÃO MÁSSICA COM OS VALORES ESTIMADOS	156
<u>APÊNDICE V – RESULTADOS DA MEDIÇÃO DA DENSIDADE DA MISTURA</u>	158

LISTA DE SÍMBOLOS

A	fator de correção para a densidade
A	área medida
α	fração de vazio
a, b, c	coeficientes da curva de calibração
b', c'	coeficientes da curva de calibração
$\hat{\beta}$	vetor dos coeficientes da equação de ajuste
$Cov(\hat{\beta})$	matriz de covariância
d	diâmetro do tubo (mm)
D	diâmetro do tubo
d_e	diâmetro equivalente (mm)
δV	amplitude de uma distribuição de probabilidade retangular
ΔT	diferença de temperatura dada por $\Delta T = T - T_{ref}$ (°C)
$\Delta P/L$	inclinação da curva da distribuição de pressão em função da posição
EPA	erro percentual antes da calibração
EPC	erro percentual utilizando a curva de calibração
f	fator de atrito
f	relação funcional genérica
k_p	fator de abrangência
\dot{m}	vazão mássica (kg/h)
μ_v	viscosidade absoluta do refrigerante R12 na fase vapor (cP)
μ_m	viscosidade absoluta da mistura óleo e refrigerante

μ_m	viscosidade absoluta da mistura R12 em óleo SUNISO 1GS (cP)
μ_o	viscosidade absoluta do óleo
μ_o	viscosidade absoluta do óleo SUNISO 1GS puro (cP)
μ_r	viscosidade absoluta do refrigerante na fase líquida
μ_{rl}	viscosidade absoluta do refrigerante R12 na fase líquida (cP)
n	número de observações da variável Y (ou da grandeza X)
N	número de grandezas de entrada
p	número de variáveis independentes mais um ou número de coeficientes da equação de ajuste
p	probabilidade de abrangência ou nível da confiança do intervalo
P	pressão absoluta (bar)
p_i	pressão parcial do componente i na fase gasosa
$P_{sat,i}$	pressão de saturação do líquido puro i na temperatura da solução
Re	número de Reynolds
ρ	densidade do fluido
ρ_m	densidade da mistura líquida óleo e refrigerante
ρ_{rl}	densidade do refrigerante R12 na fase líquida (kg/m^3)
ρ_o	densidade do óleo SUNISO 1GS puro (kg/m^3)
ρ_v	densidade do refrigerante R12 na fase vapor (kg/m^3)
$r(X_i, X_j)$	coeficiente de correlação
$s(X_i, X_j)$	covariância estimada
s	desvio padrão
s^2	variância total do ajuste
T	temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
T_{jf}	temperatura da junta fria de um termopar ($^{\circ}\text{C}$)
T_{ref}	temperatura de referência do termopar ($^{\circ}\text{C}$)
T_P	temperatura do termômetro padrão ($^{\circ}\text{C}$)
u	incerteza padrão
$u_c(Y)$	incerteza padrão combinada
$u_c^2(Y)$	variância combinada
U_p	incerteza expandida

$U_{0,95}$	incerteza expandida para um nível da confiança de 95%
ν	graus de liberdade associados à incerteza padrão
V	sinal de saída de um transdutor ou força eletromotriz de um termopar (V)
ν_{eff}	os graus de liberdade efetivos associados à incerteza combinada $u_c(Y)$
Vol	volume de líquido (l)
w_r	solubilidade ou fração mássica do R12 em óleo SUNISO 1GS (massa de refrigerante/massa total)
w_r	fração mássica de refrigerante local
w_{VAP}	fração mássica de refrigerante na saída do vaso VAP
x	título
X	grandeza qualquer
X	matriz das variáveis independentes
X_1, X_2, \dots, X_N	grandezas de entrada
Y	estimativa de um mensurando
y_i	fração molar do componente i na fase líquida
Y_i	i -ésima observação da variável Y
\hat{Y}_i	valor estimado pela equação de ajuste para Y_i
y_r	fração molar do refrigerante na fase mistura óleo e refrigerante

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1.1-	Vazamento de gás refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante (Gasche, 1996)	5
Figura 1.2-	Conjunto pistão-cilindro de compressores alternativos (Fernandes, 1996)	6
Figura 1.3-	Mancal de escora e mancais radiais presentes no eixo utilizado em compressores alternativos de refrigeradores domésticos (Blanco, 1998)	7
Figura 1.4-	Distribuição de pressão em um mancal circular de escora com 4 ressaltos (Blanco, 1998)	8
Figura 1.5-	Esquema da bancada experimental	9
Figura 1.6-	Desenho esquemático do escoamento da mistura óleo e lubrificante em duto reto	10

CAPÍTULO 2

Figura 2.1-	Solubilidade do refrigerante R12 em óleo mineral SUNISO 1GS	26
Figura 2.2-	Comparação de diferentes modelos para cálculo da solubilidade do R12	27
Figura 2.3-	Fator de correção para a densidade da mistura R12 e óleo mineral	30
Figura 2.4-	Densidade da mistura R12 e óleo SUNISO 1GS	31
Figura 2.5-	Viscosidade absoluta da mistura R12 e óleo SUNISO 1GS	32
Figura 2.6-	Comparação entre as viscosidades absolutas para óleo SUNISO 1GS puro obtidas das empresas EMBRACO e Witco	33
Figura 2.7-	Comparação entre as viscosidades absolutas calculadas pelas Equações 2.11 (ajuste) e 2.12 (correlação)	35

CAPÍTULO 3

Figura 3.1-	Diagrama esquemático da bancada experimental	37
Figura 3.2-	Desenho esquemático em corte de uma tomada de pressão	42
Figura 3.3-	Desenho esquemático em corte de uma extremidade do tubo de vidro	43
Figura 3.4-	Diagrama elétrico da bancada	45
Figura 3.5-	Painel frontal do programa principal	54
Figura 3.6-	Diagrama de blocos do programa principal	55
Figura 3.7-	Tensão de saída do transdutor de pressão TP01 durante um ponto de calibração	64
Figura 3.8-	Resultado da verificação dos termopares	70
Figura 3.9-	Resultado da calibração dos termopares	73
Figura 3.10-	Desenho esquemático do aparato de calibração do transdutor de fluxo de massa	78
Figura 3.11-	Desenho esquemático de amostras do tubo Bundy embutidas	82
Figura 3.12-	Imagens registradas pelo microscópio eletrônico; (a) tubo Bundy embutido a quente, (b) tubo Bundy embutido a frio, (c) tubo de vidro embutido a frio	83

CAPÍTULO 5

Figura 5.1-	Distribuição de pressão para um escoamento de óleo puro	100
Figura 5.2-	Resultado de medição do transdutor de pressão TP02 e do termopar Tpar04 para toda a duração de um ensaio típico de escoamento da mistura óleo e refrigerante	102
Figura 5.3-	Resultado de medição do transdutor de pressão TP02 e do termopar Tpar04 para o trecho selecionado do ensaio	103
Figura 5.4-	Distribuição de pressão ao longo do tubo para um escoamento de mistura óleo e refrigerante	105
Figura 5.5-	Distribuição de temperatura ao longo do tubo para um escoamento de mistura óleo e refrigerante	105
Figura 5.6-	Distribuição da fração mássica de refrigerante na fase líquida ao longo do tubo para escoamento da mistura óleo e refrigerante	106
Figura 5.7-	Distribuição do título ao longo do tubo para escoamento da mistura óleo e refrigerante	108

Figura 5.8-	Distribuição da fração de vazio ao longo do tubo para escoamento da mistura óleo e refrigerante	109
Figura 5.9-	Influência da vazão mássica nas distribuições de pressão (a), temperatura (b), fração mássica (c), título (d) e fração de vazio (e)	110
Figura 5.10-	Influência da fração mássica de refrigerante nas distribuições de pressão (a), temperatura (b), fração mássica (c), título (d) e fração de vazio (e)	112
Figura 5.11-	Representação esquemática dos padrões de escoamento bifásico em duto horizontal	114
Figura 5.12-	Visualização do escoamento da mistura óleo e refrigerante na posição 70,0 cm	116
Figura 5.13-	Visualização do escoamento da mistura óleo e refrigerante na posição 266,8 cm	117
Figura 5.14-	Visualização do escoamento da mistura óleo e refrigerante na posição 504,5 cm	117

APÊNDICE III

Figura III.1-	Variação do volume de mistura líquida no vaso VAP com o tempo em um ensaio típico de escoamento de mistura óleo lubrificante de longa duração	150
----------------------	---	-----

APÊNDICE IV

Figura IV.1-	Dispositivo utilizado para a medição da fração mássica de refrigerante	154
---------------------	--	-----

CAPÍTULO 2

Tabela 2.1- Solubilidade mútua de refrigerantes e óleo mineral	22
---	----

CAPÍTULO 3

Tabela 3.1- Incertezas padrão combinada e expandida dos quatorze transdutores de pressão	66
Tabela 3.2- Resultados da medição de diâmetro com o microscópio eletrônico de varredura	85
Tabela 3.3- Resultados da medição de diâmetro com a máquina de medição por coordenadas	87
Tabela 3.4- Posições das tomadas de pressão	89
Tabela 3.5- Posições dos termopares	89

APÊNDICE II

Tabela II.1- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP01	133
Tabela II.2- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP02	133
Tabela II.3- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP03	133
Tabela II.4- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP04	134
Tabela II.5- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP05	134
Tabela II.6- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP06	134
Tabela II.7- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP07	135
Tabela II.8- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP08	135
Tabela II.9- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP09	135

Tabela II.10- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP10	136
Tabela II.11- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP11	136
Tabela II.12- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP12	136
Tabela II.13- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP13	137
Tabela II.14- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP14	137
Tabela II.15- Coeficientes das curvas de calibração dos transdutores de pressão (Equação 3.7)	138
Tabela II.16- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar01	138
Tabela II.17- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar02	139
Tabela II.18- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar03	139
Tabela II.19- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar04	140
Tabela II.20- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar05	140
Tabela II.21- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar06	141
Tabela II.22- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar07	141
Tabela II.23- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar08	142
Tabela II.24- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar09	142
Tabela II.25- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar10	143
Tabela II.26- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar11	143
Tabela II.27- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar12	144
Tabela II.28- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar17	144
Tabela II.29- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar16	145
Tabela II.30- Coeficientes das curvas diretas de calibração dos termopares (Equação 3.11)	145
Tabela II.31- Coeficientes das curvas indiretas de calibração dos termopares (Equação 3.12)	146
Tabela II.32- Dados e resultados da calibração do transdutor de nível	146
Tabela II.33- Dados e resultados da calibração do fluxímetro	148

APÊNDICE III

Tabela III.1- Resultados da estimativa da vazão mássica e da medição com o transdutor de nível	151
Tabela III.2- Resultados da estimativa da vazão mássica e da medição com o fluxímetro	152

APÊNDICE IV

Tabela IV.1- Comparação dos valores estimados da fração mássica de refrigerante com os valores medidos	156
Tabela IV.2- Comparação entre medições de fração mássica realizadas depois de um mesmo processo de saturação	157

APÊNDICE V

Tabela V.1- Comparação dos valores medidos da densidade com os valores estimados utilizando a fração mássica de refrigerante estimada	158
Tabela V.2- Comparação dos valores medidos da densidade com os valores estimados utilizando a fração mássica de refrigerante medida	159

Diversos fenômenos que ocorrem no interior dos sistemas de refrigeração dependem da interação entre o óleo lubrificante e o fluido refrigerante. Uma boa miscibilidade entre óleo e refrigerante assegura o retorno do óleo para o compressor através da redução da sua viscosidade. Dentro do compressor o lubrificante é usado principalmente para selar vazamentos, para resfriar elementos quentes e para lubrificar partes deslizantes. O desempenho e a confiabilidade dos sistemas de mancais do compressor são fortemente afetados pela presença de refrigerante dissolvido no óleo. Isto ocorre devido ao desprendimento de refrigerante provocado por variações súbitas na temperatura e na pressão, o que origina uma mistura bifásica com densidade e viscosidade distintas das do lubrificante. Um conhecimento geral do escoamento da mistura óleo e refrigerante é crucial para o desenvolvimento de modelos de lubrificação, usados na análise e simulação de problemas de mecânica dos fluidos no interior de compressores.

No presente estudo o escoamento de óleo lubrificante com desprendimento de refrigerante é explorado experimentalmente. Uma mistura de óleo saturado com refrigerante é forçada a escoar ao longo de dois tubos retos horizontais de diâmetro constante. Um tubo é usado para visualização do escoamento e no outro são realizadas medições de pressão e temperatura. Na entrada dos tubos o estado líquido prevalece e, à medida que o escoamento prossegue e conseqüentemente a pressão se reduz, ocorre o desprendimento de refrigerante devido à redução da solubilidade do fluido refrigerante no óleo lubrificante. Inicialmente observa-se uma pequena quantidade de bolhas, porém a população de bolhas cresce ao longo do escoamento, de modo que ao final dos tubos atinge-se escoamento em espuma. A visualização do escoamento permite a identificação dos regimes de escoamento bifásico experimentados pela mistura. As distribuições de pressão e temperatura são medidas ao longo do escoamento e a partir delas o título e a fração de vazio são estimados. O principal objetivo deste trabalho é melhorar a compreensão deste complexo escoamento para permitir a elaboração de modelos físicos e matemáticos com o intuito de explorar a mecânica de fluidos no interior de componentes do compressor.

Several phenomena occurring inside refrigerating systems depend on the interaction between the lubrication oil and the refrigerant working fluid. Regarding the refrigeration cycle, good miscibility of oil and refrigerant assure easy return of the circulating oil to the compressor through the reduction of the oil viscosity. Inside the compressor the lubricant is mainly used for leakage sealing, cooling of hot elements and lubrication of sliding parts. In the compressor bearing systems the presence of refrigerant dissolved in the oil greatly influences the performance and reliability of the compressor due to the outgassing resulting from sudden temperature and pressure variations. This causes the formation of a two-phase mixture with density and viscosity strongly affecting the lubricant characteristics. A general understanding of the oil-refrigerant mixture flow is crucial in developing lubrication models to be used in analysis and simulation of the fluid mechanics inside the compressor.

In the present work the lubrication oil flow with refrigerant outgassing is explored experimentally. A mixture of oil saturated with refrigerant is forced to flow in two straight horizontal tubes of constant diameter. One tube is used for flow visualization and the other is instrumented for pressure and temperature measurements. At the tubes inlet, liquid state prevails and as flow proceeds the pressure drop reduces the gas solubility in the oil and outgassing occurs. Initially a small amount of bubbles is observed and eventually the bubble population reaches a stage where foaming flow is observed. The flow visualization allowed identification of the two-phase flow regimes experienced by the mixture. Pressure and temperature distributions are measured along the flow and from that mixture quality and void fraction were estimated. The main motivation for this work is to improve the understanding of this complex flow to construct physical and mathematical models for exploring the fluid mechanics within the compressor parts.

1.1- MOTIVAÇÃO

O setor de refrigeração e condicionamento de ar tem passado por grandes mudanças nos anos recentes. Os refrigerantes clorofluorcarbonos (CFCs), utilizados pela indústria por décadas, foram associados no final dos anos 70 com a degradação da camada de ozônio estratosférica e com o aquecimento global do planeta. O Protocolo de Montreal definiu prazos para a redução e eliminação do uso de CFCs e HCFCs (ASHRAE, 1997; Groll, 1996). Os refrigerantes hidrofluorcarbonos (HFCs), considerados inofensivos para a camada de ozônio, foram escolhidos como substitutos para boa parte das aplicações.

Uma das decisões chaves na introdução dos novos refrigerantes foi a escolha do lubrificante a ser utilizado nos equipamentos de refrigeração. A maioria das aplicações com CFCs e HCFCs empregava óleos minerais e era projetada com base em sua miscibilidade com os mesmos. Porém, os novos refrigerantes HFCs são imiscíveis com óleo mineral. De uma forma geral, os sistemas podem usar combinações de refrigerante e óleo com um razoável grau de miscibilidade e de solubilidade, mas poucos sistemas podem usar combinações que sejam pouco miscíveis. Assim, a solubilidade e o grau de miscibilidade entre os novos refrigerantes e os óleos lubrificantes se tornaram um ponto de discussão na indústria (Thomas *et al.*, 1992; Short *et al.*, 1992; Sundaresan *et al.*, 1992).

Os óleos minerais e os lubrificantes alquibenzênicos usados até então foram substituídos por lubrificantes a base de éster polioliol (POE) ou de glicol polialquilênico (PAG) (Lilje *et al.*, 1995). Estas substituições suscitaram a necessidade de se conhecer as propriedades termofísicas das misturas óleo lubrificante e fluido refrigerante, as propriedades de absorção e

liberação do refrigerante pelo óleo lubrificante, e aspectos associados à formação de espuma bem como ao mecanismo que as rege (Goswami *et al.*, 1997; Leung *et al.*, 1998).

A principal função do óleo lubrificante em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar é reduzir o atrito entre superfícies móveis, minimizando assim o desgaste dos componentes do compressor. Adicionalmente, o lubrificante atua na selagem do refrigerante nas válvulas de sucção e descarga e na folga pistão-cilindro, no resfriamento dos mancais, na transferência de calor da carcaça para o ambiente externo, e na redução de ruído gerado pelas partes móveis do compressor. Considerando as tecnologias utilizadas atualmente nos compressores e mesmo os novos projetos economicamente viáveis, a presença do óleo lubrificante é indispensável para o funcionamento do compressor e para lhe garantir uma longa vida útil. Porém, como todos os gases são solúveis nos óleos em alguma proporção, o fluido lubrificante presente no compressor é, na realidade, uma mistura de óleo com refrigerante dissolvido. A quantidade dissolvida depende da temperatura do óleo, da pressão do refrigerante e da natureza de ambos (ASHRAE, 1998).

A mistura óleo e refrigerante possui propriedades intermediárias em relação às propriedades do óleo e do refrigerante puros. Como estas geralmente são bem diferentes, uma pequena quantidade de refrigerante dissolvida no óleo (ou de óleo presente no refrigerante na fase líquida) já é suficiente para provocar alterações significativas nas propriedades do fluido puro. No caso do óleo, a presença de refrigerante causa a diminuição da viscosidade, visto que o refrigerante é muito menos viscoso que o óleo. A principal característica de um lubrificante é a sua viscosidade, e uma redução desta é prejudicial à lubrificação. De uma forma geral, tudo no compressor que depende das propriedades do lubrificante é influenciado pela presença de refrigerante. Além da lubrificação pode-se citar a questão do colamento das válvulas nos assentos, que depende da tensão superficial e da viscosidade, propriedades significativamente afetadas pela existência de refrigerante dissolvido no óleo.

Quanto ao refrigerante, uma pequena quantidade de lubrificante é arrastada para o sistema, e, devido à miscibilidade, as propriedades do refrigerante são alteradas. Os efeitos da miscibilidade tornam-se significativos na saída do evaporador, devido ao aumento da concentração do óleo na fase líquida à medida que o refrigerante se evapora. Além disso, como resultado da solubilidade do refrigerante no óleo, em condições típicas de evaporação o

refrigerante aparentemente superaquecido pode estar em equilíbrio com uma mistura líquida de refrigerante e óleo. Este efeito do óleo nas condições de saturação faz com que nem todo o refrigerante evapore em condições normais, e a temperatura na qual ele evapora aumente. Ambos os efeitos reduzem o desempenho global do sistema de refrigeração, uma vez que sistemas contendo mistura óleo e refrigerante necessitam de evaporador e compressor maiores que sistemas sem óleo (Grebner *et al.*, 1993a). Além de alterar as condições de saturação, a presença de óleo no refrigerante também afeta as trocas de calor e a queda de pressão no evaporador e no condensador. Eckels *et al.* (1991) verificaram que, na evaporação, o coeficiente de troca de calor pode aumentar ou diminuir significativamente dependendo da concentração de lubrificante, enquanto a queda de pressão aumenta continuamente com o aumento da concentração de óleo. Na condensação, constataram que o coeficiente de troca de calor se reduz com o aumento da concentração de lubrificante, enquanto a queda de pressão se acentua para o R134a e não sofre grande alteração para o R12. Os efeitos da miscibilidade nos coeficientes de troca de calor e na queda de pressão dependem muito do óleo e do refrigerante em questão. O aumento da queda de pressão é associado à elevação da viscosidade com o aumento da concentração do lubrificante e às alterações no padrão de escoamento. A diminuição dos coeficientes de troca de calor com o aumento da concentração de lubrificante também é explicada pela alteração nas propriedades do refrigerante devido à presença do óleo, enquanto o aumento destes coeficientes na evaporação é consequência de um melhor molhamento das paredes, resultado da formação de espuma e da elevação da tensão superficial, que aumentam a área de contato entre o líquido e a parede (Schlager *et al.*, 1987; Manwell *et al.*, 1990; Hambraeus, 1995).

Por outro lado, quando o compressor está parado, a solubilidade do refrigerante no óleo provoca uma redução na pressão de equalização. Isto reduz a densidade do refrigerante na fase vapor, tornando o fluxo de massa na partida menor para compressores com vazão volumétrica aproximadamente constante. Conseqüentemente, ocorre uma redução do torque e da potência neste instante que é o momento mais crítico do funcionamento do compressor. Isto é muito importante em um compressor, pois um de seus componentes mais caros é o cobre presente no motor elétrico, e, com uma pressão equalizada menor, pode-se reduzir a quantidade de cobre do motor, reduzindo assim o custo e, portanto, o preço final, possibilitando a fabricação de um compressor mais competitivo.

A diminuição da viscosidade do óleo devido à presença de refrigerante, embora seja um aspecto negativo do ponto de vista da lubrificação, também tem seu lado benéfico. A circulação do óleo nos trocadores de calor fica facilitada, o que também facilita o seu retorno ao compressor. Isto evita a retenção de óleo principalmente no evaporador, onde a viscosidade do óleo é mais elevada em função das baixas temperaturas (ASHRAE, 1998). A retenção de óleo no evaporador reduz a capacidade de resfriamento e aumenta a perda de carga do refrigerante.

Além da influência da presença de refrigerante no óleo nas propriedades termofísicas, a variação da solubilidade também afeta a configuração do escoamento da mistura refrigerante e lubrificante. A solubilidade do fluido refrigerante no óleo é diretamente proporcional à pressão e inversamente proporcional à temperatura. Logo, ocorre liberação do refrigerante, isto é, o refrigerante se separa da mistura, quando existe queda de pressão ou aumento de temperatura. Esta liberação de refrigerante causa a formação de bolhas, e até mesmo formação de espuma, o que altera as características do escoamento. Isto ocorre em vários pontos num sistema de refrigeração, uma vez que existem diversos locais onde a mistura óleo e refrigerante é sujeita a gradientes de pressão. Pode-se citar como exemplos, os diversos mancais existentes no compressor, a folga pistão-cilindro em compressores alternativos e a folga radial em compressores rotativos.

Para compressores rotativos de pistão rolante, é importante conhecer a quantidade de refrigerante que retorna à câmara de sucção após este ter sido comprimido, pois este vazamento afeta a eficiência volumétrica do compressor. Um dos locais de retorno é a folga radial. O fluido lubrificante que circula pela bomba¹ e, portanto, que escoar pela folga radial, é uma mistura composta de óleo lubrificante e de fluido refrigerante, e é devido ao escoamento desta mistura que se processa o vazamento de refrigerante da câmara de compressão para a de sucção, pela folga radial (Gasche, 1996). Segundo Yanagisawa *et al.* (1994), a eficiência volumétrica de compressores rotativos tende a diminuir com o aumento da solubilidade do refrigerante no óleo, para baixas velocidades de operação. Isto ocorre porque, como este escoamento está sujeito a grande variação de pressão, haverá redução da solubilidade e surgimento de bolhas após a mistura escoar pela folga radial. Assim, o refrigerante que estava presente no fluido lubrificante na câmara de compressão se desprende e é liberado na forma vapor na câmara de sucção, e quanto maior for a solubilidade maior será o vazamento e portanto

¹ “Bomba” de um compressor rotativo de pistão rolante é a denominação dada ao conjunto formado pelo mecanismo de bombeamento, mancais principal e secundário e mola da palheta.

a diminuição da eficiência volumétrica. Com o objetivo de investigar o fenômeno de vazamento de refrigerante através da folga radial de compressores rotativos, Costa *et al.* (1990) realizaram experimentos de visualização com o compressor em funcionamento normal. Pôde-se observar a formação de um filme fluido nas proximidades da folga radial e uma forte formação de bolhas logo após a passagem do fluido pelo valor mínimo da folga, como mostra o esquema da Figura 1.1.

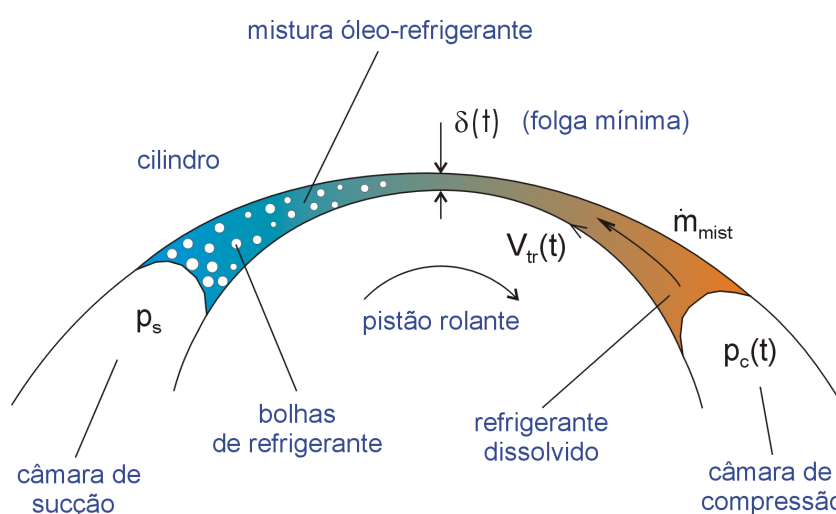


Figura 1.1- Vazamento de refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante (Gasche, 1996)

Gasche (1996) analisou o escoamento de óleo e refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante, empregando diversos modelos. O modelo mais completo considera o escoamento bifásico (devido à presença de bolhas de refrigerante), homogêneo e estacionário. Um modelo bifásico contemplando a formação de espuma também é apresentado de maneira introdutória. O autor ressalta a necessidade de estudos de visualização sobre o escoamento da mistura óleo e refrigerante, para se conhecer variáveis como: diâmetro inicial e número de bolhas, processos de nucleação e crescimento de bolhas, e formação e estrutura da espuma.

No caso de compressores alternativos, o comportamento do escoamento do fluido lubrificante pela folga pistão-cilindro é análogo ao da folga radial em compressores rotativos, no que se refere à liberação de refrigerante e à eficiência volumétrica. Entretanto, o escoamento pela folga pistão-cilindro normalmente é tratado na literatura como sendo um escoamento de óleo

puro quando se estuda a lubrificação (Fernandes, 1996), ou como um escoamento incompressível de refrigerante, quando a ênfase são os vazamentos (Ferreira, 1984). Um fator importante nestes compressores é a dinâmica do pistão no interior do cilindro. A variação da viscosidade do lubrificante devido a alterações da solubilidade do refrigerante no óleo pode afetar esta dinâmica, tendo, assim, efeitos no desgaste dos componentes e no vazamento de refrigerante. A Figura 1.2 mostra uma representação esquemática de um conjunto pistão-cilindro típico de compressores alternativos, com o intuito de ilustrar a existência de movimentos secundários no pistão à medida que este se move alternativamente no interior do cilindro. Estes movimentos podem ser radiais ou rotativos e são afetados pelo filme de óleo que circunda o pistão. A pressão hidrodinâmica gerada a partir deste filme de óleo tem um efeito decisivo nestes movimentos secundários e é grandemente afetada pela presença de refrigerante dissolvido no lubrificante.

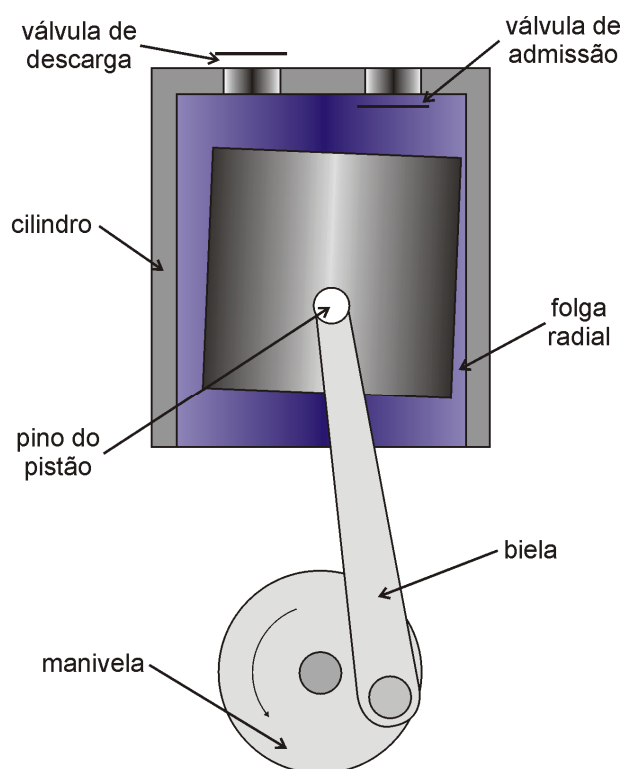


Figura 1.2- Conjunto pistão-cilindro de compressores alternativos
(Fernandes, 1996)

Na lubrificação hidrodinâmica, onde duas superfícies são separadas por um fino filme fluido, a viscosidade do lubrificante e a continuidade do filme são extremamente importantes. As cargas são suportadas por gradientes de pressão no fluido, e estes gradientes podem provocar o surgimento de bolhas. Isto afeta tanto a viscosidade quanto a continuidade do

filme de óleo, influenciando a carga suportada, a potência consumida e o desgaste. A Figura 1.3 mostra um desenho esquemático de um eixo de um compressor alternativo destacando o mancal de escora circular e os dois mancais radiais, onde o escoamento de mistura com liberação de refrigerante pode ocorrer.

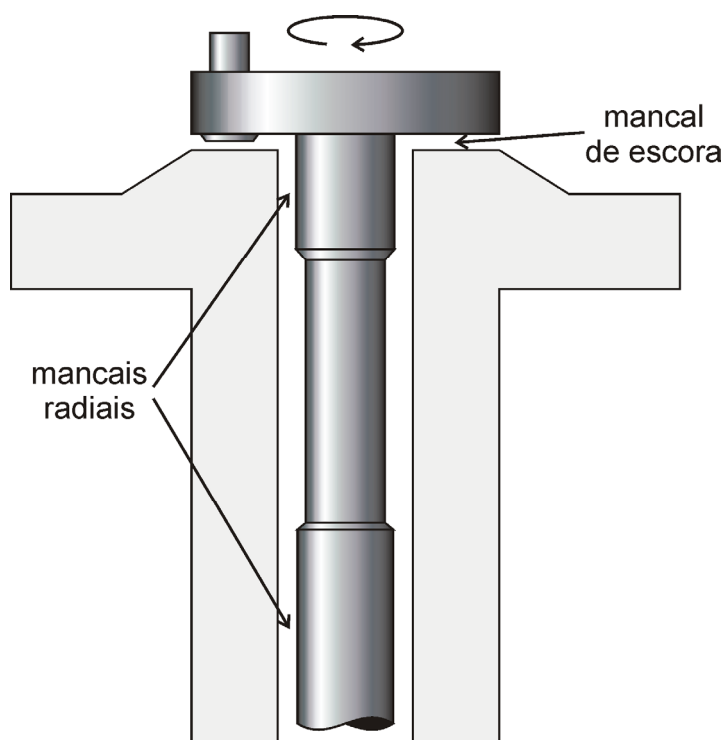


Figura 1.3- Mancal de escora e mancais radiais de um compressor alternativo (Blanco, 1998)

Blanco (1998) realizou um trabalho de simulação e otimização de mancais de escora circulares, com ênfase nos mancais utilizados em compressores herméticos de refrigeração. A Figura 1.4 apresenta um de seus resultados para um mancal com setores circulares com quatro ressalto, semelhante ao apresentado na Figura 1.3. Verifica-se que os gradientes de pressão atingem valores da ordem de 10 bar. Sob um gradiente desta magnitude, uma mistura óleo e refrigerante sofre uma grande variação de solubilidade, gerando uma grande liberação de bolhas, o que altera completamente os parâmetros de lubrificação já citados. Deve-se ressaltar que os modelos de lubrificação existentes ignoram a presença de refrigerante dissolvido no óleo. Um primeiro passo para a utilização de modelos mais realísticos é a compreensão dos mecanismos de absorção e liberação de refrigerante pelo óleo bem como a identificação dos regimes de escoamento bifásico da mistura óleo e refrigerante.

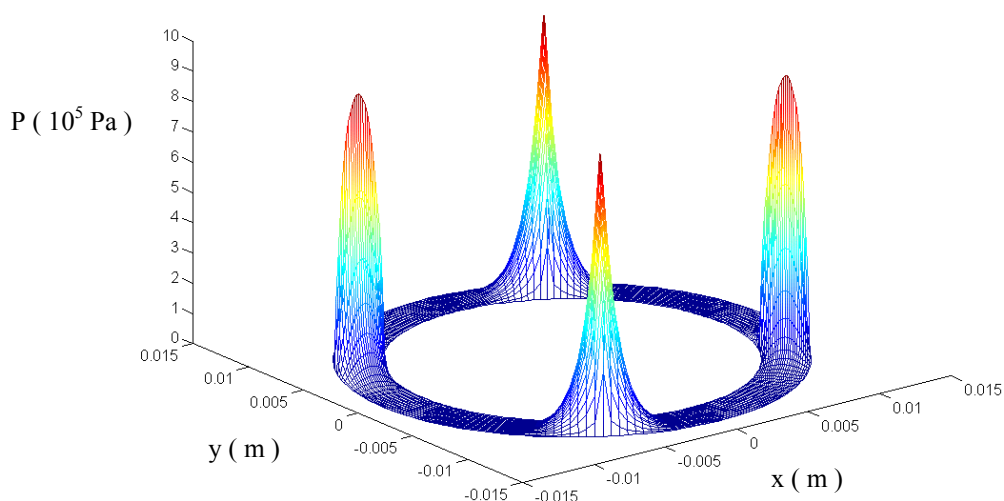


Figura 1.4- Distribuição de pressão em função das coordenadas x e y , para um mancal circular de escora com 4 ressaltos (Blanco, 1998)

A caracterização experimental do escoamento bifásico de misturas óleo lubrificante e fluido refrigerante acrescenta grandes avanços nos estudos dos processos que ocorrem dentro do compressor, e é o objetivo maior da presente dissertação. As informações aqui levantadas possibilitarão o aperfeiçoamento dos modelos de escoamento, resultando em impactos importantes no projeto de compressores.

1.2- ESCOPO DO TRABALHO

Qualquer estudo minucioso sobre a interação entre fluido refrigerante e óleo lubrificante necessita de informações ainda não disponíveis sobre o escoamento deste tipo de mistura onde, com a redução da pressão, ocorre o surgimento de bolhas e a formação de espuma.

Gasche (1996), além de sugerir a realização de um estudo experimental sobre o assunto, também enfatiza a ausência de informações sobre os regimes de escoamento da mistura óleo e refrigerante. Grande parte dos trabalhos existentes na literatura trata apenas de condições de equilíbrio, e, portanto, não podem ser adequadamente aplicados ao escoamento da mistura,

uma vez que as alterações se processam rapidamente, não havendo tempo para que o equilíbrio seja estabelecido.

Dentre os poucos trabalhos que não tratam apenas de condições de equilíbrio pode-se citar Drost (1994), que mediu experimentalmente taxas de absorção e liberação de refrigerante em misturas óleo e refrigerante, além de Leung *et al.* (1998) e Fukuta *et al.* (1995), que mediram apenas a taxa de absorção. Em todos estes trabalhos a mistura líquida estava em repouso e não existia o efeito dinâmico de um escoamento, o que dificulta a utilização dos resultados em situações de interesse.

Outro aspecto importante é que a maioria das publicações trata apenas da contaminação do refrigerante pelo óleo, estudando misturas normalmente com concentração de óleo de até no máximo 5%. Isto ocorre porque o objetivo destes estudos é analisar o efeito da solubilidade nas trocas de calor e na queda de pressão no evaporador e no condensador, e não na lubrificação e nos vazamentos de refrigerante, onde a fração mássica do óleo é normalmente maior que a do refrigerante.

Neste contexto, o presente trabalho tem como enfoque a investigação experimental do escoamento de uma mistura óleo e refrigerante, com desprendimento de refrigerante devido à variação da solubilidade. Para tanto, uma bancada foi projetada e construída. A Figura 1.5 apresenta um diagrama ilustrativo da bancada.

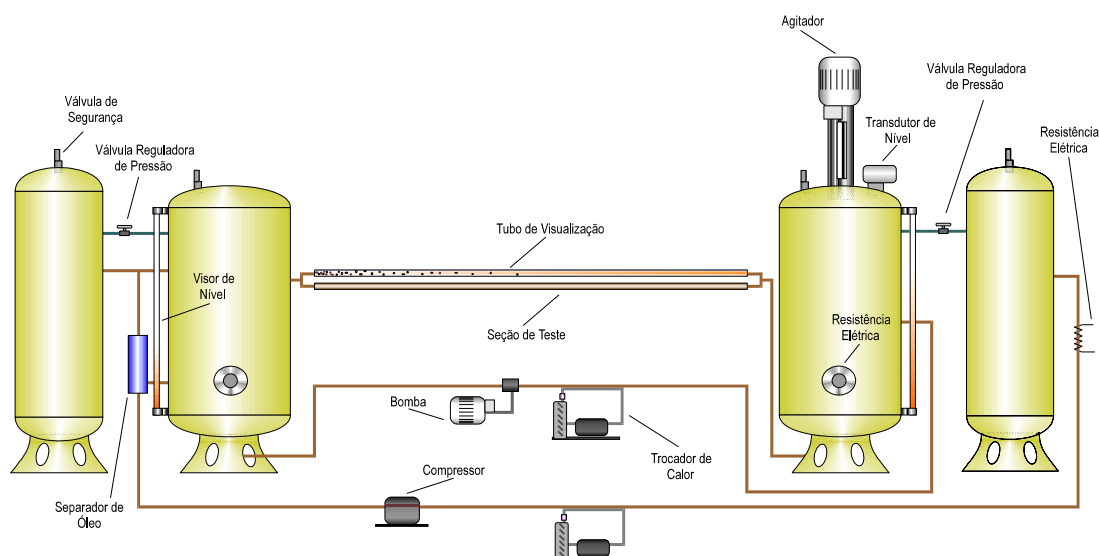


Figura 1.5- Esquema da bancada experimental

Em linhas gerais o que se tem é uma mistura saturada de R12 em óleo naftênico SUNISO 1GS que é forçada a escoar através de dois tubos horizontais de diâmetro constante, onde a queda de pressão provoca redução da solubilidade e liberação progressiva de refrigerante, conforme mostrado no esquema da Figura 1.6. Um destes tubos é transparente e serve para a visualização do escoamento, enquanto o outro é instrumentado com medidores de pressão e temperatura. O presente experimento mantém as principais características do escoamento da mistura óleo e refrigerante existente nos compressores, com a vantagem de ser genérico e não apresentar as dificuldades construtivas das geometrias reais.



Figura 1.6- Desenho esquemático do escoamento da mistura óleo e lubrificante em duto reto

A partir deste modelo experimental espera-se melhorar a compreensão deste complexo escoamento para permitir a elaboração de modelos físicos e matemáticos com o intuito explorar a mecânica de fluidos no interior de componentes do compressor.

1.3- ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação é composta por seis capítulos. Neste primeiro capítulo são apresentados os principais motivos para a realização do trabalho e algumas situações onde este se aplica. Este mesmo capítulo expõe, ainda, o escopo do trabalho, com ênfase na importância e na abordagem empregada. O Capítulo 2 contém uma revisão bibliográfica sobre fluidos refrigerantes, óleos lubrificantes e sobre a mistura formada por ambos, destacando suas características, funções e, principalmente, suas propriedades termodinâmicas. No Capítulo 3 a bancada experimental é descrita em detalhes. Neste capítulo são ainda apresentadas a calibração dos instrumentos, as medições das características geométricas dos tubos e a análise das incertezas de medição. Todos os procedimentos referentes à bancada são expostos no Capítulo 4, tanto os procedimentos experimentais para preparação e execução de um teste quanto aqueles

relacionados ao funcionamento da bancada. No Capítulo 5 são apresentados os resultados obtidos para o escoamento de óleo puro e de mistura em diferentes condições de operação. Os resultados dos estudos de visualização do escoamento são também apresentados. O Capítulo 6 finaliza a dissertação expondo as principais conclusões e apresentando sugestões para a continuidade do presente trabalho. Apêndices ao final da dissertação apresentam a nomenclatura utilizada no trabalho, os resultados das calibrações dos instrumentos e as medições da vazão mássica, da fração mássica de refrigerante e da densidade da mistura.

A MISTURA ÓLEO E REFRIGERANTE

2.1- INTRODUÇÃO

Existem diversas combinações de fluidos refrigerantes e óleos lubrificantes que podem ser utilizados nos sistemas de refrigeração. Antes da associação do cloro presente nos refrigerantes CFCs e HCFCs com a degradação da camada de ozônio da estratosfera, estes refrigerantes eram extensivamente utilizados e normalmente em conjunto com um óleo mineral. Os refrigerantes HFCs e suas misturas combinados com óleo sintético a base de éster poliol ou de glicol polialquilênico foram adotados como substitutos dos CFCs e HCFCs em grande parte das aplicações, embora vários outros refrigerantes sejam também aceitáveis, bem como outros tipos ou variações de lubrificantes, como por exemplo os hidrocarbonetos puros associados com óleo mineral, utilizados em diversos países.

Embora as combinações de fluido refrigerante e óleo lubrificante de maior interesse sejam de R134a e óleo a base de éster poliol e de R600a e óleo mineral devido a sua ampla utilização pela indústria, optou-se pelo uso de uma mistura de R12 e óleo mineral naftênico SUNISO 1GS, apesar de este refrigerante estar sendo gradativamente substituído. Esta escolha se deve ao fato de se conhecer melhor as propriedades do R12 e dos óleos minerais, o que pode ser comprovado pela ampla quantidade de dados disponíveis na literatura. Utilizando uma mistura bem conhecida, o trabalho inicial de caracterização do escoamento fica facilitado, e o estudo de outras misturas torna-se mais seguro e rápido, uma vez que os procedimentos experimentais estarão definidos e resultados confiáveis estarão disponíveis para comparação. Outro motivo importante que levou a utilização inicial de mistura de R12 e óleo mineral é o fato de que esta mistura não apresenta diversos problemas inerentes à utilização do R134a ou do R600a. Como exemplo pode-se citar a inflamabilidade do R600a, a alta higroscopicidade dos

óleos sintéticos usados em conjunto com o R134a e os problemas de compatibilidade de material relativos à mistura de R134a e óleo éster.

O objetivo principal deste capítulo é apresentar as características dos lubrificantes, dos refrigerantes e de suas misturas, de forma a facilitar o entendimento dos fenômenos inerentes ao escoamento da mistura. Assim, os principais conceitos relevantes ao estudo são expostos. As propriedades densidade, viscosidade e solubilidade da mistura R12 e óleo SUNISO 1GS, bem como as dos fluidos puros, necessárias para a caracterização do escoamento, são também apresentadas.

2.2- FLUIDOS REFRIGERANTES

Os fluidos refrigerantes são as substâncias de trabalho utilizadas em sistemas de refrigeração, condicionamento de ar e nas bombas de calor. Eles absorvem calor de um ambiente e o rejeitam em outro, geralmente através processos de evaporação e condensação, respectivamente.

Qualquer substância razoavelmente volátil que seja líquida na temperatura de evaporação desejada pode ser usada como refrigerante, mas na prática a escolha é limitada pelas propriedades termofísicas da substância e por diversos outros fatores. Estes fatores incluem questões de segurança, como a toxicidade e a inflamabilidade, questões de ordem prática, como o desempenho do sistema, a dificuldade de identificação de vazamentos, a compatibilidade química com diversos materiais, com o óleo e com a água, além de diversos outros não menos importantes como o custo de produção e o efeito ambiental provocado pelo refrigerante, este último muito em voga atualmente. Uma boa discussão sobre estes fatores pode ser encontrada em Gosney (1982) e no manual de fundamentos da ASHRAE (1997).

Através dos anos, várias substâncias foram utilizadas como refrigerantes em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar por compressão mecânica de vapor, gerando diferentes graus de sucesso. Os primeiros equipamentos, como os desenvolvidos por Perkins em

1834 e mais tarde por Harrison em 1856, utilizavam éter, que não era nem seguro nem satisfatório para a aplicação pretendida. Componentes mais apropriados, como o dióxido de carbono (CO_2), a amônia (NH_3), e o dióxido sulfúrico (SO_2), foram introduzidos nas décadas de 1860 e 1870. Estes refrigerantes foram dominantes por um longo período, até que os hidrocarbonetos halogenados sintéticos, como o R12, inicialmente, e vários outros depois, tomaram conta de grande parte do mercado, a partir de 1932. Depois da Segunda Guerra Mundial somente um dos primeiros refrigerantes, a amônia, continuou sendo usado extensivamente em grandes sistemas industriais. Todas as outras áreas de aplicação foram completamente dominadas pelos clorofluorcarbonos (CFCs) e pelos hidroclorofluorcarbonos (HCFCs).

Em 1974, Rowland e Molina mostraram que os hidrocarbonetos halogenados são decompostos pela ação da radiação ultravioleta proveniente do sol. O cloro liberado neste processo catalisa reações químicas que destroem o ozônio presente na estratosfera, aumentando assim a penetração de radiação de ondas curtas na terra. Naquela época, os refrigerantes mais utilizados eram o R11, o R12, o R22 e o R502 (mistura azeotrópica de R22 e R115), todos CFCs exceto o R22, um HCFC. Uma boa referência sobre a questão da destruição da camada de ozônio pelos refrigerantes clorados é Stolarski (1988).

A teoria de Rowland e Molina deu origem ao Protocolo de Montreal de 1987, resultado de um esforço internacional que definiu prazos para a redução gradual e, por fim, eliminação da utilização dos CFCs e HCFCs. Observando o Protocolo de Montreal e suas revisões subsequentes, os CFCs tiveram sua utilização interrompida nos países desenvolvidos a partir de 31 de dezembro de 1995. Os HCFCs também são controlados pelo Protocolo de Montreal e sua eliminação está prevista para o ano de 2030. Pode-se encontrar informações mais detalhadas sobre o Protocolo de Montreal e suas revisões no manual de fundamentos da ASHRAE (1997).

A substituição dos CFCs e HCFCs por refrigerantes com menor ODP (*Ozone Depleting Potential*), índice que indica a agressividade do fluido em relação à camada de ozônio, é provavelmente a questão mais importante e a que mais provocou mudanças na indústria do frio nas últimas décadas. Outra questão que também tem forçado a substituição dos refrigerantes é o “aquecimento global”. Os HFCs, fluidos alternativos aceitos por grande parte do setor industrial,

estão sendo condenados pelos ambientalistas porque, apesar de possuírem ODP nulo, eles apresentam GWP (*Global Warming Potential*) elevado. O GWP é o índice que indica o impacto de cada substância sobre o efeito estufa. Maiores informações sobre os substitutos que estão sendo adotados para cada refrigerante CFC e HCFC podem ser obtidas em Groll (1996).

O refrigerante R12 (CF_2Cl_2), utilizado neste trabalho, era extensivamente usado nos refrigeradores/freezers domésticos, em condicionadores de ar automotivos e em refrigeradores comerciais de pequeno porte. Apesar de bastante seguro, ele foi o primeiro alvo da substituição, justamente devido ao seu uso extensivo e a alta taxa de vazamento encontrado nos condicionadores de ar automotivos.

As propriedades do R12 necessárias para a caracterização do escoamento da mistura óleo e refrigerante são: a densidade e a viscosidade absoluta do refrigerante no estado de vapor superaquecido, e a densidade e a viscosidade absoluta do refrigerante no estado de líquido saturado, as quais são fornecidas respectivamente pelas Equações 2.1, 2.2, 2.3 e 2.4. Estas equações foram ajustadas a partir dos dados fornecidos pelo software comercial REFPROP (NIST, 1998). Deve-se observar que as Equações 2.1 e 2.2 são funções de duas variáveis, a pressão e a temperatura, uma vez que são necessárias duas variáveis independentes para determinar o estado termodinâmico do vapor superaquecido, enquanto as equações 2.3 e 2.4 são funções apenas de uma variável, a temperatura, pois substâncias puras em condições de saturação necessitam apenas de uma variável independente para a determinação de seu estado termodinâmico.

$$\rho_v = \left(\frac{-4,2936 \times 10^{-4} + 5,9619 \times 10^{-4} T - 2,2594 \times 10^{-5} T^2 + 5,3237 P - 0,25614 P^2}{1 + 3,7908 \times 10^{-3} T - 5,0975 \times 10^{-6} T^2 - 0,072791 P + 6,6012 \times 10^{-4} P^2} \right) \quad (2.1)$$

onde,

ρ_v – densidade do refrigerante R12 na fase vapor (kg/m^3)

T – temperatura ($^{\circ}\text{C}$)

P – pressão (bar)

$$\mu_v = \left(\frac{0,01083615 + 1,0571 \times 10^{-4} T + 2,6707 \times 10^{-7} T^2 - 1,857 \times 10^{-4} P + 1,4031 \times 10^{-6} P^2}{1 + 6,00450 \times 10^{-3} T + 2,4519 \times 10^{-6} T^2 - 0,0140206 P} \right) \quad (2.2)$$

onde,

μ_v – viscosidade absoluta do refrigerante R12 na fase vapor (cP)

T – temperatura (°C)

P – pressão (bar)

$$\rho_{rl} = 1396,31 - 3,28742 T - 2,29105 \times 10^{-3} T^2 - 1,05736 \times 10^{-4} T^3 \quad (2.3)$$

onde,

ρ_{rl} – densidade do refrigerante R12 na fase líquida (kg/m³)

T – temperatura (°C)

$$\mu_{rl} = 1396,314 - 3,28742 T + 2,29105 \times 10^{-3} T^2 - 1,05736 \times 10^{-4} T^3 \quad (2.4)$$

onde,

μ_{rl} – viscosidade absoluta do refrigerante R12 na fase líquida (cP)

T – temperatura (°C)

2.3- ÓLEOS LUBRIFICANTES

A função primordial de um lubrificante é reduzir o atrito e minimizar o desgaste. O lubrificante atinge este objetivo pela interposição de um filme entre as superfícies móveis, o qual reduz o contato direto sólido-sólido e diminui o coeficiente de atrito. Mas o papel do lubrificante se estende além da prevenção do contato entre superfícies. Ele também remove calor, atua como selo para impedir a penetração de contaminantes ou para reter pressões, inibe a

corrosão, e afasta os detritos criados pelo desgaste. Particularmente, os sistemas de refrigeração requerem do lubrificante mais que a simples lubrificação. O óleo sela o refrigerante comprimido entre os lados de sucção e descarga, e age no resfriamento, removendo calor dos mancais e transferindo calor dos mecanismos para o exterior do compressor. O óleo também reduz o ruído gerado pelas partes móveis do compressor. De uma forma geral, quanto maior a viscosidade do óleo, melhor será a selagem e a isolação do ruído.

Sistemas herméticos, nos quais o motor é exposto ao óleo, necessitam ainda de lubrificantes com propriedades de isolamento elétrico. O fluido refrigerante arrasta consigo uma certa quantidade de óleo para dentro do sistema. O refrigerante deve retornar ao compressor em um tempo razoável e deve ter uma fluidez adequada a baixas temperaturas. O lubrificante deve permanecer miscível com o refrigerante para uma boa troca de calor no evaporador e para um retorno fácil ao compressor. O óleo deve estar sempre livre de matéria suspensa ou de componentes como a cera que podem entupir o dispositivo de expansão ou se depositar no evaporador e interferir nas trocas de calor. Em sistemas herméticos o lubrificante é carregado somente uma vez, então ele deve funcionar por toda a vida útil do compressor. A estabilidade química dos lubrificantes na presença de refrigerante, de metais, do isolamento do motor, e de contaminantes externos é a característica que distingue os lubrificantes para refrigeração daqueles utilizados em outras aplicações.

Como era de se esperar, não existe um lubrificante ideal; um compromisso deve ser feito para balancear as necessidades. Um lubrificante com alta viscosidade sela melhor as câmaras de sucção e descarga, mas oferece maior resistência de retorno ao compressor. Uma pequena formação de espuma pode reduzir o ruído, mas um espumamento excessivo pode fazer com que lubrificante em excesso seja conduzido ao cilindro e o que causaria danos estruturais. Lubrificantes com boa estabilidade química não são necessariamente bons lubrificantes. E ainda, o lubrificante não pode ser considerado sozinho, pois ele funciona como uma mistura de óleo e refrigerante. Maiores informações sobre os requisitos de lubrificantes para sistemas de refrigeração podem ser encontradas nas seguintes referências: ASHRAE (1998), Spauschus (1984), Kruse *et al.* (1984) e Short (1990).

Os óleos minerais podem ser agrupados nas seguintes estruturas: parafínicos, que apresentam cadeias retas ou ramificadas de hidrocarbonetos saturados; naftênicos, que também

são completamente saturados, mas possuem estruturas cíclicas ou em anéis; aromáticos, que são hidrocarbonetos cíclicos insaturados contendo um ou mais anéis, caracterizados por alternar dupla ligação; e não-hidrocarbonetos, que são moléculas contendo átomos como enxofre, nitrogênio, ou oxigênio em adição aos carbonos e hidrogênios. Esses componentes estruturais não existem necessariamente no estado puro. De fato, freqüentemente as estruturas aparecem anexadas umas as outras, o que torna complicado a determinação da composição dos óleos minerais, a qual acaba sendo descrita por análise de tipo de carbono ou por análise molecular. A classificação tradicional de óleos como parafínicos ou naftênicos se refere à predominância destas estruturas no lubrificante refinado.

Historicamente, óleos minerais refinados de bases naftênicas ou parafínicas de alto índice de viscosidade têm sido utilizados em refrigeração. Estes óleos têm que ser altamente refinados para aumentar a sua estabilidade química com os refrigerantes CFCs. Estes lubrificantes podem apresentar variações de suas propriedades físicas, estrutura química e grau de refinamento, o que influencia o seu desempenho em aplicações de refrigeração. Atender os requisitos de ótimo desempenho exigidos pelos compressores e sistemas é difícil e às vezes impossível sem refinamentos especiais, utilização de misturas de diversos produtos ou uso de aditivos.

Os lubrificantes sintéticos são geralmente obtidos a partir de reações químicas de outras substâncias. Os óleos sintéticos comercialmente disponíveis podem ser dos mais variados tipos, como parafínicos sintéticos, poliglicóis, ésters ácidos dibásicos, ésters neopentis, silicones, ésters silicatos, e compostos fluorados. No momento, os três lubrificantes sintéticos mais utilizados são os alquibezênicos, usados com o R22 e o R502, e os poliglicóis e os ésters polióis, para uso com o R134a e misturas utilizando R22.

Lubrificantes sintéticos oferecem uma ampla faixa de propriedades e a oportunidade de adaptar um lubrificante para um sistema de refrigeração específico. O uso de óleos sintéticos para este propósito se iniciou em 1929. Os lubrificantes sintéticos foram introduzidos no mercado devido a sua habilidade de resolver problemas encontrados com o uso de óleos minerais, como separação de cera, baixa miscibilidade com alguns refrigerantes e carbonização das válvulas de compressores recíprocos. Recentemente, outras vantagens vieram à tona, como por exemplo o aumento da estabilidade na presença de refrigerantes a alta

temperatura, melhores características viscosidade-temperatura melhorando a lubrificação hidrodinâmica dos mancais do compressor, e melhor lubrificação na presença de refrigerantes através da diminuição do efeito da concentração de refrigerante sobre a viscosidade.

Maiores informações sobre os tipos de óleos utilizados em refrigeração podem ser obtidas no manual da ASHRAE (1998) e em Short (1990). Informações sobre propriedades termofísicas dos lubrificantes puros e correlações para estimá-las podem ser encontradas em Conde (1996), Mermond *et al.* (1999), e no manual da ASHRAE (1998).

O óleo utilizado na bancada experimental é do tipo SUNISO 1GS, fabricado pela Witco Corporation. Trata-se de um óleo mineral naftênico com 1 % de aditivo antidesgaste, o com tem massa molecular 251 u. As propriedades de interesse do óleo puro são a densidade e a viscosidade absoluta, dadas respectivamente pelas Equações 2.5 e 2.6. Estas equações foram ajustadas a partir de dados experimentais fornecidos pela Empresa Brasileira de Compressores S.A. (Embraco), obtidas em uma faixa de temperatura de 20 a 120 °C. Os resultados para a densidade foram comparados com valores publicados no manual da ASHRAE (1998) na forma de gráfico e apresentaram boa concordância.

$$\rho_o = 902,0 - 0,6 T \quad (2.5)$$

onde,

ρ_o – densidade do óleo SUNISO 1GS puro (kg/m³)

T – temperatura (°C)

$$\mu_o = 47,3115 - 1,63923 T + 0,0239497 T^2 - 0,000162607 T^3 + 4,21912 \times 10^{-7} T^4 \quad (2.6)$$

onde,

μ_o – viscosidade absoluta do óleo SUNISO 1GS puro (cP)

T – temperatura (°C)

2.4- MISTURAS ÓLEO E REFRIGERANTE

2.4.1- Introdução

Os fluidos refrigerantes utilizados normalmente nos sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor são solúveis em diversos graus nos óleos lubrificantes; muitos dos gases refrigerantes são altamente solúveis. A solubilidade do refrigerante no óleo varia muito dependendo da combinação óleo-refrigerante em questão.

A amônia e o dióxido de carbono são exemplos de refrigerantes que apresentam solubilidade muito baixa em óleo mineral. Sistemas que usam amônia como fluido refrigerante trabalham com pressões moderadas e a quantidade de refrigerante dissolvida não ultrapassa 1 %, tendo pouco ou nenhum efeito sobre as propriedades do óleo, de forma que a presença do fluido refrigerante no óleo normalmente pode ser desconsiderada. Por outro lado, sistemas que trabalham com CO₂ tem pressões de operação muito mais altas, e neste caso, a quantidade de refrigerante dissolvida pode ser suficiente para alterar as propriedades do óleo.

Muitos dos refrigerantes que possuem cloro são altamente solúveis em óleo mineral em qualquer temperatura. A solubilidade, nestes casos, fica definida pelos níveis de pressão e temperatura. Outros refrigerantes, também com cloro, como o R22 e o R114, podem ter solubilidades limitadas com alguns lubrificantes nas temperaturas apresentadas nos evaporadores (manifestadas na forma de separação de fase) e apresentar solubilidade ilimitada em regiões de alta temperatura do sistema de refrigeração. Isto pode fazer com que no condensador a mistura óleo-refrigerante seja totalmente solúvel, o mesmo não ocorrendo no evaporador. Em alguns sistemas utilizando refrigerantes HFCs, uma segunda região bifásica distinta pode ainda ocorrer em altas temperaturas.

Como resultado da alta solubilidade dos refrigerantes halogenados nos óleos minerais, o fluido lubrificante não pode ser tratado como uma substância pura, mas sim como uma mistura (solução) composta de óleo e refrigerante, cujas propriedades são diferentes daquelas do óleo e refrigerantes puros.

A seguir são apresentadas as principais características das misturas óleo e refrigerante pertinentes ao estudo proposto. Informações mais detalhadas podem ser obtidas no manual da ASHRAE (1998).

2.4.2- Relação pressão-temperatura-solubilidade

Quando um refrigerante está em equilíbrio com um lubrificante, uma quantidade fixa de refrigerante está presente no lubrificante a determinada temperatura e pressão. Isto é evidente se a regra de fases de Gibbs¹ for aplicada à mistura composta por duas fases e dois componentes. O lubrificante, embora seja uma mistura de vários componentes, pode ser considerado como um único componente, e o refrigerante como o outro. As duas fases são a fase líquida e a fase vapor. A regra de fases determina que a mistura tem dois graus de liberdade, isto é, são necessárias duas propriedades independentes para definir o estado termodinâmico da mistura. Normalmente, as variáveis envolvidas são: pressão, temperatura e composições das fases líquidas e vapor. Uma vez que a pressão parcial do óleo é desprezível em relação à do refrigerante, a fase vapor é essencialmente composta por refrigerante puro, o que faz com que somente a composição da fase líquida precise ser considerada. Se a temperatura e a pressão estão definidas, o estado do sistema está determinado, ou seja, a fase líquida só pode apresentar uma composição. Esta é uma maneira diferente, porém mais precisa, de se dizer que uma mistura óleo e refrigerante com composição conhecida exerce uma determinada pressão de vapor, numa dada temperatura. De uma maneira geral, se a temperatura variar, a pressão de vapor e a composição da fase líquida também serão alteradas. Note-se que, em qualquer caso, a mistura exerce uma pressão de vapor menor que a do refrigerante puro na mesma temperatura.

2.4.3- Solubilidade mútua

O fluido lubrificante presente no compressor é uma solução de refrigerante dissolvido no óleo. Em outras partes do sistema de refrigeração a solução é de óleo em refrigerante líquido. Em ambos os casos, tanto o refrigerante quanto o lubrificante poderiam

¹ Regra das fases de Gibbs: para um sistema que contém n_c componentes e n_p fases, o número de propriedades intensivas independentes, n_i , é dada por: $n_i = n_c - n_p + 2$

existir sozinhos como líquido caso o outro não estivesse presente. Portanto, qualquer distinção entre qual componente absorve e qual é absorvido reflete meramente uma questão de referência. Ambos os líquidos podem ser considerados como dissolvidos no outro. Esta relação é designada de solubilidade mútua.

Os refrigerantes são classificados em completamente miscíveis, parcialmente miscíveis ou imiscíveis, de acordo com as suas relações de solubilidade mútua com os óleos. Os refrigerantes parcialmente miscíveis possuem uma subdivisão em alta, intermediária e baixa miscibilidade. A Tabela 2.1 apresenta uma classificação, de acordo com a solubilidade mútua em óleos minerais, para alguns refrigerantes utilizados comercialmente.

Tabela 2.1 - Solubilidade mútua de refrigerantes e óleo mineral

Completamente Miscível	Parcialmente Miscível			Imiscível
	Alta Miscibilidade	Miscibilidade Intermediária	Baixa Miscibilidade	
R11	R123	R22 R114	R13	Amônia CO ₂ R134a R407C R410A
R12			R14	
R113			R115	
			R152a	
	RC318			
	R502			

Misturas completamente miscíveis

Uma mistura de óleo e refrigerante é chamada completamente miscível quando os componentes são mutuamente solúveis em todas as proporções e em qualquer pressão e temperatura. Este tipo de mistura sempre forma uma única fase líquida sob condições de equilíbrio, não importando as quantidades de refrigerante e lubrificante presentes. Os refrigerantes R11 e R12 são exemplos de substâncias completamente miscíveis com óleo mineral.

Misturas parcialmente miscíveis

As misturas óleo-refrigerante são ditas parcialmente miscíveis quando apresentam solubilidade mútua limitada em alguma quantidade. Acima da temperatura crítica de miscibilidade muitas misturas refrigerante e lubrificante desta classe são completamente miscíveis. O refrigerante R134a combinado com alguns lubrificantes sintéticos apresenta uma região de imiscibilidade em temperaturas elevadas.

Abaixo da temperatura crítica da solução, entretanto, o líquido pode se separar em duas fases. Tal separação de fase não significa que o óleo e o refrigerante sejam insolúveis. Cada fase líquida é uma solução; uma rica em óleo e outra rica em refrigerante, dependendo do componente predominante. Cada fase pode conter quantidades substanciais do outro componente, e estas duas soluções são imiscíveis uma na outra.

Na região de miscibilidade parcial, pressão e temperatura são propriedades dependentes. Se a pressão do sistema varia, o mesmo ocorre com a temperatura, e as duas fases líquidas assumem composições diferentes, determinadas pelas condições de equilíbrio. A pressão de saturação do refrigerante puro não é muito maior que a pressão da mistura. Normalmente misturas refrigerante e lubrificante próximas do limite de miscibilidade parcial apresentam menor redução na pressão do refrigerante comparado com soluções completamente miscíveis na mesma concentração de lubrificante.

Misturas completamente imiscíveis

Uma mistura de óleo e refrigerante é definida como completamente imiscível se apresenta uma miscibilidade muito baixa. Em tais misturas, a faixa de imiscibilidade é tão larga que os efeitos de solubilidade mútua podem ser ignorados. Exemplos de tais misturas são a amônia e o dióxido de carbono em óleo mineral.

2.4.4- Propriedades da mistura óleo e refrigerante

Com a necessidade de substituição dos refrigerantes CFCs e HCFCs, inúmeros trabalhos foram realizados focalizando as propriedades termofísicas das misturas óleo e refrigerante. A literatura é farta a este respeito. As referências Mermond *et al.* (1999), Conde (1996), ASHRAE (1998), Baustian *et al.* (1986a e 1986b) apresentam revisões sobre as mais importantes propriedades das misturas óleo e refrigerante.

Neste trabalho, entretanto, procurou-se, sempre que possível, obter as propriedades da mistura diretamente do fabricante ou através de ensaios específicos com a mistura utilizada. Este procedimento se justifica devido a divergências encontradas nas informações disponíveis na literatura. Adiciona-se a isto o fato dos óleos minerais serem misturas de diversos componentes, o que faz com que um mesmo óleo apresente variações na sua composição química e conseqüentemente nas suas propriedades.

Solubilidade

O equilíbrio líquido-vapor da mistura óleo e refrigerante é o tema com o maior número de valores experimentais e métodos preditivos na literatura. São encontrados trabalhos relatando apenas resultados de medição da solubilidade para diferentes combinações de óleo e refrigerante, como Van Gaalen *et al.* (1990), e diversos outros onde, além de medições, são feitas comparações ou proposições de modelos termodinâmicos ou de correlações empíricas, como por exemplo em Grebner *et al.* (1993b), Martz *et al.* (1996a), Glova (1984) e Burton *et al.* (1999). Algumas publicações também aproveitam os dados existentes na literatura para realizar comparações com modelos previamente existentes, como Martz *et al.* (1996b), ou mesmo para propor alterações, como em Motta *et al.* (1998).

Os métodos preditivos para a solubilidade podem ser classificados em duas grandes categorias: métodos empíricos e abordagens teóricas ou termodinâmicas baseadas nas equações de estado ou em coeficientes de atividade modelados por formulações da energia livre

de Gibbs. De uma forma geral, os modelos empíricos geram melhores resultados para as misturas utilizadas no seu desenvolvimento. Porém, eles são de difícil generalização e normalmente requerem que seus coeficientes sejam determinados com base em medições para cada combinação óleo e refrigerante (Grebner *et al.*, 1993b). Geralmente as equações empíricas são mais fáceis de utilizar e não necessitam de cálculos prévios por equações de estado, podendo ser mais rapidamente integradas a códigos computacionais. A abordagem termodinâmica também necessita de coeficientes próprios para cada mistura considerada, além de valores experimentais para determinar os parâmetros de interação binária. Esta abordagem também apresenta bons resultados e é mais facilmente estendida para diferentes combinações, embora alguns modelos pareçam ser mais bem adaptados para certas misturas (Mermond *et al.*, 1999).

Neste trabalho, utilizou-se a Equação 2.7 para calcular a solubilidade do refrigerante R12 em óleo SUNISO 1GS. Esta equação foi ajustada a partir de dados retirados de um diagrama pressão-temperatura-solubilidade fornecido pelo fabricante do lubrificante.

$$w_r = \left(\frac{a + bT + cP + dT^2 + eP^2 + fTP}{1 + gT + hP + iT^2 + jP^2 + kTP} \right) \quad (2.7)$$

onde,

w_r – solubilidade do R12 em óleo SUNISO 1GS (massa de refrigerante/massa total)

T – temperatura (°C)

P – pressão absoluta (bar)

e,

$$a = 0,00914975$$

$$g = 0,03051147$$

$$b = -2,7718 \times 10^{-4}$$

$$h = -0,22346262$$

$$c = 0,098930906$$

$$i = 2,23492 \times 10^{-4}$$

$$d = 1,5029 \times 10^{-6}$$

$$j = -0,00149545$$

$$e = -0,00138089$$

$$k = 0,001392493$$

$$f = -1,088 \times 10^{-6}$$

A Figura 2.1 apresenta a solubilidade calculada pela Equação 2.7, mostrando também os valores utilizados no ajuste.

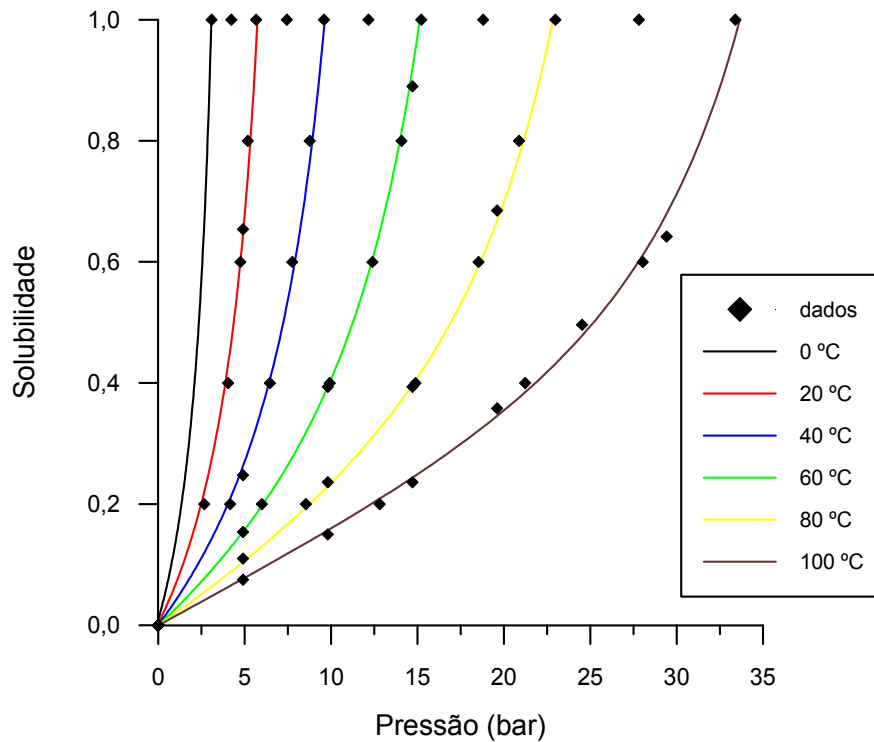


Figura 2.1- Solubilidade do refrigerante R12 em óleo mineral SUNISO 1GS

Uma das mais simples teorias usadas para prever o comportamento de soluções líquidas foi desenvolvida por François-Marie Raoult em 1886. A partir da equação fundamental do equilíbrio de fases que consiste na igualdade do potencial químico das fases de um mesmo componente, ou mais convenientemente na igualdade das fugacidades, e assumindo diversas suposições drásticas, mas convenientes, chega-se à chamada Lei de Raoult (Prausnitz, 1969), expressa pela Equação 2.8.

$$p_i = y_i P_{sat,i} \quad (2.8)$$

onde,

p_i – pressão parcial do componente i na fase gasosa

y_i – fração molar do componente i na fase líquida

$P_{sat,i}$ – pressão de saturação do líquido puro i na temperatura da solução

Como a Lei de Raoult é obtida desprezando todas as não-idealidades, a solubilidade calculada pela Equação 2.8 é chamada solubilidade ideal do gás e qualquer mistura cujas pressões parciais sejam descritas por esta lei é chamada de solução ideal. Porém, a Lei de Raoult somente resulta em boas aproximações para misturas com tamanho de molécula e polaridades de cada componentes muito similares, e ainda submetidas apenas a pressões moderadas.

A Figura 2.2 apresenta as solubilidades calculadas pela Equação 2.7, pela lei de Raoult para soluções ideais (Equação 2.8) e por uma correlação obtida de Thome (1995). A correlação apresentada por Thome (1995) consiste em uma generalização da equação empírica proposta por Takaishi e Ogushi (*in* Thome, 1995), de forma que esta poderia ser usada para qualquer refrigerante. Segundo o autor, apenas dois coeficientes devem ser calculados a partir de propriedades do refrigerante puro, enquanto que os demais são mantidos, pois sofrem alterações muito pequenas para solubilidades entre 0,5 e 1,0 e alterações relativamente secundárias entre 0,3 e 0,5. Acima desse valor os desvios tornam-se consideráveis.

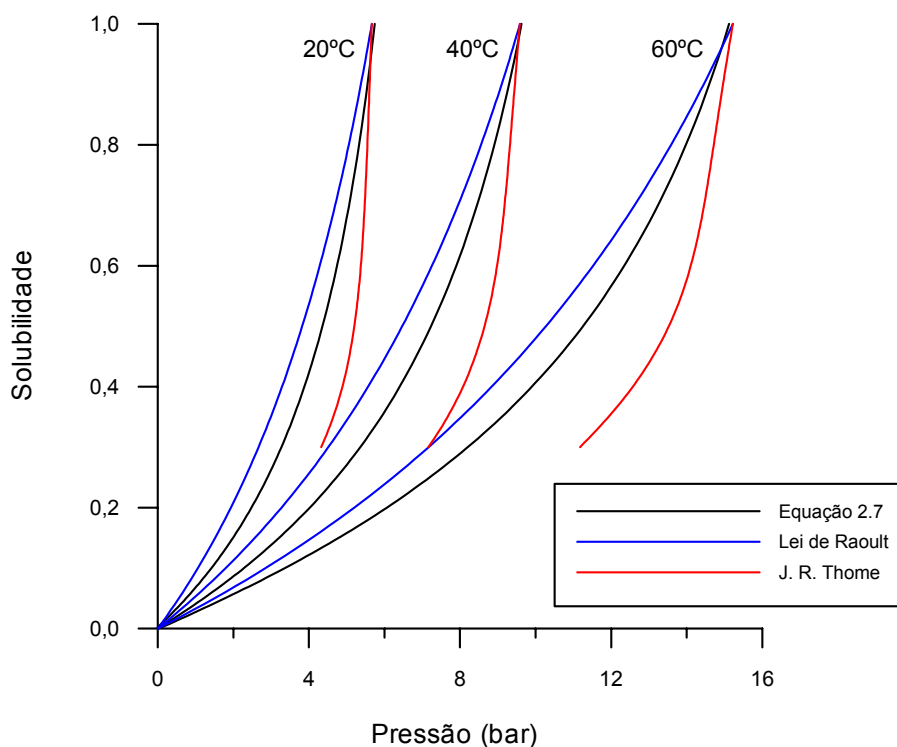


Figura 2.2- Comparação de diferentes modelos para cálculo da solubilidade do R12

Como pode ser observado na Figura 2.2, a diferença entre a solubilidade calculada pela Equação 2.7 e a obtida pela lei de Raoult indica que os efeitos das não-idealidades são consideráveis, como era de se esperar, uma vez que o refrigerante e o óleo têm propriedades físicas muito distintas (Prausnitz, 1969). Grebner *et al.* (1993b) comparou seus resultados experimentais com a Lei de Raoult e também constatou que os desvios são significativos, sendo que os desvios para a mistura R12 e óleo mineral naftênico foram menores que os observados para outras combinações.

Pode-se verificar também que a correlação de Thome apresentou desvios muito grandes em praticamente toda a faixa de solubilidade, indicando que o método não é adequado ao menos para a mistura em questão. Deve-se notar que esta generalização foi testada em Thome (1995) para diferentes misturas com ótimos resultados até a solubilidade de 0,5, mas nenhuma mistura com o R12 foi verificada.

O Apêndice IV mostra uma comparação entre os valores previstos pela Equação 2.7 e os valores medidos em alguns ensaios. Erros de até -9,6 % foram obtidos, indicando que esta equação não é completamente satisfatória para o estudo proposto.

Densidade

Da mesma forma que a solubilidade, a densidade da mistura lubrificante e refrigerante pode ser obtida de correlações empíricas ou de leis de mistura. Mermond *et al.* (1999) apresentam algumas referências que fornecem correlações empíricas para a densidade. No manual da ASHRAE (1998) pode-se encontrar gráficos da densidade para diferentes misturas.

A lei de mistura fornece a densidade para soluções ideais, nas quais o volume específico dos componentes é aditivo. O manual da ASHRAE (1998) alerta que a densidade das misturas óleo e refrigerante podem apresentar desvios consideráveis em relação à densidade calculada considerando comportamento ideal. Para levar em conta estes desvios, o manual da ASHRAE (1998) e Conde (1996) propõem a utilização de fatores de correção.

Entretanto, a forma mais utilizada para a determinação da densidade de mistura óleo e refrigerante baseia-se no comportamento ideal, provavelmente devido à falta de dados disponíveis na literatura para as diferentes combinações óleo e refrigerante existentes (Baustian *et al.*, 1988). Assim, diversos autores utilizam esta aproximação, mesmo sem aplicar nenhuma correção para os desvios, como Eckels *et al.* (1994), Hembraeus (1995) e Bayani *et al.* (1995).

Como não se dispunha nem de valores experimentais e nem de dados do fabricante sobre a densidade da mistura R12 e óleo SUNISO 1GS, optou-se por calculá-la através da Equação 2.9, obtida aplicando-se o fator de correção A à equação que fornece a densidade da mistura para soluções ideais, a qual é simplesmente uma média dos volumes específicos do óleo e do refrigerante ponderados pela sua fração mássica na mistura.

$$\rho_m = \frac{1}{A} \frac{\rho_o}{1 + w_r \left(\frac{\rho_o}{\rho_{rl}} - 1 \right)} \quad (2.9)$$

onde,

ρ_m – densidade da mistura líquida óleo e refrigerante

ρ_o – densidade do lubrificante puro na temperatura da solução

ρ_{rl} – densidade do refrigerante líquido puro na temperatura da solução

w_r – fração mássica do refrigerante na solução (massa de refrigerante/massa total)

A – fator de correção para a densidade

O fator de correção A é dado pela Equação 2.10, obtida através do ajuste de dados retirados do gráfico da Figura 3 da página 7.9 do manual da ASHRAE (1998), o qual fornece o valor do fator de correção para soluções de óleo mineral e R12.

$$A = \left(\frac{a + bT + cT^2 + d w_r + e w_r^2 + f w_r^3}{1 + gT + hT^2 + i w_r + j w_r^2} \right) \quad (2.10)$$

onde,

T – temperatura da solução (°C)

w_r – fração mássica de R12 na solução em % (100 x massa de R12/massa total)

e,

$$a = 0,999650597$$

$$f = 8,06502 \times 10^{-8}$$

$$b = -0,01811382$$

$$g = 0,01811257$$

$$c = 8,82352 \times 10^{-5}$$

$$h = 8,81506 \times 10^{-5}$$

$$d = 0,004534102$$

$$i = 0,004733494$$

$$e = -5,5197 \times 10^{-5}$$

$$j = -4,9138 \times 10^{-5}$$

A Figura 2.3 compara os valores do fator de correção A obtidos do manual da ASHRAE (1998) e os valores calculados pela equação 2.10. Pode-se verificar que a mistura apresenta desvios de até aproximadamente 8 % em relação ao comportamento previsto para soluções ideais.

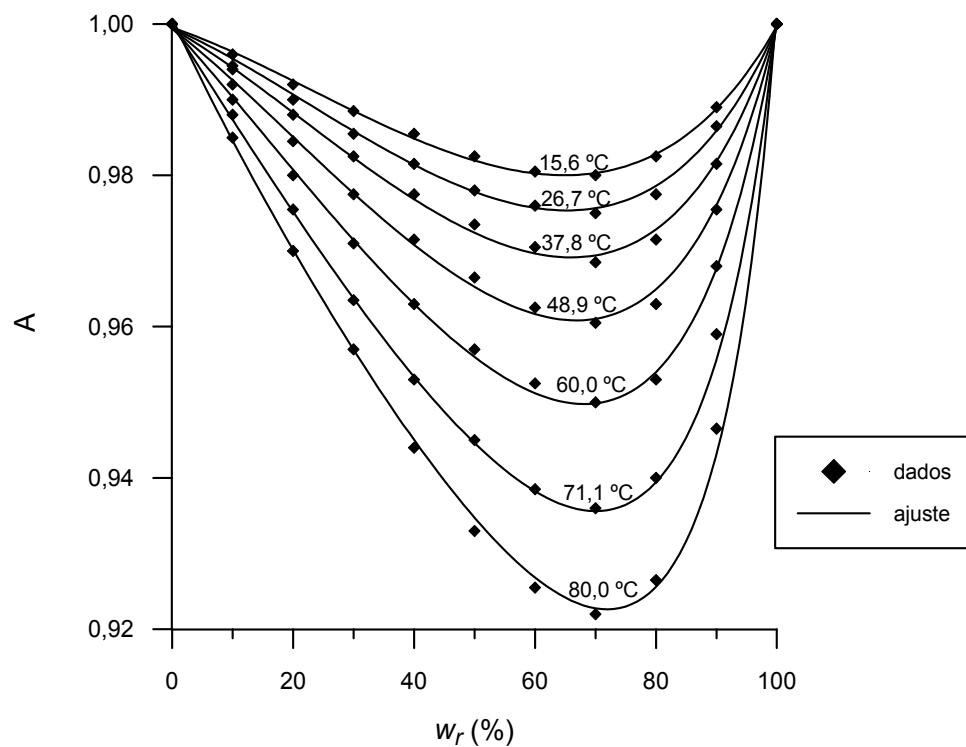


Figura 2.3- Fator de correção para a densidade da mistura R12 e óleo mineral

O efeito da temperatura sobre a densidade da mistura R12 e óleo SUNISO 1GS, calculada utilizando as Equações 2.9 e 2.10, é apresentado na Figura 2.4. As linhas de pressão constante e fração mássica constante também são apresentadas para se avaliar a influência destas propriedades. Os valores fornecidos por estas equações foram comparados com valores medidos durante alguns ensaios, verificando-se uma boa concordância. Essa comparação é apresentada no Apêndice V.

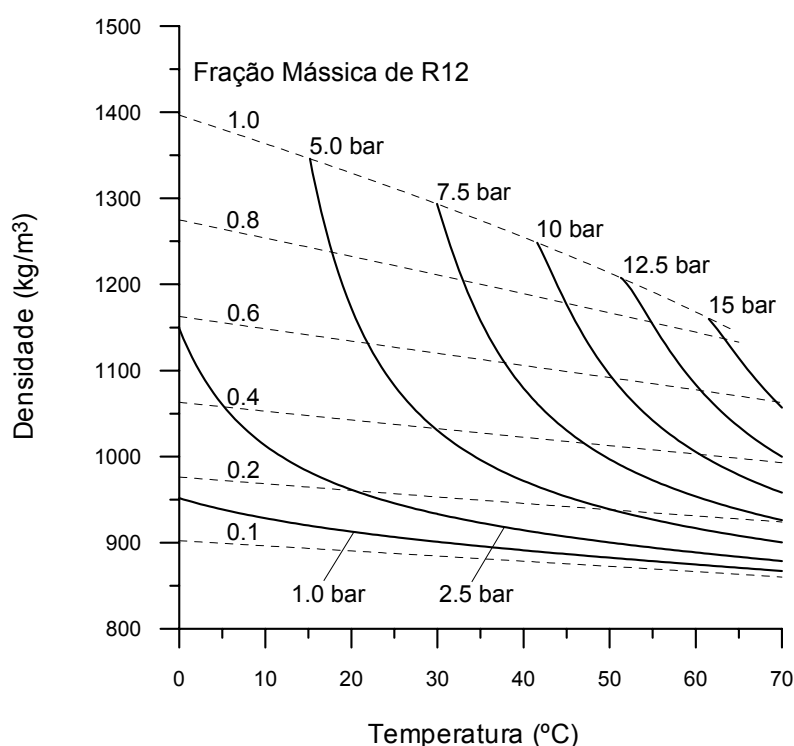


Figura 2.4- Densidade da mistura R12 e óleo SUNISO 1GS

Viscosidade

A viscosidade absoluta da mistura refrigerante R12 e óleo SUNISO 1GS é fornecida pela Equação 2.11, a qual foi ajustada a partir de dados retirados de um gráfico fornecido pelo fabricante do lubrificante.

$$\log(\mu_m) = a + b w_r + c w_r^2 + d w_r^3 + T(e + f w_r + g w_r^2 + h w_r^3 + i w_r^4) \quad (2.11)$$

onde,

μ_m – viscosidade absoluta da mistura R12 em óleo SUNISO 1GS (cP)

T – temperatura da mistura (°C)

w_r – fração mássica de R12 na solução em % (100 x massa de R12/massa total)

e,

$$a = 1,526652699$$

$$f = 2,77629 \times 10^{-4}$$

$$b = -0,03990154$$

$$g = -3,4171 \times 10^{-6}$$

$$c = 7,33838 \times 10^{-4}$$

$$h = -1,875 \times 10^{-7}$$

$$d = -9,0446 \times 10^{-6}$$

$$i = 4,45984 \times 10^{-9}$$

$$e = -0,01181413$$

Os dados utilizados no ajuste são comparados com os previstos pela Equação 2.11 na Figura 2.5.

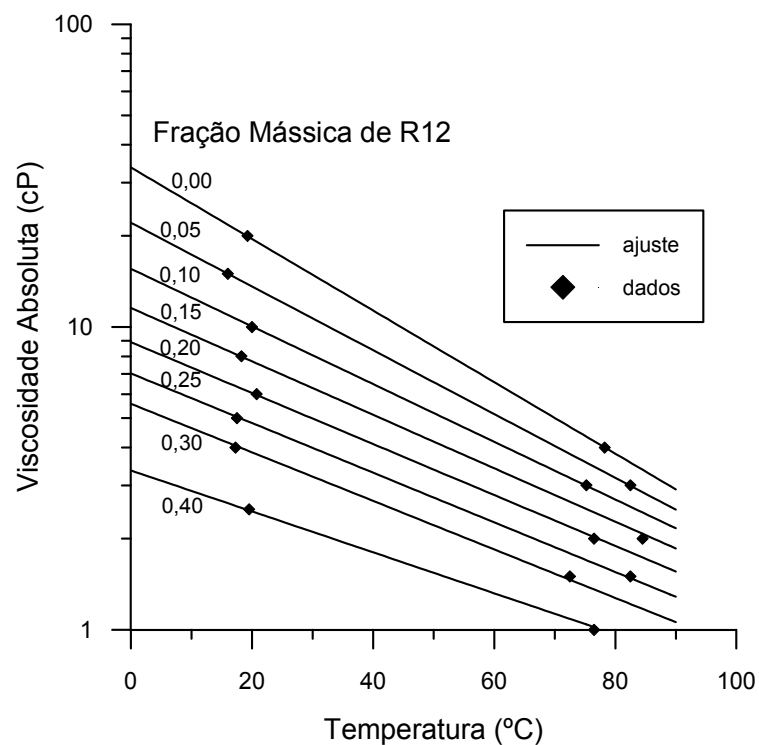


Figura 2.5- Viscosidade absoluta da mistura R12 e óleo SUNISO 1GS

É interessante notar que existe uma diferença considerável entre os valores de viscosidade absoluta medidos pela EMBRACO para o óleo SUNISO 1GS puro (Equação 2.6) e a viscosidade calculada pela Equação 2.11 para $w_r = 0$. A Figura 2.6 apresenta a viscosidade do óleo puro por estas duas expressões.

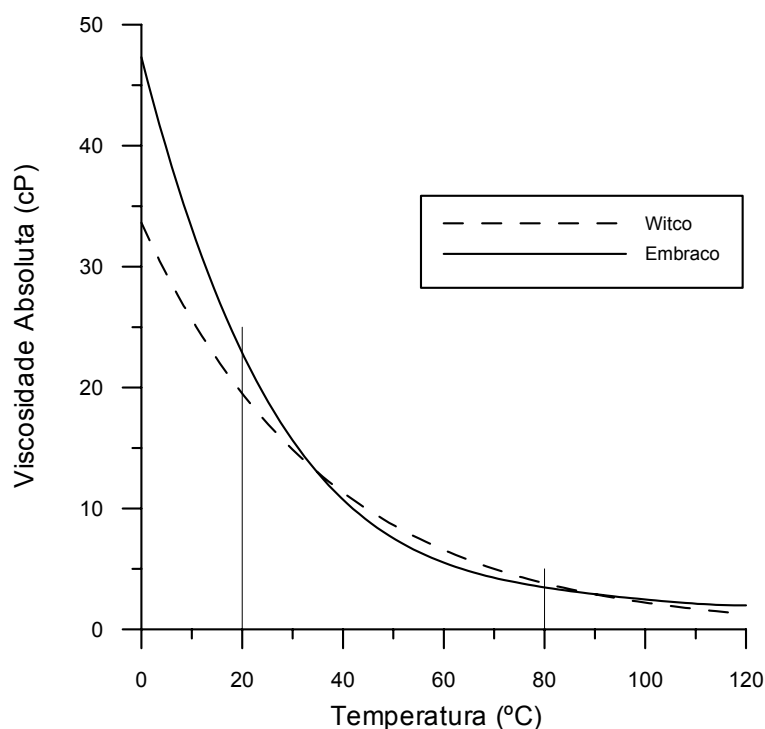


Figura 2.6- Comparação entre as viscosidades absolutas para óleo SUNISO 1GS puro obtidas das empresas EMBRACO e Witco

Os dados fornecidos pela EMBRACO cobrem uma faixa de temperatura de 20 a 120 °C enquanto o gráfico fornecido pela Witco abrange uma faixa de 0 a 80 °C. Na Figura 2.6 ambas as curvas foram extrapoladas para cobrirem a mesma faixa de temperatura. Porém, mesmo na faixa de temperatura comum às duas curvas (20 a 80 °C), representada na figura pelas linhas verticais, a diferença chega a 16,8 %, na temperatura de 20 °C. Para temperaturas inferiores a 20 °C, justamente as temperaturas utilizadas neste trabalho, a diferença ainda aumenta muito, embora a curva da EMBRACO esteja sendo extrapolada.

As leis de mistura e as correlações empíricas são amplamente utilizadas para calcular a viscosidade das misturas óleo e refrigerante. Nelas geralmente a viscosidade da solução é calculada pela média das viscosidades dos componentes individuais ponderadas por alguma indicação de fração de cada componente. Porém, existem na literatura diversas equações diferentes para realizar esta média. Spauschus *et al.* (1987) apresenta uma boa revisão sobre a literatura existente até então sobre a viscosidade de misturas óleo e refrigerante, indicando fontes de dados e correlações para diversas misturas. Baustian *et al.* (1986a) comparou quatro relações para a viscosidade dinâmica de uma mistura óleo e refrigerante e destacou que os melhores resultados foram obtidos pela correlação empírica dada pela Equação 2.12.

$$\mu_m^{1/3} = y_r \mu_r^{1/3} + (1 - y_r) \mu_o^{1/3} \quad (2.12)$$

onde,

μ_m – viscosidade absoluta da mistura óleo e refrigerante

μ_r – viscosidade absoluta do refrigerante na fase líquida

μ_o – viscosidade absoluta do óleo

y_r – fração molar do refrigerante na mistura óleo e refrigerante

De fato a Equação 2.12 tem sido adotada para o cálculo da viscosidade em diversos trabalhos, como Hambraeus (1995) e Shao *et al.* (1995), de forma que esta correlação foi utilizada para verificar o ajuste dos dados do fabricante do lubrificante (Equação 2.11). Os resultados são mostrados na Figura 2.7. Na Equação 2.12, a viscosidade absoluta do óleo SUNISO 1GS puro foi calculada utilizando a Equação 2.6 e a viscosidade absoluta do R12 líquido puro foi obtida por ajuste de dados retirados do software Refprop (NIST, 1998) (Equação 2.4).

Os elevados desvios observados na Figura 2.7 permanecem sem explicação, uma vez que não foi possível realizar medições de viscosidade para a mistura óleo e refrigerante.

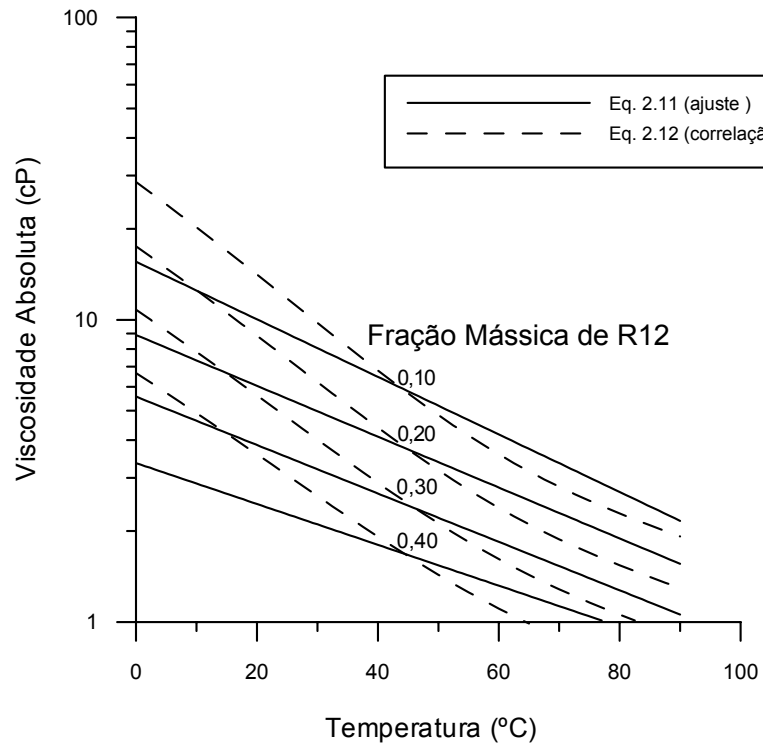


Figura 2.7- Comparação entre as viscosidades absolutas calculadas pelas Equações 2.11 (ajuste) e 2.12 (correlação)

BANCADA EXPERIMENTAL

3.1- INTRODUÇÃO

A bancada experimental foi construída para gerar escoamentos em regime permanente de misturas óleo lubrificante e fluido refrigerante, com uma queda de pressão suficiente para provocar uma redução da solubilidade do refrigerante no óleo, resultando em diferentes padrões de escoamento bifásico.

Devido às dificuldades de trabalhar com misturas em equilíbrio termodinâmico, descartou-se a possibilidade de utilização de um arranjo com funcionamento contínuo. A solução encontrada foi uma bancada com grandes reservatórios para dar flexibilidade quanto à duração dos ensaios e com dispositivos de controle que garantem condições de regime permanente. Esta bancada será detalhada neste capítulo.

Inicialmente a bancada será minuciosamente descrita. Em seguida, para uma completa caracterização, o sistema de medição e controle será também exposto.

As incertezas dos instrumentos de medição são informações que complementam a caracterização da bancada. Assim, os processos de calibração destes instrumentos, necessários para se determinar estas incertezas e garantir a boa qualidade dos resultados, estão incluídos neste capítulo. Pelo mesmo motivo, as características geométricas dos dutos da seção de teste também são apresentadas ao final.

3.2- DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

O diagrama da bancada experimental é apresentado na Figura 3.1 com todos os seus componentes identificados por código. A listagem dos códigos com suas respectivas denominações encontra-se no Apêndice I.

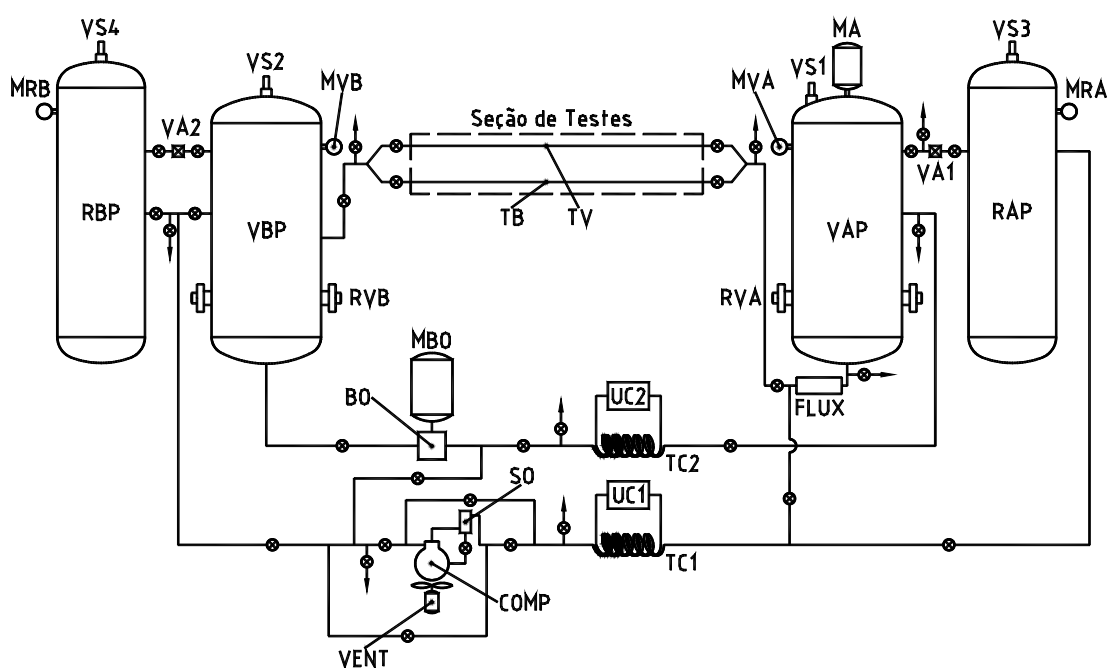


Figura 3.1- Diagrama esquemático da bancada experimental

Pode-se dividir a bancada em quatro componentes principais: reservatórios, seção de testes, equipamentos auxiliares e instrumentação.

A bancada possui quatro reservatórios, dois para alta pressão e dois para baixa pressão. O vaso de alta pressão, VAP, mostrado do lado direito da Figura 3.1, é responsável pela produção da mistura líquida de óleo e refrigerante em equilíbrio e por forçar o escoamento da mistura pela seção de testes. Para tanto, o VAP é preenchido com óleo e refrigerante, e, no equilíbrio, a parte inferior do vaso é ocupada pela mistura líquida e o restante é preenchido pelo refrigerante na fase vapor. Durante a operação a mistura líquida é retirada da parte inferior do VAP e conduzida à seção de testes, conforme mostrado na Figura 3.1. Depois da mistura ter escoado pela seção de testes, o vaso de baixa pressão, VBP, recebe e armazena a mistura. A

bancada não pode funcionar de forma contínua, pois o retorno da mistura líquida ao VAP altera a condição de equilíbrio neste vaso.

Ambos os vasos VAP e VBP têm capacidade para aproximadamente 400 litros e foram projetados para uma pressão de trabalho de 10,2 bar. Suas válvulas de segurança, VS1 e VS2, são ajustadas para 11 bar. As resistências elétricas RVA (2.200 W) e RVB (1.000 W), instaladas respectivamente no VAP e no VBP, servem para controlar a temperatura e para ajudar no desprendimento do refrigerante da mistura líquida, quando necessário. No interior do VAP existe um agitador vertical de turbina axial movido por um motor trifásico (MA) montado sobre o vaso. A sua função é facilitar a mistura do óleo com o refrigerante e reduzir o tempo necessário para atingir o equilíbrio termodinâmico durante a preparação dos ensaios experimentais.

No VAP e no VBP estão instalados transdutores de pressão e sondas flexíveis com termopar tipo “T” para monitorar o estado termodinâmico das fases líquida e gasosa. Ambos os vasos possuem bocas de inspeção que permitem o acesso ao interior dos vasos, possibilitando o correto posicionamento das sondas com termopares e a limpeza dos vasos. O VAP possui um transdutor de nível, utilizado para indicar a vazão durante os ensaios. A vazão mássica também é medida por um transdutor de fluxo de massa tipo coriolis, FLUX, instalado entre o VAP e a seção de testes. Além da vazão mássica este transdutor mede também a densidade e a temperatura da mistura e foi usado para validar os resultados do transdutor de nível. Ambos os vasos possuem, ainda, manômetros tipo bourdon, MVA e MVB, com escalas respectivamente de 0 a 20 kgf/cm² e 0 a 10 kgf/cm², e visores graduados de nível, com escala de 87 a 367 l, utilizados apenas como referência.

Durante toda a duração dos ensaios a diferença de pressão entre o VAP e o VBP é mantida constante. Como óleo e refrigerante são continuamente retirados do VAP e recebidos pelo VBP, dois reservatórios secundários são utilizados para manter a pressão em valores constantes. O reservatório de alta pressão, RAP, e o reservatório de baixa pressão, RBP servem para manter a pressão em níveis constantes no VAP e VBP, respectivamente. O RAP sempre é mantido em uma pressão maior que a do VAP e o RBP em uma pressão menor que a do VBP. Os reservatórios são ligados aos vasos por meio de válvulas automáticas com abertura por solenóide (VA1 e VA2). Durante a operação, à medida que o nível de líquido no VAP diminui, a pressão também diminui, abrindo VA1 e permitindo que o refrigerante escoe do RAP ao VAP, o que

eleva sua pressão até que a válvula VA1 se feche. Analogamente, do outro lado da seção de testes, a pressão do VBP aumenta devido ao recebimento de mistura líquida e de refrigerante, causando a abertura de VA2 e permitindo que o refrigerante escoe para o RBP, diminuindo assim sua pressão até que a válvula VA2 seja fechada.

Os reservatórios RAP e RBP têm capacidade de 185 litros. O reservatório RAP foi projetado para uma pressão de trabalho de 18,4 bar e sua válvula de segurança, VS3, foi ajustada para 21 bar. O reservatório RBP foi projetado para uma pressão de trabalho de 10,2 bar e sua válvula de segurança, VS4, é ajustada para 11 bar. Estes dois reservatórios também possuem manômetros do tipo bourdon, MRA e MRB, com escalas respectivamente de 0 a 20 kgf/cm² e 0 a 10 kgf/cm², utilizados para verificar a diferença de pressão em relação aos vasos VAP e VBP.

Dois tubos retos horizontais, TV e TB, montados em paralelo com aproximadamente 5,25 m de comprimento, são as partes principais da seção de testes. O tubo TV é de vidro borossilicato temperado, com 3,028 mm de diâmetro interno, utilizado para visualização do escoamento. O outro tubo, TB, foi fabricado pelo processo Bundy[®] com diâmetro interno de 2,857 mm, e possui doze tomadas de pressão intercaladas com doze termopares tipo “T” de 0,127 mm de diâmetro. Conforme descrito no item 3.3.1, tanto as tomadas de pressão quanto os termopares foram adequadamente instalados na parede do tubo de forma que eles fossem não-intrusivos ao escoamento bifásico.

Os equipamentos auxiliares da bancada são: um compressor, COMP, uma bomba de óleo, BO, e dois trocadores de calor, TC1 e TC2. O compressor é utilizado para estabelecer as pressões nos vasos e reservatórios e para acelerar o processo de saturação da mistura no VAP. Durante os ensaios o compressor também é utilizado para manter a pressão do reservatório RBP sempre menor que a do VBP e a pressão do reservatório RAP sempre maior que a do VAP. Para tanto o compressor suciona continuamente o refrigerante do RBP e o descarrega no RAP. A bomba de óleo é utilizada para retornar a mistura líquida do vaso VBP ao VAP após a realização dos testes. Os trocadores de calor são utilizados para resfriar o refrigerante, TC1, e a mistura líquida, TC2. Outro importante papel dos trocadores de calor é resfriar o fluido refrigerante durante o processo de saturação. O aquecimento do refrigerante devido ao processo de compressão e o calor liberado durante a absorção de refrigerante pela fase líquida aumentam a

temperatura da mistura e devem ser removidos para a obtenção das temperaturas desejadas para cada ensaio.

3.3- MONTAGEM DA BANCADA

3.3.1- Montagem Mecânica

A montagem da bancada pode ser dividida em quatro partes principais, quais sejam: montagem dos reservatórios, da seção de testes, dos tubos e dos equipamentos auxiliares.

A montagem dos reservatórios compreende a sua fixação, a montagem de equipamentos e instrumentos e a conexão dos tubos de entrada e saída.

Para obter uma boa fixação, os quatro reservatórios foram aparafusados ao chão. Assim, garantiu-se que os mesmos ficaram firmes em suas posições, evitando seu deslocamento ou tombamento.

Os reservatórios foram construídos com vários furos roscados para a inserção de instrumentos e equipamentos e para servir de elementos de entrada e saída. Os visores graduados de nível dos vasos VAP e VBP, o transdutor de nível do vaso VAP e as válvulas de segurança de todos os reservatórios foram montados diretamente nestes furos roscados. As resistências elétricas dos vasos VAP e VBP foram montadas em flanges aparafusadas também previstas para este fim. Nestes flanges e nas bocas de inspeção foram utilizadas juntas de borracha para evitar vazamentos.

Os transdutores de pressão dos vasos VAP e VBP foram montados em furos roscados com o auxílio de peças intermediárias em aço fornecidas pelo fabricante dos reservatórios. Da mesma forma os manômetros tipo bourdon foram montados em posição vertical para melhorar a visualização.

Para a montagem das sondas flexíveis com termopares nos vasos VAP e VBP forma utilizadas conexões especiais fornecidas pelo seu fabricante. Estas conexões quando apertadas comprimem uma arruela de teflon contra a sonda, garantindo a vedação. Depois de montadas as sondas foram acessadas pelas bocas de inspeção e corretamente posicionadas.

O agitador de turbina axial foi montado através de um flange aparafusado na parte superior do vaso VAP. A vedação do flange foi conseguida através de uma junta de borracha. Para evitar vazamentos pelo eixo, utilizou-se um selo mecânico lubrificado pelo mesmo óleo que circula pela bancada. Um pequeno reservatório com um visor de nível foi montado para alimentar o selo e garantir a sua lubrificação.

A seção de teste é constituída basicamente pelo tubo Bundy e pelo tubo de vidro, conforme descrito no item 3.2. Sua montagem compreende a preparação de cada tubo e a montagem de ambos na bancada.

A preparação do tubo Bundy consistiu na sua furação para instalação das tomadas de pressão, na ligação destas tomadas aos transdutores e na instalação dos termopares.

As tomadas de pressão no tubo Bundy foram feitas por eletro-erosão com diâmetro de 0,3 mm. Este processo de furação já havia sido utilizado anteriormente no NRVA (Gonçalves, 1994).

A ligação das tomadas de pressão aos transdutores foi feita por meio de tubos capilares de diâmetro interno de 0,8 mm. A Figura 3.2 mostra a conexão do tubo capilar (3) à tomada de pressão (4). A câmara (2) é um tubo de cobre de diâmetro de ¼” que é soldado ao tubo Bundy (1) e ao tubo capilar (3). A outra extremidade do capilar é soldada a um tubo de cobre de ¼”, que por sua vez é conectado a uma peça usinada em latão na qual é roscado o transdutor de pressão.

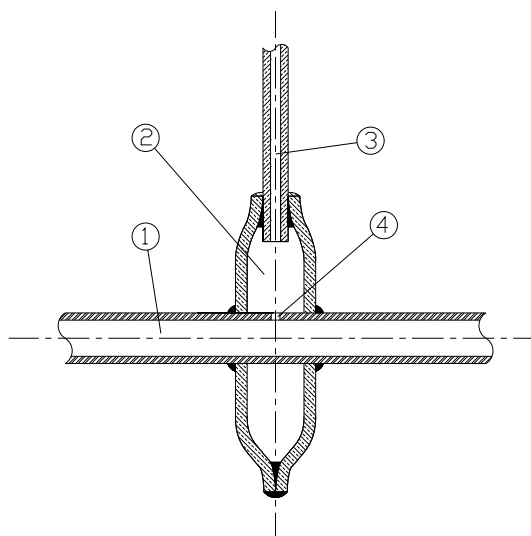


Figura 3.2- Desenho esquemático em corte de uma tomada de pressão

Os termopares foram colados na superfície externa do tubo Bundy, em locais previamente envernizados e envolvidos com massa térmica. Eles foram fixados com fita adesiva e enrolados ao redor do tubo para evitar o efeito aleta. O local da instalação dos termopares foi isolado termicamente para evitar que o termopar sofresse influência da temperatura ambiente.

O tubo de vidro é fornecido no comprimento máximo de 1,5 m. Portanto, sua preparação consistiu em soldar quatro tubos, sendo que o último foi cortado para se obter o mesmo comprimento do tubo Bundy.

Os tubos foram montados na bancada através de válvulas de bloqueio situadas na entrada e na saída dos tubos Bundy e de vidro. Estas válvulas são aparafusadas a hastes feitas com perfis tipo “caixote” que por sua vez são aparafusadas ao chão e à parede. Além destas hastes algumas cantoneiras aparafusadas à parede são utilizadas para sustentar tanto o tubo Bundy quanto o de vidro.

As extremidades do tubo Bundy foram soldadas a tubos de cobre de ½”. Estes tubos foram então conectados às válvulas de bloqueio responsáveis pela ligação do tubo Bundy à bancada e tensionados para garantir que ficasse rígido e retilíneo.

As extremidades do tubo de vidro foram inseridas cerca de dois centímetros dentro de tubos de cobre de $\frac{1}{2}$ ". Conforme mostra a Figura 3.3, a fixação e a vedação destas extremidades foi obtida através da aplicação de cola epóxi (2) entre o tubo de cobre (1) e o de vidro (3).

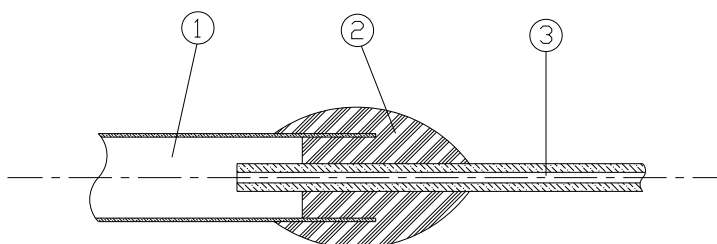


Figura 3.3- Desenho esquemático em corte de uma extremidade do tubo de vidro

Os dutos de comunicação entre a seção de testes e os reservatórios foram projetados para uma perda de pressão mínima. As válvulas utilizadas são de bloqueio do tipo diafragma, exceto as válvulas solenóide.

Os trocadores de calor TC1 e TC2 consistem de dois tubos soldados e enrolados em espiral. Ambos os trocadores são isolados termicamente do ambiente e funcionam em contracorrente quando utilizados para fazer o retorno dos fluidos ao reservatório VAP.

O compressor é de fabricação Embraco, modelo FFI 12 HBX. O óleo éster fornecido com o compressor foi purgado e um visor de nível foi instalado para controle do nível do óleo, a fim de evitar falta de óleo ou inundação. O compressor foi lavado diversas vezes com fluido refrigerante R11 até que não houvesse mais sinais de óleo e de resíduos da furação.

Como o compressor é muitas vezes utilizado em condições severas, o ventilador VENT, mostrado na Figura 3.1, foi instalado para evitar o seu superaquecimento. Um separador de óleo, SO, também mostrado na Figura 3.1, foi também instalado.

3.3.2- Instalação Elétrica

A instalação elétrica da bancada é inteiramente independente. Porém, alguns equipamentos ligados em tomadas espalhadas no ambiente de testes provocaram, em determinado momento, anomalias no funcionamento da bancada. Todos estes problemas foram devidamente corrigidos, mas julgou-se conveniente apresentar, além da instalação elétrica da bancada, as instalações da sala de teste. Assim, na Figura 3.4 é apresentado o diagrama da instalação elétrica do conjunto formado pela bancada e a sala de teste. O diagrama se divide em: a) diagrama do quadro de disjuntores (Figura 3.4.a); b) diagrama dos equipamentos independentes e da sala (Figura 3.4.b); c) diagrama de comando da bancada (Figura 3.4.c); e d) diagrama de força da bancada (Figura 3.4.d). O Apêndice I apresenta a relação de todos os componentes da instalação elétrica, de acordo com os códigos utilizados na Figura 3.4.

A bancada é alimentada com 220 V e 60 Hz. As fases, F1, F2 e F3, e o neutro, N, representados por linhas no diagrama da Figura 3.4, alimentam o quadro de disjuntores, fornecendo energia elétrica para a bancada e para a sala de testes. Apenas o terra, T, não vem do barramento trifásico, pois dentro da sala de testes existe uma barra de cobre enterrada no solo, fornecendo um bom aterramento e sendo utilizado exclusivamente para a bancada, o que confere maior segurança.

Conforme mostrado na Figura 3.4.a, o disjuntor geral DG é ligado diretamente ao barramento e energiza todos os demais disjuntores do quadro. Estes disjuntores são responsáveis pela distribuição da energia para a sala de testes e para a bancada.

Cada parte da instalação elétrica da sala é alimentada por um disjuntor diferente. Assim, o disjuntor DTM alimenta as tomadas monofásicas, TM, o DTP alimenta as tomadas monofásicas tripolares, TTP, o DL alimenta as lâmpadas, LAMP, e os disjuntores DT1, DT2 e DT3 alimentam as tomadas trifásicas, TTF, conforme representado na Figura 3.4.b.

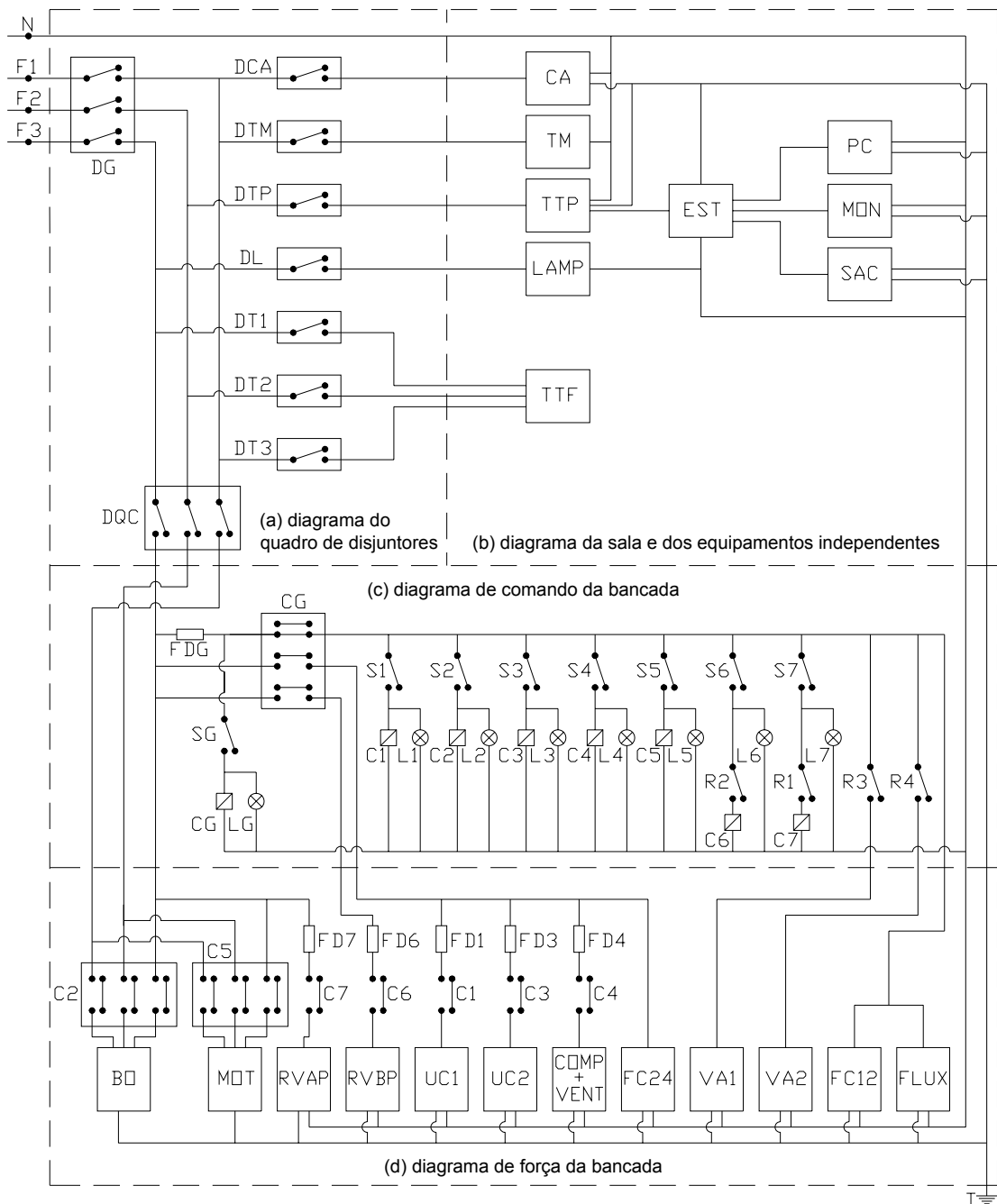


Figura 3.4- Diagrama elétrico da bancada

Os equipamentos independentes são: o condicionador de ar, CA, o estabilizador, EST, o microcomputador, PC, o monitor, MON, e o sistema de aquisição e controle, SAC. O condicionador de ar é alimentado pelo disjuntor DCA, enquanto o microcomputador, o monitor e o sistema de aquisição e controle são ligados no estabilizador, que por sua vez é ligado em uma das tomadas monofásicas tripolares, TTP, conforme a Figura 3.4.b.

O último disjuntor, DQC, alimenta a instalação elétrica da bancada, dividida em comando e força, conforme itens (c) e (d) da Figura 3.4.

A chave contatora geral CG energiza todo o circuito de comando e promove diretamente a alimentação da fonte de corrente contínua de 24 V, FC24, da fonte de corrente contínua de 12 V, FC12 e do transdutor de fluxo de massa, FLUX. A fonte FC24 alimenta os transdutores de pressão dos vasos VAP e VBP e o transdutor de nível, enquanto a fonte FC12 alimenta os transdutores de pressão da seção de testes. A contatora CG alimenta também as contadoras C1, C3, C4 e C6 .

As contadoras C2 e C5 não são alimentadas pela contatora geral CG. Essas contadoras alimentam respectivamente a bomba de óleo, BO, e o motor trifásico do agitador a turbina axial, MOT, e são energizadas diretamente pelo disjuntor DQC. A contatora C7, também alimentada diretamente pelo disjuntor DQC, alimenta a resistência RVA de 2.200 W, e sua ligação foi feita fora da contatora geral CG para não sobrecarregá-la.

As chaves contadoras C6 e C7 têm as chaves de comando S6 e S7 ligadas em série respectivamente com os relês R2 e R1 do módulo SCXI 1161 do sistema de aquisição e controle. Desta forma é necessário ligar as chaves de comando S6 e S7 e acionar os relês R2 e R1 via microcomputador para ligar a resistência RVA e a RVB. As válvulas automáticas VA1 e VA2 também são comandadas por software respectivamente pelos relês R3 e R4 do módulo SCXI 1161. A alimentação de VA1 e VA2 ocorre através da contatora geral, CG.

As demais chaves contadoras, C1, C3 e C4 alimentam respectivamente a unidade condensadora superior, UC1, a unidade condensadora inferior, UC2, e o compressor, COMP, que possui o ventilador, VENT, ligado em paralelo.

Os equipamentos independentes são protegidos pelos disjuntores, enquanto os circuitos de comando e de força são protegidos pelos fusíveis do tipo diazed FDG, FD1, FD3, FD4, FD6 e FD7, com as correntes limites de interrupção respectivamente de 10 A, 6 A, 6 A, 10 A, 10 A e 20 A.

Os fios de alimentação dos equipamentos e instrumentos passam por eletrodutos de PVC enquanto os fios com os sinais de resposta dos diversos transdutores passam por eletrodutos de aço galvanizado e por eletrodutos flexíveis com interior de alumínio, ambos aterrados para evitar correntes induzidas pelos cabos de força que estão em eletrodutos paralelos. Todos os instrumentos e equipamentos, bem como os reservatórios e a mesa em estrutura metálica, também são aterrados para evitar qualquer interferência nos transdutores e por questão de segurança.

3.4- SISTEMA DE MEDIÇÃO E CONTROLE

O sistema de medição e controle é composto por diversos instrumentos, por alguns equipamentos para controle de temperatura e pressão, e pelo sistema de controle e aquisição de dados.

Os instrumentos de medição são: doze transdutores de pressão no tubo Bundy, dois transdutores de pressão nos reservatório VAP e VBP, doze termopares no tubo Bundy, quatro termopares nos reservatórios VAP e VBP, um transdutor de nível no reservatório VAP e um transdutor de fluxo de massa.

Os doze transdutores de pressão da seção de testes são medidores de pressão absoluta conectados às tomadas de pressão do tubo Bundy descritas anteriormente e medem a pressão estática do escoamento existente neste tubo em doze posições diferentes, mostradas no item 3.6.3. O seu princípio de funcionamento consiste em um tubo interno de medição com *strain gauges* que são conectadas a uma ponte de Wheatstone. Estes transdutores são fabricados pela Hottinger Baldwin Messtechnik, modelo P3MB, e trabalham com uma faixa de operação de 0 a 10 bar. São alimentados pela fonte de corrente contínua de 12 V, FC12, e o seu sinal de saída tem como fundo de escala 2 mV/V, o que, para 12 VDC de excitação, corresponde a de 0 a 24 mV para pressões de 0 a 10 bar. Estes transdutores de pressão são bastante confiáveis, apresentando-se pouco sensíveis à temperatura, com ótima repetibilidade e erro por histerese

pequeno. O erro máximo é da ordem de 0,2 %, o que corresponde a uma incerteza máxima de 20 mbar, de acordo com os dados do fabricante.

Os transdutores de pressão dos vasos VAP e VBP são fabricados pela Keller, modelo PA-21R-25, e sua faixa de medição é de 0 a 25 bar de pressão absoluta. Sua alimentação é feita pela fonte de corrente contínua de 24 V, FC24, e o seu sinal de saída é de 4 a 20 mA. Estes transdutores são piezoresistivos, isto é, eles possuem um elemento, no caso, um chip de silício micro usinado, cuja resistência elétrica é sensível à pressão. A sua sensibilidade à temperatura, choques e vibrações é pequena, de forma que eles também são bastante confiáveis. A pressão do refrigerante nos vasos VAP e VBP é utilizada para determinar o estado termodinâmico da mistura, principalmente no reservatório VAP, e como informação de entrada para o sistema de controle durante os ensaios.

Para a medição da temperatura ao longo do tubo Bundy são usados 12 termopares tipo “T” (cobre-constantan) de 0,005” (0,127 mm) de diâmetro e 12” (30,48 cm) de comprimento, fabricados pela Omega Engineering. O processo de montagem e instalação dos termopares no tubo Bundy está descrito no item 3.3.1. As temperaturas lidas pelos termopares, juntamente com as pressões fornecidas pelos transdutores de pressão, possibilitam conhecer o estado termodinâmico e as características do escoamento em todos os pontos do tubo Bundy.

A medição da temperatura no interior dos vasos VAP e VBP realizada através de quatro sondas flexíveis em aço inox de 1/8” (3,175 mm) de diâmetro com termopares tipo “T” no seu interior, fabricadas pela Omega Engineering. Três destas sondas têm comprimento de 18” (45,72 cm) e uma de 24” (60,96 cm) e estão montadas de forma que em cada vaso uma sonda mede a temperatura do vapor na parte mais alta e a outra mede a temperatura da fase líquida, na parte mais baixa. Estas temperaturas, juntamente com a pressão, permitem conhecer o estado termodinâmico da mistura em equilíbrio.

O transdutor de nível tipo bóia magnética existente no vaso VAP é fabricado pela Dailer. O seu funcionamento baseia-se em um eixo vertical de 1 m de comprimento através do qual desliza uma bóia magnética. No interior do eixo existe uma régua com escalas de 1 cm que indica a posição da bóia através de um sinal que varia linearmente com a posição. O transdutor era originalmente alimentado com 220 V em corrente alternada, pois havia uma fonte interna que

fazia a conversão para 24 V em corrente contínua. Esta fonte interna sofreu um curto-circuito quando então se optou por alimentar o transdutor com fonte de corrente contínua de 24 V, FC24. O seu sinal de saída é de 4 a 20 mA.

O objetivo principal do transdutor de nível é a medição da vazão. Porém, como a resolução ou o menor valor que o transdutor consegue medir é de 1 cm e o vaso VAP possui um diâmetro de 65 cm, a menor variação de volume que o transdutor consegue detectar é de 3,32 l. Adicionalmente, como os escoamentos obtidos não têm vazão muito alta, é necessário realizar testes de longa duração para obter uma incerteza pequena na determinação da vazão a partir da medição do transdutor de nível.

Além do problema de baixa resolução, o transdutor de nível não atinge o fundo do reservatório, e, como consequência, os testes de longa duração nos quais a vazão é calculada pela medição do nível só foram executados em pressões de saturação relativamente baixas; seria necessário maior quantidade de fluido refrigerante para conseguir um volume de mistura líquida saturada em pressões maiores, em quantidade suficiente para calcular a vazão pela variação do nível. Isto ocorre porque quanto maior a pressão de saturação maior a fração mássica de refrigerante na mistura, além de ser necessária uma maior quantidade de refrigerante para obter estas pressões nos vasos VAP e RAP.

O transdutor de fluxo de massa instalado logo após a saída da mistura líquida do vaso VAP é do tipo coriolis, fabricado pela Danfoss. No interior do transdutor o escoamento é conduzido a um tubo de medição que sofre uma vibração forçada. Com isto uma mudança na direção do escoamento é provocada e surge então a força de coriolis, proporcional à vazão mássica. O transdutor mede também a densidade do fluido através do monitoramento da frequência de ressonância do tubo de medição, e a temperatura do fluido por meio de uma termoresistência tipo PT 1.000. O modelo do transdutor de fluxo de massa é o Mass 2.100 DI 6, acompanhado pelo conversor de sinal Mass 3.000 com duas saídas em corrente e uma em pulso ou frequência, e alimentação de 220 VAC. Este modelo com diâmetro interno de 6 mm pode medir até 1.000 kg/h de vazão, mas foi escolhido, mesmo se trabalhando na faixa de vazão de 10 a 50 kg/h, devido à sua baixa perda de carga, pois quedas de pressão podem causar o desprendimento de bolhas, o que atrapalha a medição de vazão. Segundo o fabricante, a incerteza da medição de vazão é de 1,5 a 0,34 % para a faixa de vazão de 0 a 50 kg/h, o que representa

uma incerteza máxima de 0,17 kg/h. A incerteza informada para a medição da densidade é de 1,5 kg/m³ e para a medição de temperatura é de 0,5°C. Este transdutor só foi instalado no final do trabalho, e, portanto, sua principal aplicação consiste na verificação da medição da vazão através do transdutor de nível e do cálculo da vazão a partir da queda de pressão nos quatro primeiros pontos de medição. Este transdutor foi também utilizado para verificar o cálculo da densidade através de correlações obtidas junto ao fabricante e na literatura. A densidade é necessária para o cálculo da fração de vazio e a vazão é indispensável para o cálculo da viscosidade através da queda de pressão.

Os equipamentos de controle são: duas válvulas automáticas e duas resistências elétricas. Na seqüência estes equipamentos serão detalhados.

As válvulas automáticas são do tipo solenóide fabricadas pela Jefferson. Estas válvulas ligam os reservatórios RAP e RBP aos vasos VAP e VBP e são utilizadas para controlar a pressão nos vasos VAP e VBP. Elas possuem um solenóide alimentado por 220 VAC que controla a sua abertura e o seu fechamento. Este solenóide é acionado através do sistema de controle e aquisição de dados.

Para o controle da temperatura são utilizadas resistências elétricas, uma de 2.200 W no reservatório VAP e outra de 1.000 W no VBP. Elas são alimentadas por 220 VAC e também são controladas pelo sistema de controle e aquisição de dados.

A resistência do reservatório VAP é utilizada apenas eventualmente durante o processo de saturação da mistura líquida antes dos ensaios, pois normalmente a temperatura desejada é atingida utilizando-se os dois trocadores de calor TC1 e TC2 e provocando-se uma restrição na válvula de bloqueio situada entre o trocador de calor TC1 e o fluxímetro. Os ensaios foram sempre realizados com a temperatura de saturação aproximadamente igual à temperatura ambiente e sempre próxima a 20 °C, uma vez que a seção de ensaios não é isolada (não é adiabática) e nem isotérmica de forma a minimizar o efeito das trocas de calor com o ambiente. O controle da temperatura ambiente é feito por um condicionador de ar de janela da marca Consul de 10.000 Btu/h.

A resistência do reservatório VBP é utilizada principalmente na preparação para o retorno da mistura líquida, para provocar o desprendimento do refrigerante e evitar cavitação na bomba de óleo.

O sistema de controle e aquisição de dados é composto por um sistema de condicionamento de sinais, uma placa de aquisição de dados instalada em um microcomputador e por um software.

O sistema de condicionamento de sinais utilizado é o SCXI (Signal Conditioning eXtension for Instrumentation) fabricado pela National Instruments. Este sistema é um condicionador de sinal de alto desempenho para medição e automação que consiste em módulos para condicionamento e aquisição de dados de vários canais instalados em um ou mais chassis. Neste trabalho são utilizados os módulos SCXI 1102, 1303 e 1161, e o chassi SCXI 1000.

O SCXI 1102 é um módulo de condicionamento de sinais para termopares, sinais de tensão de baixa frequência na ordem de milivolts e volts, e sinais de corrente. Ele possui 32 canais diferenciais para entrada analógica e um canal para o sensor da temperatura da junta de referência para utilização de termopares. Cada canal possui um filtro passa-baixas com frequência de corte de 1 Hz para rejeitar eventuais ruídos, e um amplificador com ganho selecionável por software de 1 ou 100. Os limites para o sinal de entrada são -10 a 10 V para ganho 1 e -100 a 100 mV para ganho 100. Todos os sinais condicionados são multiplexados em uma única saída que é enviada para um canal da placa de aquisição de dados. Para a aquisição de sinal de corrente, o fabricante fornece um resistor de precisão de 249 Ω e tolerância de 0,1 %, que deve ser instalado no canal em questão, para converter o sinal de corrente em sinal de tensão. A tensão convertida será o sinal de corrente multiplicado por 249, e poderá então ser condicionada.

Os fios com os sinais analógicos são conectados ao módulo SCXI 1102 através do módulo SCXI 1303, que é um bloco isotérmico de terminais para 32 canais. Este módulo consiste em uma placa blindada com terminais de parafuso para se conectar os sinais e possui um termistor de alta precisão utilizado para medir a temperatura da junta de referência quando da utilização de termopares. Um plano isotérmico de cobre é utilizado para minimizar os gradientes de temperatura entre os terminais e o termistor. Desta forma a incerteza de medição da

temperatura da junta de referência é de 0,5 °C, para a faixa de temperatura de 15 a 35 °C, incluindo os efeitos combinados da incerteza de medição do termistor e da diferença entre a temperatura do sensor e de qualquer terminal. A incerteza de medição do termistor inclui tolerâncias em todos os valores dos componentes da função de transformação, os efeitos causados pela temperatura e carga, e pelo aquecimento próprio. O módulo SCXI 1303 possui ainda uma rede de resistores que permitem detectar termopares rompidos pela saturação do sinal de saída e outra rede de resistores que possibilitam a utilização de sinais flutuantes ou aterrados sem que seja necessária se fazer qualquer alteração. No caso de sinais flutuantes a referência é feita automaticamente.

O módulo SCXI 1161 consiste em 8 canais de relês isolados e independentes, capazes de suportar até 6 A a 220 VAC. Assim é possível realizar controle tipo liga/desliga de equipamentos em geral, como das resistências e válvulas automáticas. Este módulo é controlado digitalmente pela placa de aquisição de dados, sendo que o chassi SCXI 1000 estabelece a comunicação entre ambos. É importante destacar que o módulo não tem nenhum acesso ao condutor analógico do chassi por onde trafegam os sinais adquiridos já condicionados. Isto evita que qualquer tipo de erro seja induzido aos sinais condicionados pelo módulo SCXI 1102 quando o módulo 1161 trabalha com tensões e correntes elevadas. Note-se que, para evitar que correntes excessivamente elevadas fossem conectadas ao módulo SCXI 1161, optou-se por alimentar as resistências via chave contatora e ligar suas chaves de comando em série com os relês do módulo. Desta forma o módulo SCXI 1161 faz o controle das resistências comandando a suas chaves contadoras, com as chaves de comando ligadas.

O chassi SCXI 1000 possui quatro slots para módulos SCXI, dos quais apenas dois são utilizados, fornecendo alimentação elétrica e circuitos de controle e comunicação para os módulos em um ambiente com baixo nível de ruído para condicionamento de sinais. A comunicação é feita por meio de um condutor localizado no fundo do chassi. Os módulos inseridos no chassi se conectam automaticamente ao condutor que providencia o meio para o tráfego dos sinais, a transferência de dados, a programação dos módulos e a temporização dos sinais. O chassi possui um circuito de controle que guia todo o tráfego de sinais. Em operações de aquisição de sinal analógico em alta velocidade é este circuito que controla qual sinal de entrada é conectado ao condutor e enviado à placa de aquisição de dados. Ele também garante a sincronização entre os módulos SCXI e a placa de aquisição.

A placa de aquisição de dados utilizada é uma AT-MIO-16E-10, fabricada pela National Instruments. Ela possui 16 entradas analógicas com conversor analógico-digital com resolução de 12 bits, taxa de aquisição e de gravação em disco máximas de 100.000 aquisições por segundo, 2 saídas analógicas também com resolução de 12 bits, 8 linhas digitais de entrada ou saída, e 2 contadores de tempo (temporizadores) de 24 bit de resolução. Como a resolução do conversor analógico-digital é de 12 bits, a resolução do sinal adquirido será dada pela faixa de entrada analógica dividida por 2^{12} .

A placa de aquisição está conectada ao sistema SCXI através do módulo 1102 e desta forma ela controla todos os módulos, recebe os sinais adquiridos e os digitaliza. Esta placa possui amplificadores selecionáveis por software com ganhos de 0,5, 1, 2, 5, 10, 20, 50 e 100, podendo trabalhar com faixas de entrada analógica de 0 a 10 V (ou de -10 a 10 V, no modo diferencial) até 0 a 100 mV (ou -50 a 50 mV). Estes amplificadores podem ser associados ao amplificador do módulo SCXI 1102 (com ganho de 1 ou 100), de forma que o ganho total seja uma combinação dos ganhos do módulo e da placa de aquisição, aumentando bastante o número de opções de faixas de entrada e dando maior flexibilidade ao sistema.

O software utilizado para o controle e aquisição de dados é o Labview, versão 4.1, também desenvolvido pela National Instruments. O Labview é um ambiente para desenvolvimento utilizado em sistemas de aquisição de dados e instrumentação baseado em uma linguagem de programação gráfica chamada linguagem G, que tem as mesmas ferramentas de desenvolvimento e capacidades de um linguagem de programação tradicional. Sua forte integração com os hardwares de medição facilita o rápido desenvolvimento de soluções para aquisição de dados, monitoração de processos e controle, análises e apresentações.

O fato de todo o sistema de aquisição ser fabricado pela National Instruments permite que o Labview faça toda a configuração e controle dos módulos e placa de aquisição quase automaticamente, facilitando a programação. Desta forma, com um número mínimo de instruções, o software configura todo o sistema atuando da melhor forma possível, como por exemplo escolhendo a melhor combinação de ganhos na amplificação para cada canal e controlando os intervalos de tempo para aquisição entre canais na multiplexação de forma a ter respostas rápidas e sem interferência.

Todos os programas do Labview (chamados *virtual instruments* ou *VI*s) possuem um painel frontal e um bloco de diagramas. O painel frontal é uma interface gráfica para controle e acompanhamento do programa durante a execução, enquanto que o bloco de diagramas contém o código gráfico fonte do *VI*.

A Figura 3.5 apresenta o painel frontal do programa principal utilizado para a aquisição de dados e controle da bancada experimental. Ele está dividido em três partes: a superior apresentando as medições de pressão nos vasos VAP e VBP e na seção de testes, a intermediária apresentando as medições de temperatura, e a inferior com a parte de controle, onde se deve informar as pressões a serem controladas e o nome com o qual será gravado o arquivo de dados, e onde se encontra também o botão para finalizar o ensaio e efetuar a gravação. No canto inferior esquerdo são apresentadas ainda a vazão e a densidade medidas pelo transdutor de fluxo de massa.

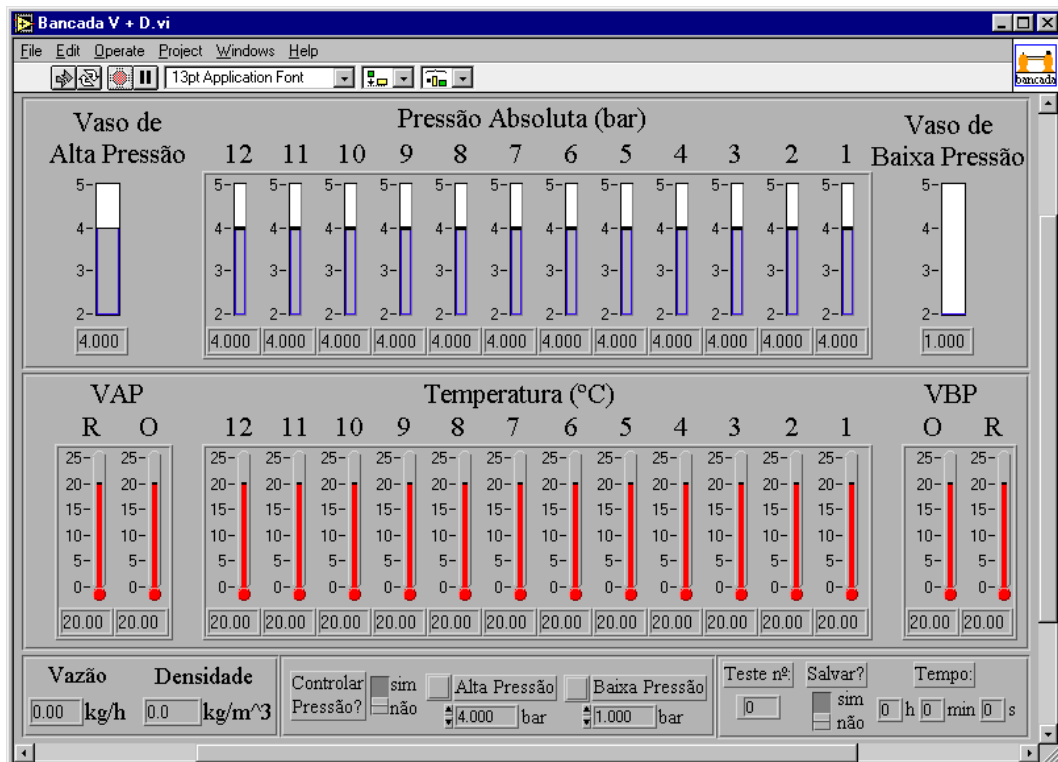


Figura 3.5- Painel frontal do programa principal

O diagrama de blocos do programa principal é apresentado na Figura 3.6.

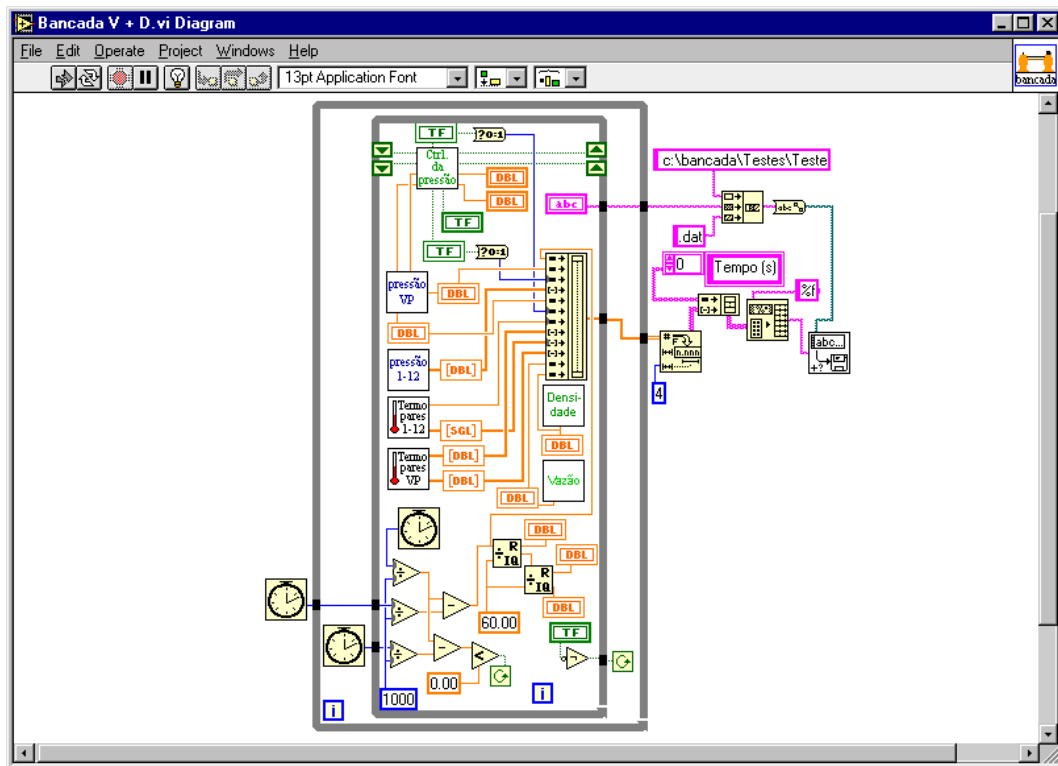


Figura 3.6- Diagrama de blocos do programa principal

3.5- CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS E ANÁLISE DAS INCERTEZAS

3.5.1- Introdução

Nenhuma medição está livre de erros, uma vez que tanto o valor exato da quantidade que está sendo medida quanto o erro associado com a medição não podem ser determinados (Benedict, 1977). Assim, cada medição carrega um certo erro indeterminado. Este erro é um valor real mas que não pode ser conhecido (ASTM, 1981). Quando se relata o resultado de medição de uma grandeza física deve-se fornecer alguma indicação quantitativa da

qualidade do resultado, de forma que aqueles que o utilizam possam avaliar sua confiabilidade. Sem esta indicação resultados de medição não podem ser comparados, seja entre eles mesmos ou com valores de referência fornecidos numa especificação (BIPM *et al.*, 1998). Esta indicação qualitativa é a incerteza de medição, grandeza que não determina o valor do erro de medição, mas apenas reflete o conhecimento do experimentalista sobre ele. A seguinte definição formal do termo incerteza de medição é dado em BIPM *et al.* (1998):

“Incerteza de medição é o parâmetro associado ao resultado de uma medição que caracteriza a dispersão dos valores que podem ser atribuídos ao mensurando.”

Embora a incerteza de medição seja de extrema importância, até pouco tempo não havia uma metodologia única aceita internacionalmente, como se verifica nas diferenças de metodologias utilizadas por Moffat (1982 e 1988), Abernethy *et al.* (1985) e Doebelin (1990). Particularmente a discussão no final em Moffat (1982) revela a existência de discordâncias e o esforço em se chegar a uma metodologia única. Reconhecendo esta falta de consenso, o Comité International de Poids et Measures (CIPM) buscou, através da International Organization for Standardization (ISO), chegar a uma padronização internacional para expressar a incerteza de medição e combinar os componentes individuais da incerteza de medição em uma única incerteza total. O resultado do esforço da ISO em conjunto com mais seis organizações internacionais foi o Guia para Expressão da Incerteza de Medição (BIPM *et al.*, 1998), utilizado no presente trabalho.

O guia apresenta um método amplamente aplicável para avaliar e expressar a incerteza de medição. Ele fornece um valor realista em vez de um valor “seguro” da incerteza baseado no conceito de que não há diferença entre um componente da incerteza proveniente de um efeito aleatório e um proveniente de uma correção para um efeito sistemático. O método se situa, portanto, em contraste com certos métodos mais antigos, como os utilizados nas referências citadas anteriormente, que têm em comum duas idéias. A primeira é que a incerteza deve ser “segura” ou “conservadora”, significando que nunca se deveria errar para muito menos e a segunda é a de que as influências que dão origem às incertezas sempre foram reconhecidas como sendo ou “aleatórias” ou “sistemáticas”, sendo que as duas teriam naturezas diferentes; as incertezas associadas com cada uma eram combinadas na sua própria maneira e deveriam ser

relatadas separadamente (ou, quando era requerido um único valor, combinadas de algum modo específico). Na realidade, o método de combinação era freqüentemente projetado para satisfazer o requisito de segurança.

O conceito no guia é baseado no resultado de medição e sua incerteza estimada, em vez de ser baseado nas grandezas desconhecidas: valor verdadeiro e erro.

Generalizando a definição de Benedict (1977), a calibração consiste na determinação da indicação ou saída de um sensor com respeito àquela de um padrão em um número suficiente de pontos, de forma que a indicação ou saída do sensor será conhecida em toda a faixa de uso. Segundo Doebelin (1990), a calibração conduz também à remoção do erro sistemático e à definição do erro aleatório ou randômico. Esta afirmação não se adequa bem aos conceitos de BIPM *et al.* (1998), de forma que ela ficaria mais bem colocada como: a calibração conduz à remoção de todos erros sistemáticos reconhecidos e a determinação da incerteza proveniente dos efeitos aleatórios e das correções dos efeitos sistemáticos. É com este intuito que todos os instrumentos foram calibrados e a análise de incerteza na calibração realizada. A determinação correta das incertezas de cada instrumento é de fundamental importância visto que elas serão propagadas a todos os resultados e serão, portanto, cruciais para a análise destes.

A fim de se eliminar as inconveniências advindas da calibração dos instrumentos em separado, todos os instrumentos foram calibrados *in loco*, de forma que todas as características de instalação e operação foram mantidas e as influências do sistema de aquisição de dados foram incluídas na calibração. Além disto, a calibração *in loco* foi de grande valia para a identificação de problemas no sistema de medição. Graças às calibrações, foram encontrados e depois sanados problemas de difícil detecção no sistema elétrico, os quais interferiam no sinal adquirido pelo sistema de aquisição de dados. Porém, devido a estes problemas, todos os instrumentos da bancada, com exceção do fluxímetro, tiveram que ser calibrados três vezes, pois somente a terceira calibração, realizada após a completa correção dos problemas elétricos, se mostrou válida.

As curvas de calibração foram obtidas pelo método dos mínimos quadrados na forma de polinômios. A utilização de polinômios se justifica pelo fato de que a maioria dos instrumentos utilizados apresenta curva teórica de saída linear ou com pequena não-linearidade.

O grau do polinômio de cada curva de calibração foi escolhido observando-se o coeficiente de determinação, R^2 , e o erro padrão da estimativa, sempre se procurando utilizar o polinômio de menor grau. Polinômios com graus maiores só foram utilizados quando as diferenças resultantes do aumento do grau fossem realmente significativas, mesmo quando o erro padrão da estimativa era menor para o polinômio de grau maior.

Neste item apresenta-se inicialmente uma breve descrição da metodologia para expressão da incerteza de medição e da propagação destas para os resultados proposta por BIPM *et al.* (1998). Em seguida a calibração de todos os instrumentos é descrita e as curvas de calibração e as incertezas de medição são apresentadas.

3.5.2- Metodologia para cálculo e expressão da incerteza

Conforme já mencionado, esta metodologia baseia-se no Guia para Expressão da Incerteza de Medição (BIPM *et al.*, 1998), e faz-se necessário apresentar os seguintes termos específicos:

- incerteza padrão, u : incerteza do resultado de uma medição como um desvio padrão;
- avaliação do tipo A (da incerteza): método de avaliação da incerteza pela análise estatística de séries de observações;
- avaliação do tipo B (da incerteza): método de avaliação da incerteza por meios que não a análise estatística de séries de observações;
- incerteza padrão combinada, u_c : incerteza do resultado de uma medição, quando este resultado é obtido por meio dos valores de várias outras grandezas, sendo igual à raiz quadrada positiva de uma soma de termos, que constituem as variâncias ou covariâncias destas grandezas, ponderadas de acordo com a variação do resultado da medição em relação a estas grandezas;
- incerteza expandida, U_p : grandeza que define um intervalo em torno do resultado de medição com o qual se espera abranger uma grande fração da distribuição dos valores que possam ser razoavelmente atribuídos ao mensurando. Mais especificamente U é interpretado como definindo um intervalo em torno do resultado de medição que abrange uma extensa

fração p da distribuição de probabilidade, caracterizada por aquele resultado e sua incerteza padrão combinada, e p é a probabilidade de abrangência ou nível da confiança do intervalo;

- fator de abrangência, k_p : fator numérico utilizado como um multiplicador da incerteza padrão combinada de modo a obter uma incerteza expandida.

Avaliação da incerteza padrão do Tipo A

Seja uma grandeza X , determinada por n observações repetidas e independentes X_k , sua estimativa é dada pela média aritmética das n observações, \bar{X} , e o desvio padrão experimental da média é dado por:

$$s(\bar{X}) = \frac{s(X)}{\sqrt{n}} \quad (3.1)$$

A incerteza padrão $u(\bar{X})$ da estimativa \bar{X} é $u(\bar{X}) = s(\bar{X})$, por conveniência às vezes denominada incerteza padrão do Tipo A.

Avaliação da incerteza padrão do Tipo B

Para uma estimativa de uma grandeza de entrada X que não tenha sido obtida através de observações repetidas, a incerteza padrão $u(X)$, representada por um desvio padrão estimado, é avaliada por julgamento científico, baseando-se em todas as informações disponíveis sobre a possível variabilidade de X . O conjunto destas informações pode incluir:

- dados de medições prévias;
- a experiência ou o conhecimento geral do comportamento e propriedades de materiais e instrumentos relevantes;
- especificação do fabricante;
- dados fornecidos em certificados de calibração e outros certificados;
- incertezas relacionadas a dados de referência extraídos de manuais.

Dependendo do conhecimento acerca das fontes de incerteza e da forma como estas foram avaliadas, diferentes distribuições de probabilidade poderão ser adotadas. Desta forma, o desvio padrão e, portanto, a incerteza padrão, podem ser estimados. Para maior conveniência, a incerteza padrão $u(X)$ estimada desta maneira é, por vezes, referida como incerteza padrão do Tipo B.

Determinação da incerteza padrão combinada

Seja Y a estimativa de um mensurando, e desta maneira, o resultado de uma medição determinado a partir de N outras grandezas de entrada X_1, X_2, \dots, X_N através da relação funcional f ,

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_N) \quad (3.2)$$

a incerteza padrão de Y é obtida pela combinação apropriada das incertezas padrão das estimativas de entrada, e então chamada de incerteza padrão combinada, representada por $u_c(Y)$.

Quando todas as grandezas de entrada forem independentes ou não correlacionadas, a incerteza padrão combinada $u_c(Y)$ será a raiz quadrada positiva da variância combinada $u_c^2(Y)$, que é dada por:

$$u_c^2(Y) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial X_i} \right]^2 u^2(X_i) \quad (3.3)$$

Caso duas ou mais grandezas de entrada sejam interdependentes ou correlacionadas, as correlações devem ser levadas em consideração. Neste caso a incerteza padrão combinada $u_c(Y)$ será a raiz quadrada positiva da variância combinada $u_c^2(Y)$ dada por:

$$u_c^2(Y) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial X_i} \right]^2 u^2(X_i) + 2 \sum_{i=1}^{N-1} \sum_{j=i+1}^N \frac{\partial f}{\partial X_i} \frac{\partial f}{\partial X_j} u(X_i) u(X_j) r(X_i, X_j) \quad (3.4)$$

onde $r(X_i, X_j)$ é o coeficiente de correlação, parâmetro que caracteriza o grau de relação entre X_i e X_j , estimado por:

$$r(X_i, X_j) = \frac{s(X_i, X_j)}{s(X_i)s(X_j)} \quad (3.5)$$

onde $s(X_i, X_j)$ é a covariância estimada, associada com X_i e X_j .

Determinação da incerteza expandida

Embora a recomendação de BIPM *et al.* (1998) seja de que se utilize a incerteza padrão combinada $u_c(Y)$ como parâmetro universal para expressar quantitativamente a incerteza do resultado de uma medição, em muitas situações práticas é freqüentemente necessário fornecer uma medida de incerteza que defina um intervalo em torno do resultado da medição com o qual se espera abranger uma extensa fração da distribuição de valores que poderiam ser razoavelmente atribuídos ao mensurando. Esta medida adicional, denominada incerteza expandida U_p , é obtida multiplicando-se a incerteza padrão combinada $u_c(Y)$ por um fator de abrangência k_p .

O resultado de uma medição é, então, convenientemente expresso como $Y \pm U_p$, que é interpretado de forma a significar que a melhor estimativa do valor atribuível ao mensurando é Y , e que $Y - U_p$ a $Y + U_p$ é um intervalo com o qual se espera abranger uma extensa fração p da distribuição de valores que podem ser razoavelmente atribuídos a Y .

O fator de abrangência k_p é escolhido com base no nível da confiança requerido para o resultado, na distribuição de probabilidade caracterizada pelo resultado da medição e sua incerteza padrão combinada, e, eventualmente, nos graus de liberdade efetivos ν_{eff} do resultado de medição.

A cada incerteza padrão $u(X_i)$ estão associados determinados graus de liberdade. Para avaliações de incerteza do Tipo A, com um número n de medições efetuadas, os graus de liberdade correspondem a $\nu = n - 1$. Para avaliações de incerteza do Tipo B é possível

determinar os graus de liberdade com base na incerteza relativa de $u(X_i)$ que é uma grandeza subjetiva cujo valor é obtido por julgamento científico baseado no conjunto de informações disponíveis. Segundo Flesch (1999), em termos práticos, quando não informado o número de graus de liberdade associados, pode-se considerar ν como sendo infinito. De fato, quando se adota distribuições de probabilidade para avaliações de incerteza do Tipo B de forma que se estabeleça limites fora dos quais haverá uma probabilidade extremamente pequena de valores da grandeza em questão, os graus de liberdade realmente tendem ao infinito.

A forma usual de se estimar os graus de liberdade efetivos ν_{eff} associados à incerteza combinada $u_c(Y)$ consiste na utilização da chamada fórmula de Welch-Satterthwait (BIPM *et al.*, 1998),

$$\nu_{eff} = \frac{u_c^4(Y)}{\sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial X_i} u(X_i) \right]^4 \nu_i} \quad (3.6)$$

3.5.3- Calibração e incerteza dos transdutores de pressão

Para a calibração dos transdutores de pressão utilizou-se o mesmo equipamento e metodologia apresentados por Gonçalves (1994).

O processo de calibração consistia basicamente em submeter os transdutores a pressões conhecidas, geradas por um sistema denominado máquina de peso morto, que fornecia a pressão manométrica. Um barômetro era utilizado para fornecer a pressão atmosférica a ser adicionada à manométrica para se obter a pressão absoluta. E por fim, como se utilizou um dispositivo para calibrar quatro transdutores simultaneamente, a altura da coluna de óleo da conexão dos transdutores à máquina de peso morto foi medida com um paquímetro e a diminuição de pressão foi corrigida, sendo a densidade do óleo medida através de um picnômetro de 50 ml e uma balança analítica de precisão de marca Sartorius, com resolução de 0,0001 g e capacidade máxima de 160 g. Desta forma a pressão absoluta era determinada, formando, em

conjunto com a média aritmética de 2.250 leituras do sinal de saída de cada transdutor (aproximadamente três minutos de aquisição), um ponto de calibração. Assim, alterando-se a pressão da máquina de peso morto, foram levantados seis pontos para cada transdutor, com pressões absolutas de aproximadamente 1, 2, 4, 6, 8 e 10 bar.

A partir destes pontos obteve-se as curvas de calibração na forma de polinômios de 1^o grau,

$$P = a + bV \quad (3.7)$$

onde,

P – pressão absoluta (bar)

V – sinal de saída do transdutor (V)

a, b – coeficientes da curva de calibração

Os polinômios que apresentaram menor erro padrão da estimativa foram os de 3^o ou 4^o grau. Porém, optou-se por utilizar os de 1^o grau pois as diferenças tanto no valor dos erros padrão da estimativa quanto nos valores estimados pelos polinômios não eram significativas.

A incerteza padrão combinada dos transdutores de pressão $u_c(P)$ é resultado da combinação das incertezas padrão do sinal de saída $u(V)$, do coeficiente a , $u(a)$, e do coeficiente b , $u(b)$. Como os coeficientes da Equação 3.7 são correlacionados, a combinação é obtida através da Equação 3.4, com o coeficiente de correlação dado pela Equação 3.5. A máquina de peso morto e o barômetro haviam sido calibrados e seus erros sistemáticos foram corrigidos. As incertezas de ambos e da medição da altura, da densidade do óleo da máquina de peso morto e da gravidade local, foram consideradas e mostraram-se insignificantes quando comparadas com as demais.

A dispersão do sinal de saída (V) dos transdutores foi muito pequena, como se verifica na Figura 3.7, que apresenta a tensão V lida durante um ponto de calibração do transdutor TP 01. Em todos os pontos de calibração as leituras oscilaram no máximo dentro da

faixa de três vezes o valor da resolução. A incerteza devido a esta dispersão, calculada pelo desvio padrão dado pela Equação 3.1, se mostrou desprezível.

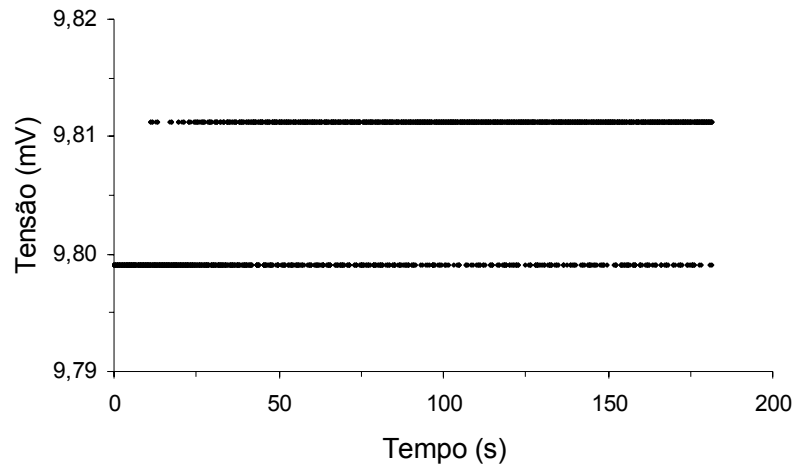


Figura 3.7- Tensão de saída do transdutor de pressão TP01 durante um ponto de calibração

Porém, a resolução digital da placa de aquisição apresentou uma incerteza padrão considerável, embora com efeito em $u_c(P)$ normalmente menor que os efeitos de $u(a)$ e de $u(b)$. A incerteza padrão da tensão de saída dos transdutores devido à resolução δV é uma incerteza do Tipo B, calculada considerando-se que o valor da tensão que produz determinada indicação V_i pode estar situada com igual probabilidade em qualquer lugar no intervalo $V_i - \delta V$ a $V_i + \delta V$ e que a probabilidade de que esta tensão esteja dentro do intervalo seja igual a um. Estas considerações permitem assumir que a tensão é caracterizada por uma distribuição de probabilidade retangular com amplitude δV e desvio padrão e incerteza padrão dados por:

$$u(V) = s(V) = \frac{\delta V}{\sqrt{12}} \quad (3.8)$$

As incertezas padrão dos coeficientes a e b são iguais aos desvios padrão obtidos da matriz de covariância dada pela Equação 3.9 (Montgomery, 1997), onde os elementos da diagonal principal são as variâncias dos coeficientes da equação de ajuste e os demais são suas covariâncias.

$$\text{Cov}(\hat{\beta}) = s^2 (X' X)^{-1} \quad (3.9)$$

onde,

$\hat{\beta}$ – vetor dos coeficientes da equação de ajuste

s^2 – variância total do ajuste

X – matriz das variáveis independentes

Para um ajuste genérico de uma variável Y , a variância s^2 é dada por:

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (Y_i - \hat{Y}_i)^2}{n - p} \quad (3.10)$$

onde,

n – número de observações da variável Y

Y_i – i ésima observação da variável Y

\hat{Y}_i – valor estimado pela equação de ajuste para Y_i

p – número de variáveis independentes mais um ou número de coeficientes da equação de ajuste

Desta forma foram calculadas as incertezas padrão combinadas $u_c(P)$ para cada ponto de calibração. De acordo com o teorema central do limite pode-se supor que a distribuição de probabilidade de P é a distribuição de Student. Assim, a incerteza expandida $U(P)$ foi determinada em cada ponto para uma probabilidade de abrangência (ou nível da confiança) $p = 95\%$, utilizando o coeficiente $t_{0,95}(v_{eff})$ da distribuição de Student como fator de abrangência $k_{0,95}$, com v_{eff} calculados para cada ponto pela Equação 3.6.

Como estas incertezas não variaram muito entre os pontos de calibração, para facilitar a sua utilização resolveu-se utilizar a incerteza do transdutor como a média aritmética

das incertezas de cada ponto de calibração. Estas incertezas médias são apresentadas na Tabela 3.1 para os quatorze transdutores de pressão da bancada, sendo que os transdutores TP01 a TP12 são os transdutores da seção de teste, o transdutor TP13 é o transdutor do vaso VBP, e o TP14 é o transdutor do vaso VAP.

Tabela 3.1- Incertezas padrão combinada e expandida dos quatorze transdutores de pressão

Transdutor	$u_c(P)_{\text{média}}$ (bar)	$U_{0,95}(P)_{\text{média}}$ (bar)
TP01	0,0038	0,0095
TP02	0,0029	0,0069
TP03	0,0036	0,0090
TP04	0,0050	0,0131
TP05	0,0044	0,0111
TP06	0,0030	0,0072
TP07	0,0047	0,0120
TP08	0,0030	0,0072
TP09	0,0036	0,0088
TP10	0,0037	0,0092
TP11	0,0046	0,0117
TP12	0,0032	0,0076
TP13	0,0055	0,0136
TP14	0,0052	0,0129

O Apêndice II apresenta o conjunto dos pontos de calibração para cada transdutor, os valores teóricos de pressão, isto é, os valores sem correção para o erro sistemático, e os erros percentuais antes e depois da calibração, além dos coeficientes das curvas de calibração dos quatorze transdutores. Os valores da incerteza padrão combinada $u_c(P)$, da incerteza expandida $U(P)$ também são apresentados.

3.5.4- Calibração e incerteza dos termopares

O princípio básico da medição de temperatura utilizando termopares consiste no fato de que o termopar desenvolve uma força eletromotriz que é função da diferença de temperatura entre a junta de medição e a de referência. Assim, para determinar a temperatura da junta de medição é necessário conhecer a temperatura da junta de referência e medir a força

eletromotriz gerada pelo circuito. A conversão da força eletromotriz medida para a diferença de temperatura é feita através de curvas de calibração ou de curvas ou tabelas padrão existentes na literatura para cada tipo de termopar. Normalmente os dados padrões são fornecidos para temperatura da junta de referência de 0 °C, devido à facilidade de se obter esta temperatura através de um banho de gelo fundente e, pelo mesmo motivo, as curvas de calibração geralmente são levantadas utilizando esta mesma temperatura de referência.

As juntas de referência dos termopares do sistema de medição da bancada experimental são formadas na conexão destes com os terminais do módulo SCXI 1303, e sua temperatura, T_{jf} , é medida por um termistor, conforme descrito no item 3.4. Como esta temperatura é variável ao longo do tempo, é necessário considerar a diferença entre a temperatura da junta de referência do sistema de medição e uma outra temperatura de referência constante qualquer, T_{ref} , para que se possa fazer a transformação da força eletromotriz em diferença de temperatura através de uma única função. Isto é feito com base na Lei das Temperaturas Sucessivas ou Intermediárias, enunciada em ASTM (1981) como:

“Se dois metais dissimilares e homogêneos produzem uma força eletromotriz térmica E_1 quando suas juntas estão em temperaturas T_1 e T_2 , e uma força eletromotriz térmica E_2 quando as juntas estão em T_2 e T_3 , a força eletromotriz gerada quando as juntas estiverem em T_1 e T_3 , será $E_1 + E_2$.”

Assim, a diferença entre T_{jf} e T_{ref} é convertida em força eletromotriz através de uma curva de força eletromotriz em função da diferença de temperatura, válida para a temperatura de referência constante, T_{ref} , e este valor é adicionado à força eletromotriz gerada pelo termopar colocado entre a temperatura da junta de referência do sistema de medição, T_{jf} , e a temperatura da junta de medição, T , a qual se deseja conhecer. Isto é equivalente a supor a existência de um termopar fictício entre T_{ref} e T_{jf} , com características termoelétricas idênticas às do termopar utilizado, e aplicar a Lei das Temperaturas Sucessivas ao conjunto. A força eletromotriz resultante desta soma seria produzida por um termopar que estivesse colocado entre a temperatura de referência constante, T_{ref} , e a temperatura que se quer medir, T . Essa força eletromotriz resultante é finalmente convertida em diferença de temperatura através da curva de diferença de temperatura em função da força eletromotriz, em relação à temperatura de referência constante T_{ref} .

Baseado nos resultados da calibração de termopares apresentados em Gonçalves (1994) e em experiências anteriores do Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar (NRVA), acreditava-se que a utilização da curva padrão e da sua inversa, conforme a metodologia descrita anteriormente, seria adequada para os níveis de precisão requeridos. Para analisar a sua adequabilidade, uma verificação foi realizada com os doze termopares da seção de testes e com os dois termopares do vaso VAP.

O aparato e o processo utilizados na verificação assemelham-se aos utilizados na calibração descrita por Gonçalves (1994).

Basicamente, o processo de verificação consistia em submeter as juntas de medição dos termopares a temperaturas constantes e conhecidas, T_P , e registrar a temperatura indicada por cada termopar, T , utilizando as curvas padrão.

Para se obter uma temperatura conhecida nas juntas de medição, um banho de água era preparado misturando-se água quente com água fria, em proporções adequadas, no interior de um recipiente isolado termicamente. Neste banho eram imersos o termômetro padrão e as juntas de medição, as quais eram colocadas previamente no interior de pequenos tubos plásticos flexíveis contendo óleo, com resistência elétrica e condutibilidade térmica altas, visando mantê-los isolados eletricamente uns dos outros. O recipiente era fechado com uma tampa de material isolante térmico com um furo pelo qual passavam os termopares e o termômetro, a fim de minimizar as trocas de calor com o ambiente.

Após a preparação do banho aguardava-se o tempo necessário para a estabilização da temperatura, o que era verificado pelo monitoramento das temperaturas do termômetro padrão e das indicadas pelos termopares. Nesta etapa o banho era frequentemente agitado para evitar problemas de estratificação da temperatura. Após a estabilização das temperaturas, iniciava-se o processo de aquisição de sinais. Em cada ponto eram registrados as temperaturas calculadas utilizando as curvas padrão para cada termopar, T , os valores da temperatura de referência do sistema de medição, T_{jf} , e a força eletromotriz gerada por cada termopar, V . A aquisição foi realizada por quatro minutos, o que corresponde a aproximadamente 4.500 leituras na verificação dos termopares Tpar01 a Tpar12 e Tpar17, e a 8.400 leituras na verificação do termopar Tpar16. Durante a aquisição eram realizadas cinco leituras da temperatura do

termômetro padrão, T_P , em intervalos de um minuto e o banho era agitado após cada leitura, para evitar estratificação da temperatura durante a aquisição.

Para cada ponto um novo banho era preparado e o processo repetido. Desta forma foram levantados 15 pontos para os termopares Tpar01 a Tpar12 e Tpar17, varrendo a faixa de 0 a 70 °C em intervalos de 5 °C, e 18 pontos para o termopar Tpar16, para a faixa de 0 a 95 °C, com intervalos de 5 °C na faixa de 0 a 75 °C, e de 10 °C de 75 a 95 °C.

Foram utilizados dois termômetros padrão de coluna de mercúrio de marca Incoterm, com menor divisão da escala e, portanto, resolução de 0,1 °C, um com escala de 0 a 50 °C, e o outro de 50 a 100 °C. Estes termômetros são os mesmos utilizados por Gonçalves (1996), os quais, na ocasião, foram aferidos contra padrões certificados. Como neste trabalho todos os ensaios foram realizados com temperaturas abaixo de 25 °C, apenas os pontos cuja temperatura do banho foi medida com o termômetro de escala de 0 a 50 °C foram utilizados, isto é, os onze primeiros pontos das duas verificações. Isto foi feito porque se notou uma pequena diferença na tendência dos pontos lidos com os dois termômetros, e, mesmo que esta diferença não seja significativa, as equações de ajuste seriam levadas a apresentar maiores erros na faixa de interesse.

Foram utilizadas as curvas padrão para termopares tipo “T” existentes nos programas internos do software Labview, válidas para temperaturas de 0 a 400 °C, com referência em 0 °C. A curva da diferença de temperatura em função da força eletromotriz tem a forma de um polinômio de 6^o grau, e a sua inversa de um polinômio de 8^o grau. Estas curvas foram verificadas em relação à curva padrão fornecida em forma de polinômio de 8^o grau pela norma ASTM E 230 (ASTM, 1981), baseada em unidades elétricas absolutas e na IPTS-68 (International Practical Temperature Scale of 1968), para temperaturas de 0 a 400 °C, com referência em 0 °C. A maior diferença encontrada na faixa de 0 a 50 °C foi de 0,025 °C, o que indica que as curvas são adequadas.

Os resultados das medições das variáveis para cada ponto foram tomados como sendo as médias aritméticas de todas as leituras realizadas, tanto para os dados adquiridos quanto para as leituras do termômetro padrão. Da mesma forma, o resultado final das temperaturas calculadas pelas curvas padrão foi tomado como a média aritmética das temperaturas calculadas

em cada iteração. Os dados referentes a todos os pontos levantados para todos os termopares são apresentados no Apêndice II.

A Figura 3.8 apresenta os erros absolutos das temperaturas calculadas pelas curvas padrão de todos os termopares, isto é, as diferenças entre as temperaturas indicadas pelos termopares, $T_{tpar\ "n\ "}$, e a temperatura fornecida pelo termômetro padrão, T_p . Pode-se verificar que a utilização das curvas padrão levou a erros de até 0,87 °C, mostrando a necessidade de se utilizar curvas de calibração para os termopares. Além disso, como as indicações dos termopares apresentaram também grandes diferenças entre si, chegando a até 1,04 °C para um mesmo ponto, percebe-se a necessidade de se utilizar curvas de calibração individuais para cada termopar, uma vez que a utilização de uma única curva para todos os termopares levaria a erros de até $\pm 0,52$ °C, que é um valor elevado para os níveis de precisão requeridos.

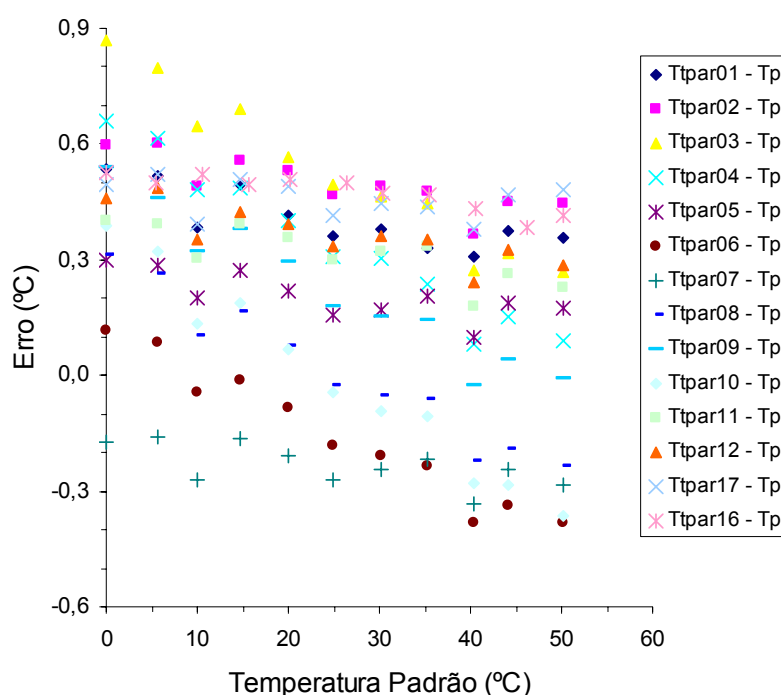


Figura 3.8- Resultado da verificação dos termopares

Como o processo de verificação da adequabilidade das curvas padrão foi realizado com todos os cuidados necessários e todas as informações necessárias foram registradas, aproveitou-se as informações levantadas neste processo para determinar as curvas de calibração de todos os termopares.

Assim, as curvas de calibração foram determinadas tendo como temperatura de referência constante, T_{ref} , a média aritmética das temperaturas da junta de referência do sistema de medição na ocasião da verificação, \bar{T}_{jf} , as quais foram 27,40 e 23,56 °C, para os termopares Tpar01 a Tpar12 e Tpar17, e Tpar16, respectivamente.

Durante a verificação, as temperaturas de referência do sistema de medição, T_{jf} , sofreram uma variação, chegando a $\pm 0,38$ e $\pm 0,31$ °C, em relação à sua média, \bar{T}_{jf} , respectivamente para os termopares Tpar01 a Tpar12 e Tpar17, e Tpar16 (ver Anexo II). Para minimizar a influência desta variação, o efeito da diferença entre a temperatura de referência, T_{jf} , e a média, \bar{T}_{jf} , na força eletromotriz medida foi corrigido em cada ponto utilizando a curva padrão de força eletromotriz em função da diferença de temperatura. Como pode ser observado na Figura 3.8, a variação do erro, ou seja, a inclinação das curvas de erro, não é muito acentuada, principalmente considerando-se o pequeno valor das diferenças de temperaturas em questão, e como esta correção é feita tomando uma diferença de forças eletromotrizes, a utilização da curva padrão neste caso é aceitável.

Assim, a partir dos dados obtidos e com a força eletromotriz corrigida, obteve-se as curvas de calibração na forma de um polinômio de 2º grau,

$$\Delta T = a + bV + cV^2 \quad (3.11)$$

onde,

ΔT – diferença de temperatura dada por $\Delta T = T - T_{ref}$ (°C)

V – força eletromotriz (V)

a, b, c – coeficientes da curva de calibração

A curva inversa, isto é, da força eletromotriz em função da diferença de temperatura, foi ajustada por polinômios de 2º grau, dos quais o coeficiente linear foi eliminado, resultando em:

$$V = b' \Delta T + c' \Delta T^2 \quad (3.12)$$

onde,

V – força eletromotriz (V)

ΔT – diferença de temperatura dada por $\Delta T = T - T_{ref}$ (°C)

b' , c' – coeficientes da curva de calibração

Os polinômios de 2º grau foram os que apresentaram o menor erro padrão da estimativa no ajuste dos dados de todos os termopares, com exceção do Tpar16. Mas, mesmo para este termopar, as diferenças resultantes da utilização de polinômios de maior grau não eram significativas.

O coeficiente linear da Equação 3.12 foi eliminado porque a aplicação da Lei das Temperaturas Sucessivas assim o exige. A aplicação da Lei das Temperaturas Sucessivas corresponde a fazer uma correção quando a temperatura da junta de referência T_{jf} é diferente da temperatura de referência T_{ref} , em relação à qual as curvas de calibração foram ajustadas. Em uma situação onde não existe esta diferença, isto é, onde $T_{jf} = T_{ref}$, nenhuma correção deveria ser aplicada. Fica claro, assim, a necessidade de se eliminar o coeficiente linear da Equação 3.12, pois, caso este fosse mantido, uma correção estaria sendo aplicada mesmo na condição mais favorável de aplicação das curvas de calibração. Seguindo ainda este exemplo, a aplicação da Lei das Temperaturas Sucessivas, com a Equação 3.12 com o coeficiente linear mantido, conduziria a uma incoerência. Utilizando a nomenclatura apresentada no enunciado da lei, para $T_1 = T_2$ teríamos $E_1 \neq 0$, e, como $E_3 = E_1 + E_2$, teríamos $E_3 \neq E_2$, o que é irreal, visto que as forças eletromotrizes E_2 e E_3 estão sendo geradas por termopares idênticos submetidos às mesmas temperaturas, neste exemplo específico. Embora tenha se utilizado o exemplo de diferença de temperatura de referência nula, o mesmo ocorre com quaisquer outras diferenças de temperaturas. O exemplo utilizado permite apenas uma compreensão mais fácil da questão.

Por definição, quando não existe diferença de temperatura entre as juntas de um termopar a força eletromotriz gerada deve ser nula. Se não o é, alguma fonte de erro ou a

combinação de várias estão atuando. Possivelmente o longo comprimento dos cabos de compensação introduza algum erro, seja devido a impurezas em sua composição, ou devido à diferença de temperatura em suas junções com os termopares. No caso dos termopares calibrados neste trabalho, os valores dos coeficientes lineares foram particularmente consideráveis, chegando a 0,48 °C Assim, a manutenção destes coeficientes na Equação 3.11 corrige este erro, enquanto a sua eliminação na Equação 3.12 permite a correta utilização da Lei das Temperaturas Sucessivas, conforme demonstrado anteriormente.

A Figura 3.9 apresenta os erros absolutos das indicações de todos os termopares após a aplicação das curvas de calibração. Pode-se verificar adequabilidade do processo de calibração utilizado, e, portanto, da utilização das curvas de calibração levantadas.

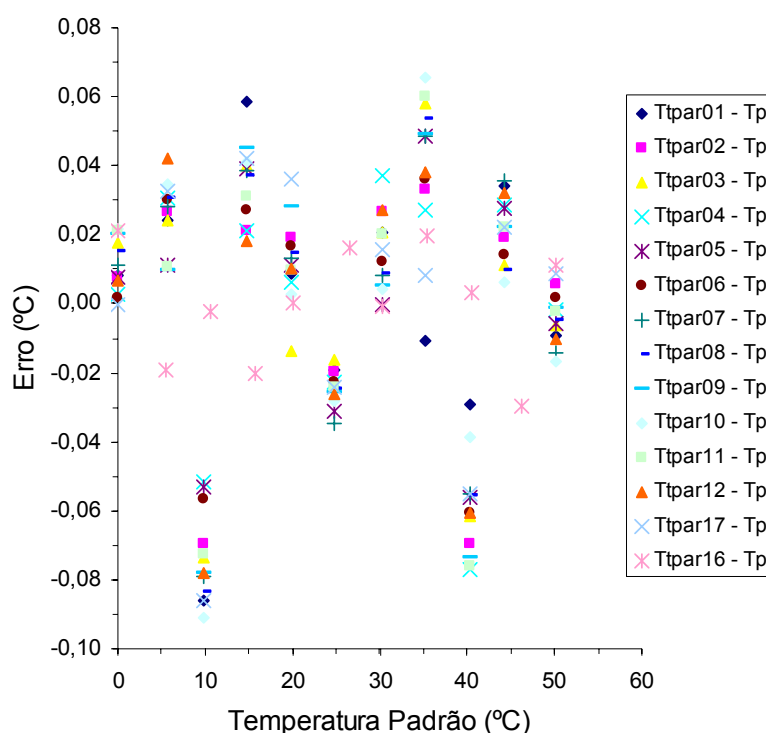


Figura 3.9- Resultado da calibração dos termopares

Na determinação da incerteza padrão combinada da medição de temperatura pelos termopares, $u_c(T)$, foram consideradas as incertezas padrão da medição da força eletromotriz, $u(V)$, da medição da temperatura da junta de referência do sistema de medição, $u(T_{jr})$, dos coeficientes das Equações 3.11 e 3.12, $u(a)$, $u(b)$, $u(c)$, $u(b')$ e $u(c')$, e a incerteza padrão da medição de temperatura pelo termômetro padrão, $u(T_P)$.

Nas incertezas padrão $u(V)$ e $u(T_{jf})$, a incerteza associada com a resolução digital da placa de aquisição prevaleceu sobre a incerteza devido à dispersão, indicada pelo desvio padrão. A incerteza padrão da medição do termômetro também foi calculada a partir de sua resolução, $0,1^{\circ}\text{C}$. Estas três incertezas foram calculadas assumindo uma distribuição retangular, de forma que se utilizou a Equação 3.8 substituindo δV pela resolução em questão.

As incertezas padrão dos coeficientes das Equações 3.11 e 3.12 foram obtidas da Equação 3.9, de onde se obteve também o valor de suas covariâncias.

Para se levar em conta a correlação existente entre a força eletromotriz, V , e a temperatura da junta de referência do sistema de medição, T_{jf} , e entre os coeficientes das Equações 3.11 e 3.12, a incerteza padrão combinada da medição dos termopares, $u_c(T)$, foi calculada para cada ponto utilizando-se a Equação 3.4.

Como a incerteza padrão combinada $u_c(T)$ não é dominada por nenhuma componente baseada na distribuição retangular, pode-se aplicar o teorema central do limite e assumir que a distribuição de probabilidade de T é a distribuição de Student. Desta forma, a incerteza expandida $U(T)$ foi calculada utilizando o utilizando o coeficiente $t_{0,95}(v_{eff})$ da distribuição de Student como fator de abrangência $k_{0,95}$, para uma probabilidade de abrangência (ou nível da confiança) $p = 95\%$, com v_{eff} calculados para cada ponto pela Equação 3.6.

Como não houve grande variação nas incertezas tanto entre os pontos de calibração, quanto entre os quatorze termopares calibrados, utilizou-se, para expressar a incerteza de medição dos termopares, a média aritmética das incertezas de todos eles. Assim, a incerteza padrão combinada dos termopares é $u_c(T) = 0,041^{\circ}\text{C}$ e a incerteza padrão expandida é $U(T) = 0,081^{\circ}\text{C}$, para um nível da confiança $p = 95\%$.

Os termopares do vaso VBP não foram calibrados, uma vez que as temperaturas neste vaso não são importantes para os ensaios, visto que sua função é apenas recolher e armazenar a mistura durante os ensaios. Assim, as curvas de calibração levantadas para os termopares do vaso VAP foram também aplicadas nos termopares do vaso VBP.

3.5.5- Calibração e incerteza do transdutor de nível

A calibração do transdutor de nível consistiu em encher o vaso de alta pressão (VAP) com quantidades conhecidas de água enquanto o sinal de saída do transdutor era registrado.

Um Becker de 5 litros foi utilizado para introduzir a água inicialmente pela boca de inspeção e depois, quando o nível da água não mais permitia, pelo furo da válvula de segurança, com o auxílio de um funil. Para se determinar com exatidão o volume de água adicionado, sua massa era medida em uma balança digital da marca Marte, modelo Automarte AM5500, com resolução de 0,01 g. A densidade da água foi medida através de um picnômetro de 50 ml e de uma balança analítica Sartorius.

Como o transdutor de nível não atinge o fundo do vaso VAP, foram necessários 82,7 l de água para que o nível atingisse a bóia do transdutor. A partir deste ponto, após a adição de uma certa quantidade de água, a indicação do transdutor era monitorada até a estabilização do nível, quando então era iniciada a aquisição do sinal de saída. Foram realizadas 2.250 leituras (aproximadamente um minuto de aquisição) para cada nível obtido, resultando em 65 pontos de calibração, sendo que cada ponto é constituído pelo volume acumulado até o nível em questão e pela média aritmética das leituras do sinal de saída do transdutor. Assim, obteve-se a seguinte curva de calibração:

$$Vol = 13,151 + 70,678 V \quad (3.13)$$

onde,

Vol – volume de líquido (l)

V – sinal de saída (V)

Os parâmetros que determinam a incerteza padrão combinada do transdutor de nível, $u_c(Vol)$, são: a incerteza padrão do sinal de saída $u(V)$, novamente com a incerteza devido à resolução digital da placa de aquisição calculada pela Equação 3.8 prevalecendo sobre a dispersão representada pelos desvios padrão; as incertezas padrão dos coeficientes a e b da Equação 3.13, obtidos da Equação 3.9; a incerteza padrão da medição do volume acumulado de água; e, finalmente, a incerteza devido à resolução do próprio transdutor. Como os coeficientes da Equação 3.13 são correlacionados, a incerteza padrão $u_c(Vol)$ é calculada utilizando a Equação 3.4.

A incerteza padrão da medição do volume acrescentado em cada ponto foi calculada a partir das incertezas padrão da medição de massa pela balança digital e da medição da densidade através da Equação 3.3. A balança digital foi verificada com pesos padrão aferidos em outra balança de maior confiabilidade. Desta forma sua incerteza pôde ser seguramente determinada, quando se verificou que sua influência na incerteza da medição do volume era pequena. A incerteza da medição da densidade é resultado das incertezas do picnômetro e da balança analítica, estimadas supondo-se uma distribuição retangular com amplitudes avaliadas a partir de informações disponíveis. A combinação destas duas componentes da incerteza da densidade também é realizada através da Equação 3.3.

A incerteza padrão da medição do volume acumulado é resultado da combinação da incerteza da medição do volume acrescentado com a incerteza do volume já existente, utilizando a Equação 3.3. Desta forma, a incerteza padrão da medição do volume acrescentado é cumulativa. Porém a influência da incerteza da medição do volume acumulado na incerteza padrão combinada do transdutor de nível foi reduzida, apesar de atingir ordens de magnitude comparáveis à incerteza padrão do sinal de saída.

As componentes da incerteza padrão combinada devido aos coeficientes da Equação 3.13 foram maiores que as citadas anteriormente, porém a componente dominante é a incerteza devido à resolução do transdutor. Conforme mencionado no item 3.4, sua resolução é de 3,32 l, e sua incerteza devido à resolução calculada pela Equação 3.8 excede em muito a influência de todos as demais combinadas.

Uma vez que a incerteza dominante é proveniente de uma distribuição retangular, o teorema central do limite não se aplica e optou-se por utilizar o fator de abrangência $k_{0,95} = 1,65$ da distribuição retangular para obter a incerteza expandida $U(Vol)$. Com o intuito de tornar mais prático a propagação da incerteza do transdutor de nível nos resultados e tendo em vista que esta não tem grande variação em toda a faixa de medição do transdutor, optou-se por expressar a incerteza com um único valor, correspondente a média aritmética das incertezas de cada ponto de calibração. Assim, a incerteza padrão combinada do transdutor de nível é $u_c(Vol) = 0,98$ l, e a incerteza padrão expandida para um nível da confiança $p = 95\%$ é $U(Vol) = 1,62$ l.

Os pontos de calibração e os valores da incerteza padrão combinada e expandida de cada ponto encontram-se no Apêndice II. Os erros percentuais dos valores obtidos através da curva de calibração em relação ao volume medido são também apresentados.

3.5.6- Calibração e incerteza do transdutor de fluxo de massa

A calibração do transdutor de fluxo de massa foi realizada fazendo-se escoar água com vazões constantes e conhecidas pelo transdutor enquanto seu sinal de saída era registrado.

O processo de calibração adotado é semelhante ao utilizado por Gonçalves (1994). O aparato utilizado consistiu em um dispositivo para produzir as vazões constantes de água, de uma balança Marte e de um cronômetro. Como a faixa de medição do transdutor é relativamente alta, o dispositivo de geração da vazão foi modificado. A Figura 3.10 apresenta um desenho esquemático do dispositivo utilizado.

Para se obter vazões constantes o desnível h entre a superfície do reservatório principal (4) e a extremidade da tubulação de água (5) foi mantido constante. Para isto utilizou-se o reservatório superior (2) que alimentava o principal com uma vazão ajustada pela válvula (3) sempre um pouco maior que a que se queria obter no transdutor. A diferença entre a vazão que entrava no reservatório principal proveniente do reservatório superior e a vazão que saía pela

tubulação de água que passava pelo transdutor era retirada por uma saída de $\frac{3}{4}$ ", de forma que o nível do reservatório principal não se alterava.

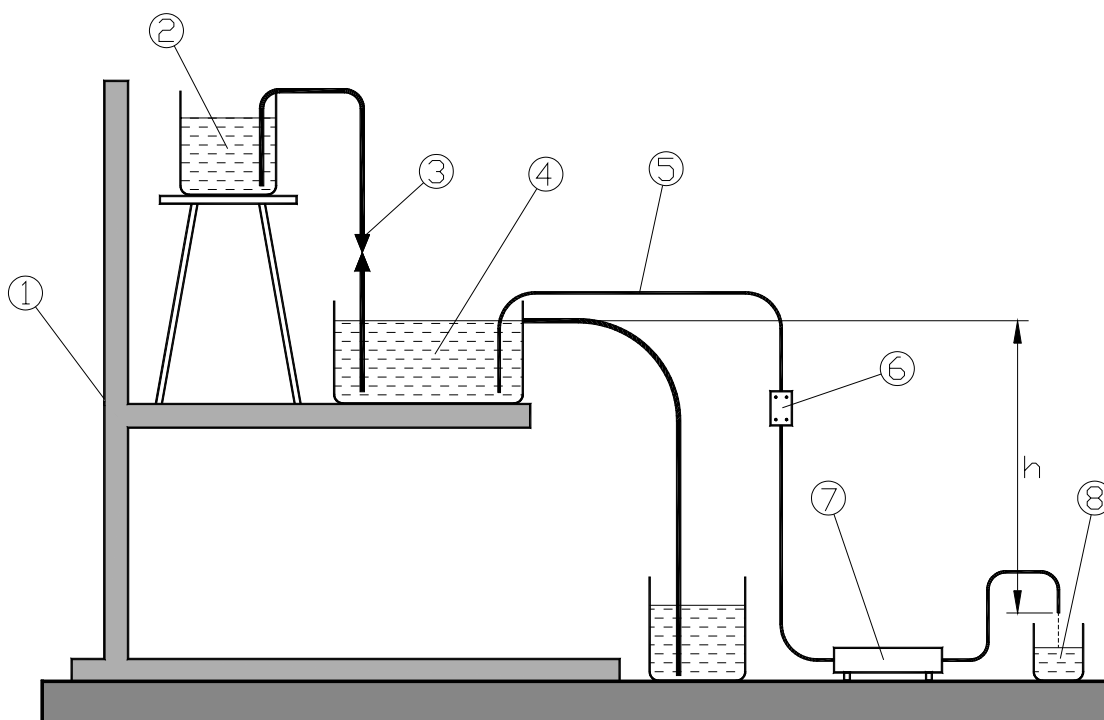


Figura 3.10- Desenho esquemático do aparato de calibração do transdutor de fluxo de massa

Inicialmente o reservatório principal foi elevado na empilhadeira (1) de forma que o desnível h foi de 2,3 m. A restrição (6) foi ajustada de forma a se obter a vazão máxima desejada. Posteriormente, para se variar a vazão, bastava diminuir o desnível h até se obter a vazão do próximo ponto de calibração. Quando o desnível se tornava muito pequeno o reservatório era novamente elevado e a restrição reajustada.

Após o ajuste do dispositivo, a indicação do transdutor era monitorada para aguardar o tempo necessário para atingir condições de regime permanente quando então se iniciava a aquisição e a coleta de água. Para a coleta colocava-se rapidamente o recipiente de medição (8) sob o fio de água localizado no final da tubulação (5), ao mesmo tempo em que o cronômetro era acionado. Esta operação era realizada por um único operador para minimizar a incerteza da medição do tempo de coleta.

A coleta era executada até que se obtivesse uma massa de água de no máximo 5 kg, limitada pelo fundo de escala da balança, ou por um período de 10 minutos. Ao final da coleta, o recipiente era retirado do fio de água e o cronômetro era parado da mesma forma que o início da coleta e a aquisição era terminada. A massa coletada era então medida pela balança Marte.

A vazão mássica padrão era determinada dividindo-se a massa coletada pelo tempo total de coleta. O conjunto da vazão padrão e da média aritmética do sinal de saída do transdutor formavam então os dados de um ponto de calibração.

Desta forma foram levantados doze pontos de calibração, cobrindo a faixa de 5 a 60 kg/h, dos quais se obteve a seguinte curva de calibração:

$$\dot{m} = -15,100 + 15,067 V \quad (3.14)$$

onde,

\dot{m} – vazão mássica (kg/h)

V – sinal de saída (V)

A incerteza padrão combinada da medição da vazão mássica pelo fluxímetro, $u_c(\dot{m})$, é o resultado da combinação das incertezas padrão de diversas grandezas, quais sejam: a incerteza padrão do sinal de saída, novamente dominado pela incerteza devido à resolução da placa de aquisição; as incertezas padrão dos coeficientes a e b da curva de calibração, calculadas pela Equação 3.9; a incerteza padrão combinada da medição da vazão mássica padrão, determinada pela Equação 3.3 em função das incertezas padrão da medição da massa coletada e do tempo total de coleta. A incerteza padrão combinada $u_c(\dot{m})$ é calculada por meio da Equação 3.4 para considerar a correlação existente entre os coeficientes da Equação 3.14.

A incerteza padrão da medição de massa pela balança Marte foi determinada por uma aferição, conforme descrito anteriormente. A incerteza padrão da medição do tempo de coleta foi estimada considerando que o erro máximo de medição é de ± 1 s, principalmente devido ao operador, visto que o cronômetro apresenta resolução digital de 0,01 s. Assim foi

considerado que o resultado da medição do tempo de coleta é caracterizada por uma distribuição de probabilidade retangular com amplitude de 2 s, e a incerteza padrão calculada pela Equação 3.8.

Para os maiores valores de vazão a componente dominante foi a incerteza da medição da vazão padrão, enquanto que para as menores vazões todas as componentes apresentaram mesma ordem de grandeza. Desta forma, a incerteza expandida $U(\dot{m})$ para um nível da confiança de 95 % foi calculada utilizando um fator de abrangência $k_{0,95} = 1,65$ quando a componente associada com a incerteza da medição da vazão padrão era notadamente maior que a soma das demais. Para os demais pontos de calibração, o fator de abrangência adotado foi o coeficiente $t_{0,95}(v_{eff})$ da distribuição de Student, com os graus de liberdade efetivos v_{eff} calculados pela Equação 3.6.

A incerteza padrão combinada $u_c(\dot{m})$ apresentou uma grande variação para os diferentes valores de vazão. Desta forma, resolveu-se utilizar a incerteza padrão combinada relativa $u_c(\dot{m})/\dot{m} = 0,15 \%$ e a incerteza expandida relativa $U(\dot{m})/\dot{m} = 0,25 \%$, calculados respectivamente pela média aritmética das incertezas padrão combinadas relativas e incertezas expandidas relativas de todos os pontos de calibração.

O Apêndice II apresenta todos as informações pertinentes a calibração do transdutor de fluxo de massa.

Como se pode verificar nos dados apresentados no Apêndice II, a indicação do fluxímetro apresentou apenas pequenos desvios dentro do previsto pelo fabricante, exceto para a vazão de 5,23 kg/h, onde o erro foi ligeiramente superior ao previsto. Assim, levando em conta ainda a dificuldade de realizar uma calibração para a medição da densidade, optou-se por utilizar a indicação original do fluxímetro, a qual é dada por,

$$\rho = 779,61 + 125,50 V \quad (3.15)$$

onde,

ρ – densidade (kg/m³)

V – sinal de saída do transdutor (V)

3.6- MEDIÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DOS TUBOS

3.6.1- Introdução

A análise do escoamento da mistura óleo e refrigerante necessita primordialmente das condições do escoamento, tais como vazão e distribuições de pressão e temperatura, e das propriedades da mistura, como solubilidade, densidade e viscosidade.

Além destes dados, e de igual relevância, necessita-se também de informações a respeito da geometria dos tubos da seção de testes, quais sejam: diâmetro interno e localização das tomadas de pressão e das medições de temperatura ao longo do tubo.

Serão apresentados neste item os procedimentos utilizados para a medição destas grandezas, os resultados obtidos e suas respectivas incertezas de medição.

3.6.2- Medição do diâmetro interno do tubo Bundy e do tubo de vidro

Os diâmetros internos dos tubos da seção de teste foram medidos por dois métodos diferentes. O primeiro consistiu na medição através de um microscópio eletrônico de varredura da marca Philips, modelo XL 30. No segundo método utilizou-se uma máquina de medição por coordenadas da marca Zeiss, modelo ZMC 550.

Para a medição com o microscópio eletrônico foram cortadas diversas amostras do tubo Bundy e do tubo de vidro com cerca de 6 mm de comprimento, utilizando para isto uma cortadora metalográfica de precisão com disco de corte diamantado. Devido à necessidade de polir as amostras e aos requisitos de fixação do microscópio, as amostras foram embutidas por

dois processos: em baquelite, a quente, e em resina acrílica, onde o aumento de temperatura é pequeno.

Para se garantir que durante o processo de embutimento os eixos das amostras ficassem perpendiculares à superfície que seria preparada para a medição, todas as amostras foram colocadas previamente em furos feitos em uma pequena peça de acrílico com uma furadeira de bancada com mesa retificada. A Figura 3.11 apresenta um desenho esquemático das amostras do tubo Bundy embutidas, indicando a peça de acrílico utilizada.

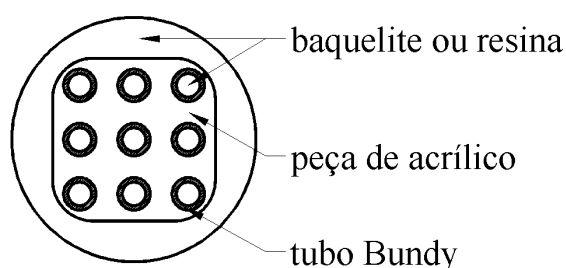


Figura 3.11- Desenho esquemático de amostras do tubo Bundy embutidas

As amostras do tubo Bundy foram embutidas em conjuntos de nove peças, conforme mostrado na Figura 3.11, e as de vidro em conjuntos de quatro, para se obter o maior número possível de medições por embutimento. Assim, foram preparados três conjuntos de amostras do tubo Bundy embutidos a quente e um conjunto a frio, e um conjunto de amostras do tubo de vidro embutido a frio. Não se obteve sucesso no embutimento a quente do tubo de vidro, pois, como neste processo a pressão é elevada a aproximadamente 200 bar e as amostras são submetidas a um aquecimento a temperaturas elevadas e logo em seguida a um resfriamento rápido, as amostras ficaram estilhaçadas, impossibilitando a medição.

Depois de embutidas as amostras foram lixadas em uma lixadeira metalográfica, em seqüência de lixas com granulometrias adequadas, e em seguida polidas em politriz metalográfica com alumina ou pasta de diamante. Tomou-se sempre o cuidado de não formar planos para não interferir na perpendicularidade da amostra.

Depois de obter o grau necessário de polimento, as amostras receberam um filme de ouro na superfície a ser observada e foram então levadas ao microscópio, onde foram registradas as imagens com ampliação de vinte vezes. Utilizou-se a opção de máximo contraste possível ao gravar as imagens para facilitar o seu tratamento. Na Figura 3.12 pode-se observar as imagens de uma amostra do tubo bundy embutida a quente (a) e uma a frio (b), e uma do tubo de vidro a frio (c).

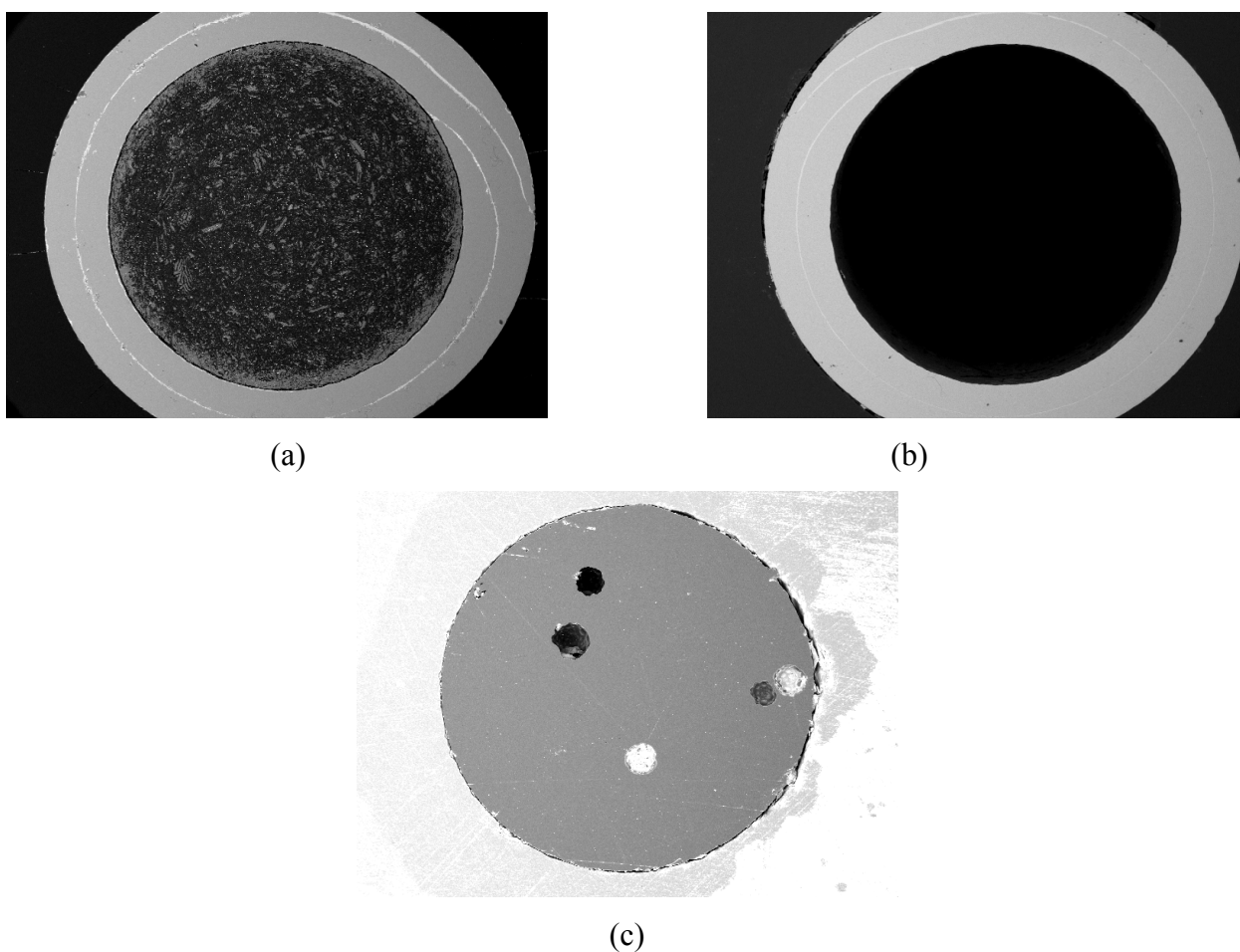


Figura 3.12- Imagens registradas pelo microscópio eletrônico;
(a) tubo Bundy embutido a quente, (b) tubo Bundy embutido a frio, (c) tubo de vidro embutido a frio

As imagens foram então processadas por um software de análise de imagens fornecido com o microscópio. O processamento consistiu em binarizar a imagem de forma que a área interna do tubo ficasse com uma única cor e o tubo com outra. Um cuidado especial foi dedicado às regiões de fronteira entre a parte interna do tubo e o material de embutimento. A presença de rebarbas e a eventual falta de definição da fronteira obrigaram a ampliação da

imagem e a correção manual de cada região de fronteira, principalmente nas imagens das amostras do tubo de vidro, pois, conforme se verifica na Figura 3.12c, a parede interna do tubo teve pequenas porções de material arrancadas provavelmente durante o processo de lixamento, devido à fragilidade do vidro.

Uma vez binarizada a imagem, bastava indicar ao software a região interna do tubo e ele fornecia diversas informações como área, perímetro, circularidade, diâmetro equivalente e diâmetros máximo, mínimo e médio, estes últimos medidos em toda a circunferência com passo de 15°.

O valor utilizado como resultado de medição foi a média aritmética dos diâmetros equivalentes. O diâmetro equivalente é definido como o diâmetro de um círculo perfeito com a mesma área que foi medida, sendo, então, dado pela seguinte equação,

$$d_e = 2 \sqrt{\frac{A}{\pi}} \quad (3.16)$$

onde,

d_e – diâmetro equivalente

A – área medida

A incerteza padrão da medição do diâmetro $u(d_e)$ foi calculada pela Equação 3.1, considerando, portanto, apenas a dispersão da medição. Em princípio adotou-se que a incerteza do microscópio eletrônico é desprezível e que todos os cuidados possíveis na preparação da amostra foram tomados e que nenhum erro e nenhuma fonte de incerteza foram adicionados nesta etapa. A incerteza expandida $U(d_e)$ foi determinada para um nível da confiança $p = 95 \%$, utilizando o coeficiente $t_{0,95}(v)$ da distribuição de Student como fator de abrangência $k_{0,95}$.

A Tabela 3.2 apresenta os diâmetros dos tubos Bundy e de vidro, as incertezas padrão e expandidas e o grau de liberdade para as amostras embutidas a quente (q) e frio (f).

Tabela 3.2- Resultados da medição de diâmetro com o microscópio eletrônico de varredura

Tubo	Embutimento	d_e (mm)	$u(d_e)$ (μm)	$U(d_e)$ (μm)	ν
Bundy	quente	3,103	3,6	7,4	26
	frio	3,068	2,8	6,5	8
vidro	frio	3,254	6,1	19,5	3

Embora as incertezas apresentadas na Tabela 3.2 sejam pequenas, os valores do diâmetro do tubo Bundy foram muito maiores que o esperado, uma vez que o diâmetro calculado a partir de um ensaio com escoamento de óleo SUNISO 1GS puro havia sido de 2,861 mm. Este ensaio é apresentado detalhadamente no Capítulo 5.

Ainda o fato da diferença entre o resultado da medição das amostras embutidas a quente e a frio (35 μm) ser significativamente maior que a combinação das incertezas de ambos, indica que o processo de embutimento tem influência sobre os resultados. De fato, segundo Kogan *et al.* (1985), a preparação dos tubos para medição por métodos óticos pode alterar suas dimensões.

O processo de preparação das amostras envolve diversas etapas, tornando difícil o rastreamento da fonte de erro. A grande diferença entre os valores encontrados e o esperado leva a crer que também exista algum problema com o processo de medição, provavelmente em relação aos valores de ampliação do microscópio, uma vez que diversas medições no microscópio foram realizadas e concordaram com os valores obtidos após o processamento das imagens, excluindo a hipótese de erro no tratamento. Devido à complexidade destes fatores, considerou-se inviável corrigir as medições realizadas no microscópio, optando-se por desprezá-las e buscar um novo método de medição.

O método alternativo consistiu na utilização de uma máquina de medição por coordenadas. Diferente do microscópio, esta máquina tem funções unicamente metrológicas e é bastante confiável, sendo ainda calibrada anualmente. Sua faixa de medição de diâmetro interno tem limite inferior de 2 mm e sua incerteza de medição é de 2 μm , o que a qualifica para a aplicação desejada.

Para a medição pela máquina de coordenadas foram cortadas seis amostras do tubo Bundy e dez amostras do tubo de vidro, todas com aproximadamente 6 mm. O corte foi feito com o mesmo equipamento usado para as amostras medidas com o microscópio.

Depois de cortadas, as amostras foram limpas em um aparelho de limpeza por ultra-som e tiveram suas rebarbas cuidadosamente retiradas com uma lâmina fina, finalizando, assim, a etapa de preparação das amostras.

Para o processo de medição, as amostras foram presas em um dispositivo com pinças, sendo que este dispositivo era magneticamente fixado na mesa da máquina de coordenadas, de forma que as amostras ficaram absolutamente imobilizadas durante a medição.

Na medição, o apalpador da máquina de coordenadas era inicialmente colocado no interior do tubo por controles manuais. Depois, seguindo uma rotina de programação já existente, a máquina definia o eixo do tubo através da leitura de oito pontos de sua superfície interna e realizava duas medições de diâmetro em seções transversais diferentes. A medição do diâmetro consistia na aquisição de quatro pontos na mesma seção transversal. O diâmetro medido corresponde à circunferência que melhor se ajusta aos quatro pontos lidos, e a máquina informa também os desvios máximos e mínimos dos pontos medidos a esta circunferência, o que indica o erro de circularidade.

O resultado de medição foi tomado como a média aritmética das medições individuais e a incerteza padrão $u(d)$ foi calculada pela Equação 3.3, considerando a dispersão dada pelo desvio padrão da Equação 3.1 e a incerteza da máquina de medição. Utilizou-se o coeficiente $t_{0,95}(v)$ da distribuição de Student como fator de abrangência para o cálculo da incerteza expandida $U(d)$ com um nível da confiança $p = 95 \%$.

Os diâmetros dos tubos Bundy e de vidro medidos pela máquina de coordenadas e suas incertezas são apresentadas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3- Resultados da medição de diâmetro com a máquina de medição por coordenadas

Tubo	d (mm)	$u(d)$ (μm)	$U(d)$ (μm)	ν
Bundy	2,857	6,3	13,8	11
vidro	3,028	2,4	4,9	19

Conforme mencionado anteriormente, a medição com a máquina de coordenadas mostrou-se muito mais confiável que a medição com o microscópio. Note-se ainda a ótima concordância do valor medido do diâmetro do tubo Bundy em comparação com o obtido no ensaio com óleo puro (2,861 mm). Assim, os valores de diâmetro interno dos tubos Bundy e de vidro utilizados no restante do trabalho são os apresentados na Tabela 3.3.

3.6.3- Medição da posição das tomadas de pressão e dos termopares ao longo do tubo Bundy

A medição das posições das tomadas de pressão e dos termopares foi realizada com o tubo Bundy montado na bancada, de forma que ele se encontrava tensionado, o que garantia sua retilinidade.

Inicialmente a medição foi efetuada utilizando uma régua de aço com escala de 0 a 1 m e resolução de 0,5 mm. As distâncias entre as tomadas de pressão sucessivas foram medidas e as posições determinadas adicionando-se as medições do ponto em questão com as anteriores. As posições das medições de temperatura foram medidas da mesma forma, e a distância entre o primeiro ponto de medição de temperatura e a primeira tomada de pressão também foi medida. Para evitar que houvesse acúmulo de erros e, portanto de incertezas, uma verificação posterior com uma trena com resolução de 1,0 mm foi realizada, na qual o início da trena era mantido fixo na primeira tomada de pressão e as posições das medições de pressão e temperatura anotadas.

Como o comprimento do tubo Bundy não é importante para o presente estudo, as medições foram realizadas tendo como referência a primeira tomada de pressão, cuja posição foi atribuída como zero, tanto para as tomadas de pressão quanto para os termopares.

Quando a medição das posições das tomadas de pressão foi realizada, a câmara, representada na Figura 3.2 pelo item 2, já havia sido montada. Assim, a medição foi feita considerando que as tomadas de pressão estão posicionadas no ponto central das câmaras.

A incerteza padrão da medição das posições das tomadas de pressão foi calculada pela Equação 3.3, considerando duas componentes. A primeira foi a resolução de 1,0 mm da trena, com desvio padrão dado pela Equação 3.8. A segunda componente surge devido ao fato de que não se conhecer exatamente a posição da tomada de pressão no interior da câmara. Como a câmara foi construída a partir de um tubo de cobre de $\frac{1}{4}$ " , o seu diâmetro interno é de aproximadamente 4,5 mm. Considerou-se, para o cálculo desta componente da incerteza, que a sua posição no interior da câmara é descrita por uma distribuição de probabilidade normal, visto que se procurou instalar a câmara de forma que a tomada de pressão ficasse no centro do tubo; é natural portanto que a probabilidade de se encontrar a tomada nesta posição seja maior que fora dela. Assim, supondo que os limites definidos por $\pm 2,25$ mm do centro do tubo de $\frac{1}{4}$ " apresentam uma probabilidade de 99 % de conter a tomada de pressão, calcula-se o desvio padrão dividindo-se a meia largura do intervalo pelo fator de abrangência $k_{0,99} = 2,576$, da distribuição normal. Este desvio padrão é a segunda componente utilizada na Equação 3.3.

Portanto, a incerteza padrão da medição da localização das tomadas de pressão foi de 0,9 mm, e a incerteza expandida para um nível da confiança de 95 % calculada com $k_{0,95} = 1,96$, foi de 1,8 mm. Na Tabela 3.4 encontram-se os valores medidos para estas posições.

Como a medição das posições dos termopares não apresentou dificuldade semelhante à das tomadas de pressão, sua incerteza padrão foi calculada simplesmente pela Equação 3.8, em função da resolução de 1,0 mm da trena. Assim, o seu valor foi de 0,3 mm, e a incerteza expandida para um nível da confiança de 95 %, obtida com $k_{0,95} = 1,65$ da distribuição de probabilidade retangular, foi de 0,5 mm. Os valores medidos para as posições dos termopares são apresentados na Tabela 3.5.

Tabela 3.4- Posições das tomadas de pressão

Transdutor	Posição (m)
TP12	0,000
TP11	0,275
TP10	0,815
TP09	1,355
TP08	1,900
TP07	2,448
TP06	2,988
TP05	3,533
TP04	4,075
TP03	4,620
TP02	4,895
TP01	5,168

Tabela 3.5- Posições dos termopares

Termopar	Posição (m)
Tpar12	0,132
Tpar11	0,540
Tpar10	1,083
Tpar09	1,632
Tpar08	2,178
Tpar07	2,606
Tpar06	3,207
Tpar05	3,815
Tpar04	4,265
Tpar03	4,761
Tpar02	5,043
Tpar01	5,112

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4.1- INTRODUÇÃO

Neste trabalho foram tomados todos os cuidados necessários, tanto para a boa qualidade dos resultados, quanto para uma correta utilização dos equipamentos envolvidos. Reflexo disto, os procedimentos experimentais utilizados demonstram o rigor e a preocupação em se obter resultados confiáveis.

Assim, neste capítulo são apresentados todos os procedimentos referentes à bancada experimental e à realização dos ensaios. Para maior clareza, os procedimentos referentes aos ensaios são divididos em procedimentos para a preparação e procedimentos para a realização dos ensaios. Os procedimentos referentes à bancada, mas que não são diretamente relacionados aos ensaios, são: o procedimento de carga da bancada, o procedimento de retorno do óleo e do refrigerante, e o procedimento de retirada destes da bancada.

4.2- PROCEDIMENTO DE PREPARAÇÃO DA BANCADA PARA A REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS

O procedimento de preparação da bancada para a realização de um ensaio consiste em estabelecer as pressões programadas nos reservatórios e em produzir uma mistura em equilíbrio no vaso VAP.

Inicialmente é feito vácuo no reservatório RBP utilizando o compressor COMP, de forma que o refrigerante retirado dele não é descartado. Em seguida a pressão no vaso VBP é ajustada para um valor ligeiramente inferior ao desejado no ensaio. Conforme será descrito na seqüência, no decorrer do processo de saturação uma certa quantidade de refrigerante será devolvida a este vaso. Assim, pode-se utilizar parte do refrigerante do vaso VBP no processo de saturação e ajustar a sua pressão ao final de todo o processo. Isto é interessante principalmente quando a condição de saturação no vaso VAP exigir uma quantidade de refrigerante próxima à máxima disponível.

Como o processo de saturação é normalmente bastante demorado, os testes foram programados de uma forma tal que ensaios consecutivos apresentassem pouca variação de solubilidade, minimizando assim o tempo gasto na saturação. Desta forma, uma seqüência de ensaios se inicia com todo o óleo no interior do vaso VAP e o retorno do óleo só é feito depois que todo o óleo do vaso VAP tenha sido utilizado, pois o retorno do óleo entre dois ensaios perturba completamente o equilíbrio, dificultando o próximo processo de saturação. Adicionalmente, os ensaios foram realizados com a maior quantidade de óleo possível no vaso VAP para as condições específicas de cada ensaio, com a intenção de obter o maior volume possível de mistura líquida e assim poder utilizar o transdutor de nível sempre que possível. Devido a esta programação, o processo de saturação sempre partiu de uma condição de menor para uma condição de maior solubilidade, pois após cada ensaio havia uma quantidade maior de refrigerante na fase vapor disponível, possibilitando a realização do próximo ensaio com uma pressão maior e, conseqüentemente, com uma solubilidade maior. Isto significa que a mistura deve absorver refrigerante para atingir a saturação. Porém, o processo de absorção é extremamente lento, o que torna difícil determinar o momento correto em que se pode afirmar que a mistura está saturada. Assim, adotou-se como procedimento a produção de misturas com uma fração mássica superior a desejada para posteriormente provocar uma liberação de refrigerante até que a mistura atinja a saturação nas condições do ensaio. Como a liberação de gás ocorre quase instantaneamente, uma vez que existam sítios de nucleação e energia de ativação disponíveis, pode-se determinar quando a mistura está saturada e assim evitar que uma falsa condição de saturação seja admitida.

Portanto, a saturação da mistura líquida no vaso VAP se inicia por um processo de absorção de refrigerante na temperatura programada e 100 mbar acima da pressão de teste. Desta forma se garante que a fração mássica de refrigerante ultrapasse o valor desejado. A saturação é facilitada promovendo-se a circulação de refrigerante no VAP, uma vez que o agitador não atinge a fase líquida. Para tanto, utiliza-se o compressor para succionar refrigerante da parte superior do vaso e descarregá-lo na parte inferior para que ocorra contato direto com a mistura líquida. O refrigerante injetado na parte inferior do VAP também promove uma movimentação na mistura líquida, facilitando sua homogeneização.

Durante este processo de saturação por absorção o refrigerante passa pelos dois trocadores de calor para retirar a energia recebida no compressor e a liberada durante a absorção de refrigerante pelo óleo. O controle da temperatura nesta etapa é efetuado através de uma restrição imposta por uma válvula de bloqueio conectada na ramificação da linha de retorno de refrigerante para a linha de saída do vaso VAP. Embora este não seja um controle muito eficiente, consegue-se conduzir a temperatura da mistura no vaso VAP até os valores desejados e mantê-los aproximadamente constante no decorrer do processo de saturação. Com a instalação do fluxímetro FLUX este processo foi facilitado, pois se passou a conhecer a temperatura com que o refrigerante retorna ao vaso VAP, visto que o refrigerante passa pelo fluxímetro logo depois de sofrer a expansão imposta pela restrição na válvula de bloqueio.

O controle da pressão na fase da saturação é realizado através da válvula automática VA1. Conforme a mistura líquida absorve o refrigerante, a pressão do VAP tende a cair, ativando VA1, o que permite o fornecimento de refrigerante do RAP para o VAP. Este processo é mantido até que a pressão no VAP se estabilize. Com a pressão e a temperatura estabilizadas, considera-se que a saturação foi atingida. Dependendo da diferença do estado inicial para o desejado na saturação, o processo pode levar de uma a seis horas.

Conforme mencionado anteriormente, o processo de absorção é muito mais lento do que o processo de liberação de refrigerante pelo líquido. Assim, depois da saturação por absorção ter sido atingida, a pressão no VAP é rapidamente reduzida em 100 mbar, promovendo o desprendimento de refrigerante, com a intenção de buscar um novo estado de saturação pela liberação de refrigerante, de forma que se possa garantir com segurança que a saturação foi realmente estabelecida. Deve-se notar que não é necessário que a saturação por absorção seja

realmente atingida. Basta que se atinja uma fração mássica de refrigerante superior à solubilidade nas condições nas quais o ensaio será realizado.

Esta redução de 100 mbar na pressão do vaso VAP é obtida através da abertura da válvula de bloqueio que liga a linha de retorno do óleo à linha de retorno do refrigerante, com o compressor desligado, de forma que o refrigerante na forma de vapor escoo da parte superior do vaso VAP para o vaso VBP. Depois de reduzida a pressão, a mistura é deixada em repouso para que o processo de desprendimento ocorra livremente até que o equilíbrio termodinâmico seja atingido. A pressão do vaso VAP é mantida constante retirando-se refrigerante do mesmo toda vez que a pressão aumenta. Este novo estado de saturação é observado quando a pressão para de se elevar devido ao desprendimento de refrigerante, o que geralmente leva de 30 a 45 minutos. Porém, a bancada é deixada em repouso sempre de uma a duas horas para garantir equilíbrio completo.

Uma vez que o processo de saturação tenha sido concluído, a pressão do vaso VBP é ajustada acrescentando-se refrigerante proveniente do reservatório RAP, ou retirando-se refrigerante e enviando-o ao RAP com o auxílio do compressor, conforme a necessidade. Desta forma, com as pressões nos reservatórios estabelecidas nos valores programados e com a mistura líquida saturada e em equilíbrio no vaso VAP, conclui-se o procedimento de preparação da bancada para a realização de um determinado ensaio.

A temperatura da sala é mantida constante pelo condicionador de ar em valores sempre próximos à temperatura desejada para o ensaio, tanto durante esta fase de preparação dos ensaios quanto durante a realização dos mesmos. Isto é importante para impedir trocas de calor entre a mistura do vaso VAP e o ambiente, evitando que a condição de equilíbrio seja quebrada. Uma vez que a seção de testes não é isolada, a temperatura ambiente próxima à de saturação da mistura também minimiza as trocas térmicas entre os tubos desta e o ambiente, minimizando a influência do ambiente no escoamento.

4.3- PROCEDIMENTO PARA REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS

Após o equilíbrio e o estabelecimento das pressões, as válvulas da seção de testes são arranjadas para permitir que a mistura escoe ou pelo tubo Bundy ou pelo tubo de vidro. O compressor fica ligado succionando do reservatório RBP e descarregando no RAP, para garantir que a diferença de pressão entre estes reservatórios e os vasos VBP e VAP, respectivamente, sejam suficientes para manter as pressões do VAP e do VBP constantes o ensaio (ver item 3.2). A aquisição de dados é iniciada cinco minutos depois da abertura das válvulas, tempo suficiente para que as pressões e temperaturas da seção de teste se estabilizem. A temperatura ambiente é periodicamente registrada, medida através de um termômetro padrão de coluna de mercúrio.

Os ensaios foram divididos em ensaios de longa e de curta duração. Os ensaios de longa duração foram realizados mantendo-se o escoamento em regime permanente por no mínimo três horas, com a intenção de poder utilizar o transdutor de nível para medir a vazão. Nestes ensaios a gravação dos dados em arquivo foi realizada em intervalos de dois segundos. Os ensaios de curta duração foram realizados durante 20 minutos, uma vez que o transdutor de nível não mais atingia a fase líquida. Neste caso a aquisição de dados foi realizada em intervalos de aproximadamente 0,3 segundo, frequência máxima atingida pelo sistema de aquisição de dados, de forma a registrar as flutuação de pressão e temperatura da melhor forma possível.

Depois de concluído um ensaio, outro pode ser realizado logo em seguida desde que a mesmas condições do ensaio anterior no vaso VAP sejam mantidas, ou pode-se preparar a mistura para outras condições, o que implica em reiniciar o processo de saturação.

A fração mássica de refrigerante na mistura líquida foi medida com o auxílio do dispositivo apresentado no Apêndice IV, nos últimos ensaios realizados. Quando apenas um ensaio de longa duração era realizado, fazia-se uma medição antes e outra após o ensaio. Quando diversos ensaios eram realizados durante o dia, na mesma condição de saturação, eram realizadas três medições, uma antes e outra após a seqüência, e uma outra entre ensaios. Verificou-se que não havia grande variação entre as medições.

Na medição da solubilidade, inicialmente fazia-se vácuo no dispositivo e registrava-se sua massa em vazio. Em seguida uma amostra da fase líquida proveniente do vaso VAP era coletada com a utilização do dispositivo através da válvula de serviço existente logo após a saída inferior do vaso, quando então se registrava a massa do dispositivo com a mistura óleo e refrigerante. Posteriormente o dispositivo era evacuado até a pressão de 0,04 mbar e sua massa novamente medida. Este último vácuo era realizado cuidadosamente para evitar que o óleo fosse arrastado junto com o refrigerante, visto que sempre ocorria violenta formação de espuma. Com estas três massas, a solubilidade da mistura era determinada.

4.4- PROCEDIMENTO UTILIZADO PARA A CARGA DA BANCADA

Antes do fluido refrigerante e do óleo lubrificante serem introduzidos na bancada, toda ela foi limpa com fluido refrigerante R11 para remover toda e qualquer impureza. No caso dos vasos VAP e VBP, aproveitou-se as bocas de inspeção para introduzir o R11 e escovar o seu interior. As tubulações foram limpas introduzindo o R11 por válvulas de serviço e forçando sua saída por outras válvulas ou tubulações, através da injeção de nitrogênio.

Após a limpeza, 180 litros de óleo SUNISO 1GS foram introduzidos no vaso VAP com toda a bancada em vácuo de 0,03 mbar. Neste procedimento, a bomba de óleo foi conectada a um tubo de cobre colocado no interior do tambor de óleo. Desta forma a bomba succionava o óleo do tambor e o descarregava diretamente no vaso VAP. A temperatura do óleo no vaso VAP foi então elevada até aproximadamente 60 °C para ajudar a remover a umidade e as impurezas dissolvidas no óleo, enquanto o vaso era novamente evacuado.

Alguns ensaios foram realizados com a bancada carregada apenas com o óleo lubrificante, utilizando nitrogênio para pressurizar a bancada e estabelecer as diferenças de pressão necessárias. Estes ensaios são apresentados no Capítulo 5.

Na seqüência 60 kg de refrigerante R12 foram acrescentados à bancada. O nitrogênio foi completamente removido fazendo-se novo vácuo em toda a bancada, e o R12 foi introduzido na forma líquida, uma parte no vaso VAP e outra no reservatório RAP, aproveitando-se o vácuo existente nestes para manter um gradiente de pressão entre o cilindro de R12 e os reservatórios, de forma a se conseguir esvaziar completamente o cilindro.

4.5- PROCEDIMENTO PARA RETORNO DO REFRIGERANTE E DO ÓLEO

Os ensaios foram programados para serem realizados até que a mistura do vaso VAP acabasse. Quando isto ocorre, toda a mistura é conduzida novamente ao vaso VAP.

Para se conduzir o óleo de volta ao vaso VAP é necessário colocá-lo em uma condição afastada da saturação, caso contrário ocorre cavitação na bomba de óleo. Para tanto, passa-se rapidamente todo o refrigerante da bancada para o vaso VBP de forma que a pressão se eleve e não haja tempo para que a mistura chegue ao equilíbrio. Assim, a solubilidade da mistura na pressão da câmara de sucção da bomba de óleo é maior que a fração mássica de refrigerante efetivamente existente na mistura, de forma que não ocorre liberação de refrigerante devido ao gradiente de pressão imposto pela bomba. Eventualmente se faz necessário aquecer o óleo no vaso VBP antes de elevar a pressão, com intuito de diminuir a fração mássica de refrigerante na mistura e para se obter a quantidade de refrigerante necessária para o processo.

O transporte do refrigerante é feito utilizando o compressor para succionar o refrigerante do vaso VBP para o VAP ou para o RAP, conforme a necessidade.

4.6- PROCEDIMENTO UTILIZADO PARA RETIRAR O REFRIGERANTE E O ÓLEO DA BANCADA

Para se retirar o refrigerante, todo o óleo foi conduzido ao vaso VBP e o refrigerante foi concentrado no VAP. Para se retirar o refrigerante do óleo o sistema de controle foi programado para manter a temperatura do óleo em 50 °C, utilizando a resistência RVBP, enquanto o compressor succionava continuamente do vaso VBP e descarregava no VAP. Esta condição foi mantida por aproximadamente 30 horas. Nos demais vasos o refrigerante foi retirado ajustando as válvulas para que o compressor succionasse deles e descarregasse no VAP. Com todo o refrigerante concentrado no VAP, retirou-se inicialmente o refrigerante líquido conectando-se o cilindro de R12 em vácuo à válvula de serviço existente próximo à saída inferior do VAP. Após a equalização das pressões, o refrigerante foi retirado conectando-se o compressor na parte superior do vaso VAP, e o cilindro após o trocador TC1. Desta forma o trocador TC1 atuava como um condensador, permitindo assim o recolhimento do refrigerante na forma líquida, sem aumento de pressão no cilindro.

O óleo foi retirado da bancada conectando-se a descarga da bomba de óleo ao tambor de armazenamento. Assim, a bomba succionava o óleo do vaso VBP e o descarregava diretamente no tambor.

5.1- INTRODUÇÃO

Foram realizados 115 ensaios, dos quais três foram realizados com óleo SUNISO 1GS puro e o restante com a mistura fluido refrigerante R12 e óleo SUNISO 1GS. Destes ensaios com a mistura, 6 foram realizados antes da instalação dos termopares no tubo Bundy, 78 com termopares distribuídos ao longo do tubo Bundy, mas sem o fluxímetro e 28 com os termopares e com o fluxímetro. A pressão de saturação foi variada de 2,190 a 4,584 bar com a temperatura sempre em torno de 20 °C a fim de minimizar a influência desta variável. Como resultado, a faixa de fração mássica de refrigerante obtida foi de 0,172 a 0,494 (massa de refrigerante/massa da mistura). Alterando-se a pressão no vaso VBP obteve-se ensaios com diferenças de pressão de 0,547 a 3,513 bar, resultando em vazões mássicas em torno de 8,32 a 42,71 kg/h.

Neste capítulo apresentam-se inicialmente alguns resultados obtidos com escoamento de óleo puro, cujo intuito foi de verificar o adequado funcionamento do aparato experimental. Em seguida alguns ensaios típicos do escoamento da mistura óleo e refrigerante serão explorados. Ao final alguns resultados de visualização do escoamento serão também apresentados.

Apesar de uma grande faixa de fração mássica ter sido abrangida, apenas os ensaios com fração mássica de até 0,249 (massa de refrigerante/massa de mistura) serão apresentados neste capítulo. Na maioria dos ensaios não se dispunha de um instrumento adequado para a medição da vazão mássica, de maneira que a vazão foi estimada a partir da queda de pressão no início do tubo. Ao final do trabalho verificou-se que a partir de determinada fração mássica esta estimativa de vazão apresentava-se incoerente, de forma que se optou por

apresentar os resultados referentes apenas à faixa de fração mássica na qual a estimativa da vazão mostrou-se aceitável. O Apêndice III detalha a metodologia utilizada na estimativa da vazão mássica e apresenta resultados comparativos da estimativa com os resultados obtidos com o transdutor de nível e com o fluxímetro, indicando prováveis causas da divergência. Deve-se notar que a divergência na estimativa da vazão mássica não invalida de forma alguma os resultados obtidos. Conforme será mostrado posteriormente, as análises realizadas não dependem da vazão, embora esta seja um parâmetro de caracterização do escoamento. Por este motivo os resultados com frações mássicas mais elevadas somente serão plenamente explorados depois de perfeitamente identificada e corrigida a fonte da divergência.

5.2- RESULTADOS DISTRIBUÍDOS AO LONGO DO TUBO

BUNDY

5.2.1- Validação da bancada experimental: escoamento de óleo puro

Antes de iniciar os ensaios com refrigerante R12 e óleo mineral, alguns ensaios foram realizados com óleo lubrificante SUNISO 1GS puro, utilizando nitrogênio para pressurizar os vasos e reservatórios. Estes ensaios foram realizados para avaliar o desempenho da bancada experimental, em especial o funcionamento da instrumentação, do sistema de aquisição de dados e controle e a influência das tomadas de pressão nas medições.

Uma distribuição típica de pressão ao longo do tubo Bundy para um ensaio com óleo puro é apresentada na Figura 5.1. Como o escoamento é apenas de óleo puro, obtém-se uma queda de pressão com gradiente constante. A duração do ensaio foi de três horas e os pontos apresentados na figura representam uma média no tempo de todos os dados obtidos durante o ensaio. As duas pequenas barras horizontais em cada ponto experimental indicam os valores máximos e mínimos medidos em cada posição particular. Para este ensaio, as pressões na entrada e na saída do tubo foram respectivamente de 8,556 e 1,156 bar, e a temperatura do óleo foi mantida em 21,3 °C. A vazão mássica obtida através do transdutor de nível e da densidade do

óleo calculada pela Equação 2.5 foi de 34,57 kg/h, o que resultou em um número de Reynolds de 195,5. Este baixo valor explica porque o comprimento da região de entrada é tão pequeno e não é observado na Figura 5.1. A primeira tomada de pressão está localizada a 6,5 cm da entrada do tubo para registrar o escoamento completamente desenvolvido em regime permanente.

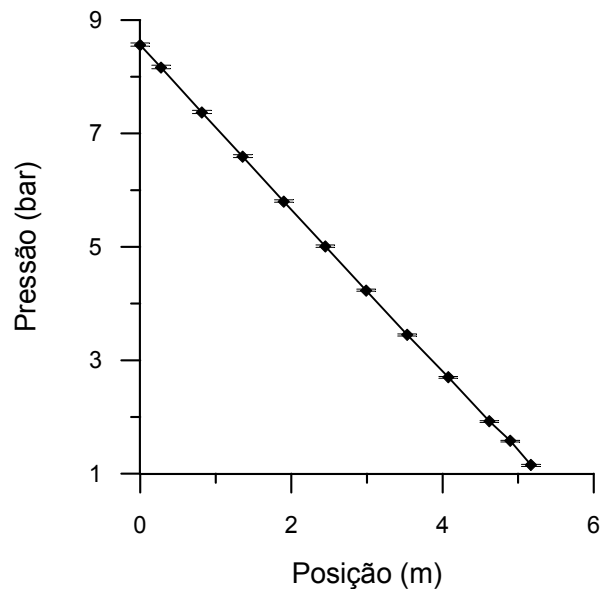


Figura 5.1- Distribuição de pressão para um escoamento de óleo puro

Através deste ensaio pôde-se verificar o adequado funcionamento da bancada. Os valores de pressão apresentaram-se perfeitamente coerentes, resultando em uma distribuição linear com coeficiente de determinação (R^2) de 0,999915, para um ajuste linear, conforme esperado para um escoamento de um fluido incompressível em duto horizontal, completamente desenvolvido e em regime permanente. Para tal escoamento a queda de pressão pode ser determinada através da seguinte equação (Fox *et al.*, 1995),

$$\frac{\Delta P}{L} = f \frac{8\dot{m}^2}{\rho\pi^2 D^5} \quad (5.1)$$

onde,

$\Delta P/L$ – inclinação da curva da distribuição de pressão em função da posição

f – fator de atrito

\dot{m} – vazão mássica

ρ – densidade do fluido

D – diâmetro do tubo

Calculando-se o fator de atrito f a partir da Equação 5.1 para os valores obtidos no ensaio mostrado na Figura 5.1 obtém-se o valor $64/Re$, como esperado para um escoamento laminar. Isto, associado com a ótima linearidade da distribuição de pressão obtida, é um indicativo de que as tomadas de pressão não perturbaram o escoamento.

A variação de pressão em cada posição e durante as três horas do ensaio nunca ultrapassou 60 mbar, significando que o controle da pressão nos vasos VAP e VBP é adequado, sendo capaz de garantir condições constantes dentro de pequenas faixas por longos períodos. Deve-se levar em consideração que o controle de pressão, neste caso, estava submetido a condições mais críticas que as observadas nos ensaios com refrigerante. Nos ensaios com óleo puro a diferença de pressão entre os reservatórios e os vasos é inicialmente estabelecida em valores elevados o suficiente para manter o controle durante toda a duração dos ensaios, enquanto que nos ensaios com refrigerante esta diferença normalmente pode ser bem menor, uma vez que o compressor succiona continuamente o refrigerante do reservatório RBP e o envia ao RAP, conforme descrito no item 3.2. Uma maior diferença de pressão entre os vasos e os reservatórios prejudica o controle devido ao tempo de fechamento das válvulas automáticas.

Utilizando a Equação 5.1 com os dados médios do escoamento e o fator de atrito $64/Re$ obtém-se um diâmetro do tubo, D , que apresenta uma diferença de apenas 0,14 % em relação ao valor medido pela máquina de coordenadas, apresentado no item 3.6.2. Realizando-se o cálculo para cada instante registrado durante as três horas de duração do ensaio, ou seja, para os perfis instantâneos, a diferença nunca ultrapassa 0,21 %. A concordância entre o valor medido e os calculados analiticamente confirma a maior precisão da medição pela máquina de medição por coordenadas em detrimento da medição efetuada pelo microscópio eletrônico, além de indicar que a vazão mássica não sofreu grande variação, uma vez que se utilizou a vazão média nos cálculos realizados para cada instante, de forma que as oscilações de pressão nos vasos devido ao controle não provocaram nenhuma perturbação no escoamento. A partir destes resultados, a utilização do transdutor de nível mostra-se adequada para a medição de vazão em longos períodos de tempo. Desta forma, a bancada foi considerada aferida e perfeitamente capaz de servir ao estudo que se propõe.

5.2.2- Escoamento da mistura óleo e refrigerante

Em todos os ensaios realizados, o escoamento da mistura óleo e refrigerante apresentou um alto nível de instabilidade, manifestada na forma de oscilações de pressão e temperatura. Estas oscilações podem ser observadas na Figura 5.2 que apresenta os resultados das medições do transdutor de pressão colocado na posição 4,895 m (TP02) e do termopar colocado na posição 4,265 (Tpar04) em função do tempo para toda a duração de um ensaio típico. O transdutor TP02 e o termopar Tpar04 foram os instrumentos que apresentaram oscilações com maiores amplitudes neste ensaio. Os demais termopares e transdutores de pressão do tubo Bundy não são mostrados na figura para não sobrecarregá-la, uma vez que o seu comportamento é semelhante ao dos TP02 e Tpar04, apenas com um nível de variação menor.

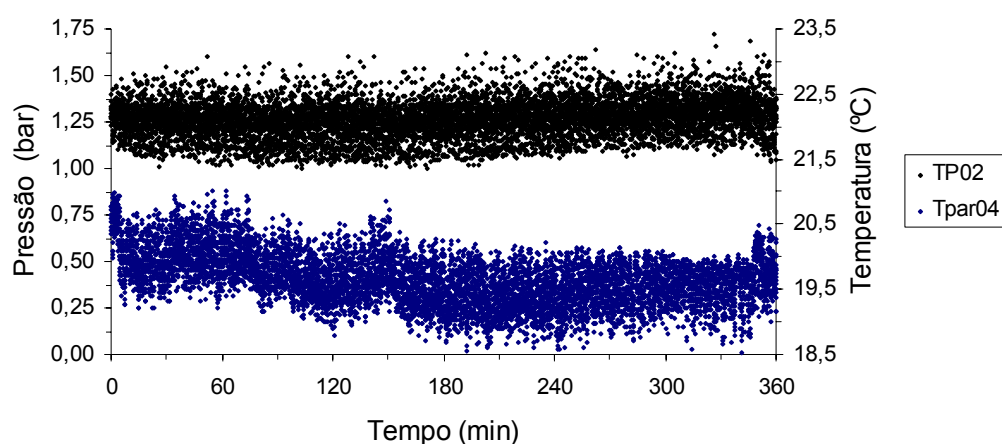


Figura 5.2- Resultado de medição do transdutor de pressão TP02 e do termopar Tpar04 para toda a duração de um ensaio típico de escoamento da mistura óleo e refrigerante

No ensaio representado na Figura 5.2 a pressão dos vasos VAP e VBP foi mantida em 2,558 e 0,499 bar, respectivamente, a temperatura da mistura líquida no interior do vaso VAP foi de 22,20 °C e a fração mássica de refrigerante no VAP foi de 0,193 (massa de refrigerante/massa de mistura). A duração deste ensaio foi de seis horas e o registro dos dados foi realizado com intervalos de dois segundos. A vazão mássica média estimada analiticamente pela queda de pressão nos quatro primeiros transdutores foi de 12,81 kg/h, diferindo em -1,50 % da vazão medida pelo transdutor de nível (13,00 kg/h), conforme mostrado no Apêndice III.

Diversas tentativas de eliminar as instabilidades que provocam as oscilações observadas na Figura 5.2 foram efetuadas, mas nenhuma obteve sucesso. Assim, a distribuição de propriedades ao longo do tubo Bundy são tomadas como a média aritmética dos valores medidos em cada instante, representando, portanto, o comportamento médio do escoamento ao longo do tempo.

Como se pode observar, além das oscilações em pequena escala de tempo, existiram variações das medições em uma escala de tempo maior que a do período das oscilações, principalmente na medição da temperatura. Estas variações são provavelmente provocadas pela variação da temperatura no vaso VAP, uma vez que este vaso não é termicamente isolado. O tubo Bundy também não é termicamente isolado e a troca de calor por convecção natural com o ambiente pode provocar alterações na temperatura do fluido. Este problema foi contornado procedendo-se a seleção de trechos suficientemente longos onde as variações fossem menores. Assim, no caso do ensaio apresentado na Figura 5.2, selecionou-se o trecho compreendido entre os instantes 235,72 e 346,17 minutos. A Figura 5.3 apresenta a variação das medições para o trecho citado. A linha vermelha indica o valor médio da medição para este intervalo, mostrando que praticamente apenas as variações de pequena escala de tempo devido à instabilidade permanecem atuantes. Deve-se notar que o trecho selecionado corresponde a um intervalo de tempo de uma hora e cinquenta minutos, sendo mais do que o necessário para o estudo que se propõe.

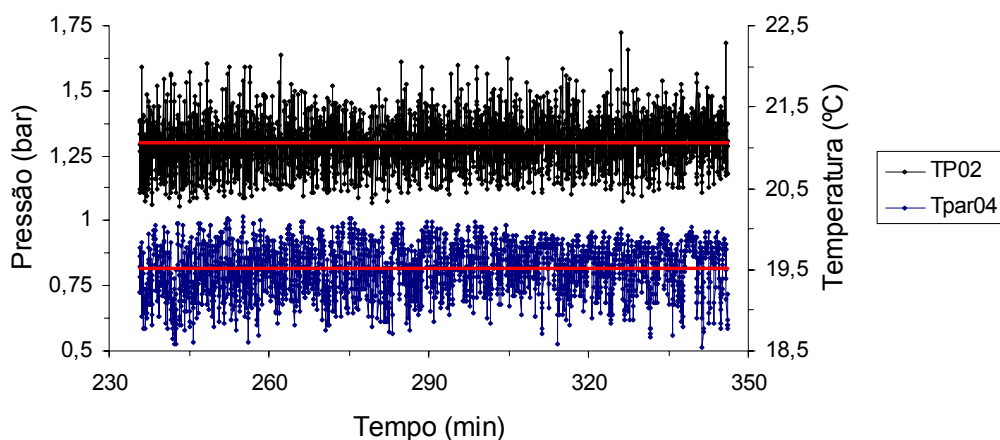


Figura 5.3- Resultado de medição do transdutor de pressão TP02 e do termopar Tpar04 para o trecho selecionado do ensaio

Embora no ensaio apresentado as instabilidades do escoamento estivessem presentes em toda a duração do ensaio e com praticamente a mesma amplitude, eventualmente, em alguns ensaios percebe-se faixas de tempo no qual as instabilidades se manifestam com menor intensidade. Nestes casos o trecho mencionado é selecionado para as análises que se seguem. De uma forma geral trechos de no mínimo cinco minutos foram selecionados, principalmente nos ensaios de curta duração, mas na maioria dos ensaios as instabilidades se mantiveram constantes e a totalidade dos ensaios ou a maior parte deles foi utilizada, de forma que foram eliminadas apenas as variações de escala de tempo maior ou o início do ensaio, quando o tempo aguardado para iniciar a aquisição não era suficiente para que as pressões e temperaturas se estabilizassem.

O intervalo do ensaio mostrado na Figura 5.3 apresentou pressões na entrada e na saída do tubo Bundy respectivamente de 2,510 e 0,770 bar, e temperaturas na entrada e na saída respectivamente de 21,39 e 12,56 °C. A fração mássica de refrigerante na entrada do tubo foi de 0,193 (massa de refrigerante/massa de mistura) e a vazão mássica estimada pela queda de pressão nas quatro primeiras tomadas de pressão foi de 13,50 kg/h, correspondendo a um número de Reynolds de 275,1. As distribuições de pressão e temperatura ao longo do tubo para este trecho do ensaio são apresentadas nas Figuras 5.4 e 5.5, respectivamente. Como as amplitudes das oscilações são bastante elevadas, as incertezas de medição dos transdutores de pressão e dos termopares tornam-se insignificantes. Assim, as barras horizontais representadas na figura indicam os valores mínimos e máximos medidos em cada ponto, de forma que se pode avaliar as amplitudes das oscilações

Como pode ser observado na Figura 5.4, a distribuição de pressão apresenta uma parte linear até o oitavo ponto de medição, indicando que o escoamento monofásico prevalece neste trecho inicial onde a queda de pressão é provocada apenas pelo atrito. A presença de uma pequena quantidade de refrigerante na fase vapor não é suficiente para afastar o escoamento de um comportamento monofásico neste trecho. Em todos os ensaios observa-se a presença deste trecho de queda de pressão linear, cujo comprimento variou de acordo com as condições do ensaio. De uma forma geral, pode-se dizer que em todos os ensaios pelo menos até o quarto ponto de medição a queda de pressão foi linear, de forma que se adotou este trecho para a estimativa da vazão pela solução analítica para o escoamento monofásico, utilizando a equação 5.1, conforme detalhado no Apêndice III.

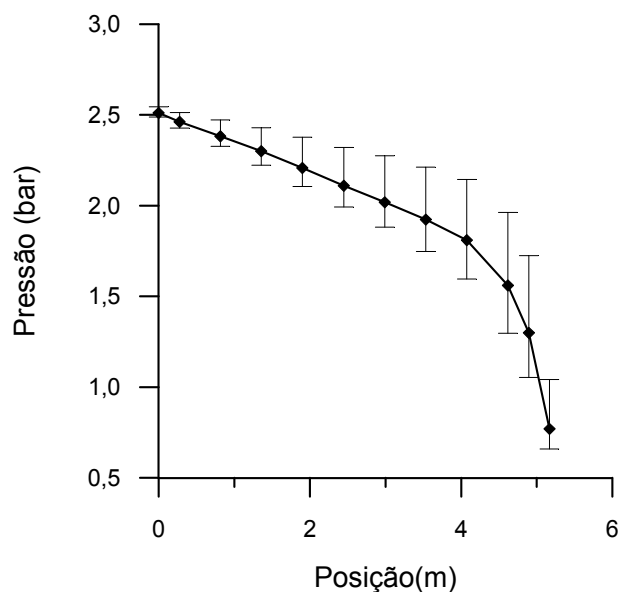


Figura 5.4- Distribuição de pressão ao longo do tubo para um escoamento de mistura óleo e refrigerante

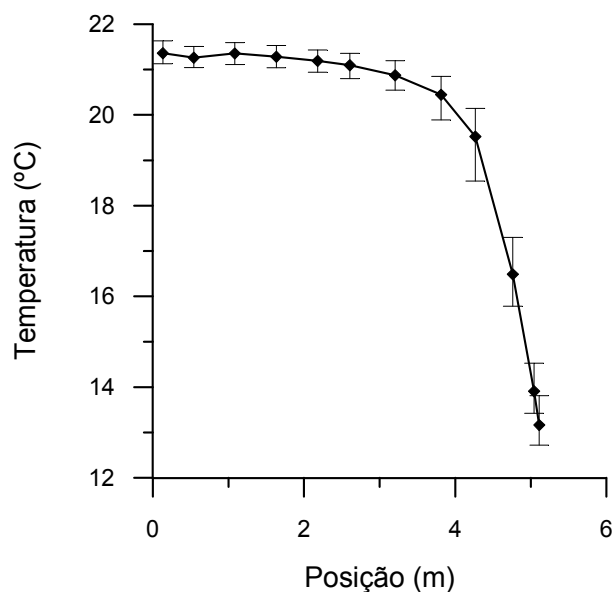


Figura 5.5- Distribuição de temperatura ao longo do tubo para um escoamento de mistura óleo e refrigerante

A partir do oitavo ponto de medição, o gradiente de pressão não permanece constante e começa a crescer. Isto ocorre porque a liberação de refrigerante da fase líquida diminui consideravelmente a densidade em cada seção transversal, o que por sua vez acelera o escoamento para manter a vazão mássica constante. Assim, a queda de pressão sofre um aumento considerável, pois passa a ser provocada não apenas pelo atrito, mas também pela aceleração.

A queda de temperatura mostrada pela Figura 5.5 é resultado da liberação de refrigerante ao longo do escoamento. Quando o refrigerante é liberado da mistura líquida, ele na verdade está passando da fase líquida para a fase vapor, absorvendo assim uma grande quantidade de calor, correspondente ao calor latente de vaporização do refrigerante puro. Este calor absorvido é retirado das fases líquidas e gasosas, na forma de calor sensível, provocando assim a redução da temperatura. O calor recebido do tubo, que troca calor com o ambiente por convecção natural, é insignificante quando comparado com o calor absorvido, principalmente nos trechos onde existe grande liberação de refrigerante. Em diversos ensaios onde a diferença de pressão entre os vasos VAP e VBP e a vazão eram maiores que a do ensaio apresentado, as temperaturas ao final do tubo atingiram valores muito baixos, por vezes chegando a -5 °C.

Nestes ensaios era comum se observar a condensação do vapor d'água do ambiente em torno do duto, e às vezes se verificou até mesmo a formação de gelo, devido a solidificação do condensado.

A mistura líquida foi considerada saturada em todos os pontos ao longo do escoamento, o que permitiu a determinação da fração mássica do refrigerante na fase líquida a partir dos valores de pressão e temperatura. A distribuição de fração mássica ao longo do tubo para o ensaio anterior é apresentada na Fig. 5.6. A hipótese de equilíbrio para a mistura líquida é muito razoável porque a liberação de refrigerante ocorre quase instantaneamente uma vez que existam sítios de nucleação e energia de ativação disponíveis.

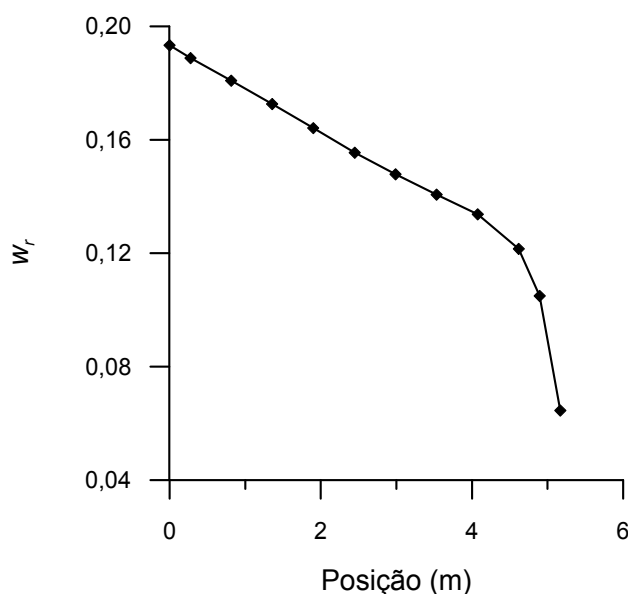


Figura 5.6- Distribuição da fração mássica de refrigerante na fase líquida ao longo do tubo para escoamento da mistura óleo e refrigerante

A redução da fração mássica da fase líquida mostrada na Figura 5.6 indica a liberação de refrigerante. Inicialmente a fração mássica se reduz linearmente no trecho onde a queda de pressão também é linear e a temperatura é aproximadamente constante, indicando que a liberação de refrigerante ocorre, mas não em quantidade suficiente para distanciar o escoamento de um comportamento monofásico. A redução não uniforme da fração mássica que se segue ao trecho linear está associada ao aumento das quedas de pressão e temperatura observadas nas Figuras 5.4 e 5.5. Quando o refrigerante é liberado pelo líquido o escoamento é acelerado para manter a vazão mássica constante, resultando em um aumento do gradiente de pressão. Por sua

vez, a solubilidade é reduzida em taxas crescentes e uma quantidade cada vez maior de refrigerante é liberada da mistura líquida. Esta liberação crescente de refrigerante provoca o aumento da queda de temperatura observada na extremidade do tubo (final da distribuição da Figura 5.5).

Neste trabalho, o título x é definido da maneira clássica (Carey, 1992) como a relação entre a vazão mássica de refrigerante e a vazão mássica total, o que equivale à relação entre a massa de refrigerante e a massa total em uma seção. Pode-se determinar o título em cada seção através da Equação 5.2, que é resultado de um balanço de massa entre a saída do vaso VAP e a seção em questão.

$$x = \frac{w_{VAP} - w_r}{1 - w_r} \quad (5.2)$$

onde,

w_{VAP} – fração mássica de refrigerante na saída do vaso VAP

w_r – fração mássica de refrigerante local

A Figura 5.7 apresenta a distribuição do título calculado pela Equação 5.2 a partir dos valores apresentados na Figuras 5.6. Concordando com a curva da fração mássica, o título apresenta inicialmente um comportamento aproximadamente linear e depois sofre um elevado acréscimo com gradientes crescentes ao final do escoamento, significando que a quantidade de refrigerante liberada também é crescente. Em grande parte dos ensaios o título na entrada não é nulo, indicando a presença de refrigerante na fase vapor já no início do tubo Bundy. Esta liberação de refrigerante ocorre devido à queda de pressão entre a saída do vaso VAP e a entrada da seção de testes. Em alguns ensaios esta liberação de refrigerante antes da seção de testes foi bastante expressiva, provocando uma redução considerável na temperatura do fluido entre a saída do vaso VAP e entrada da seção de testes. Em alguns casos a fração mássica de refrigerante calculada no início da seção de testes mostrou-se superior à calculada para a mistura líquida do vaso VAP, indicando uma violação da conservação da massa e resultando em título negativo na entrada da seção de testes. Conforme apresentado no Apêndice IV, a Equação 2.7

utilizada para calcular a solubilidade apresentou diferenças significativas em relação aos valores de fração mássica medidas, o que poderia explicar este problema.

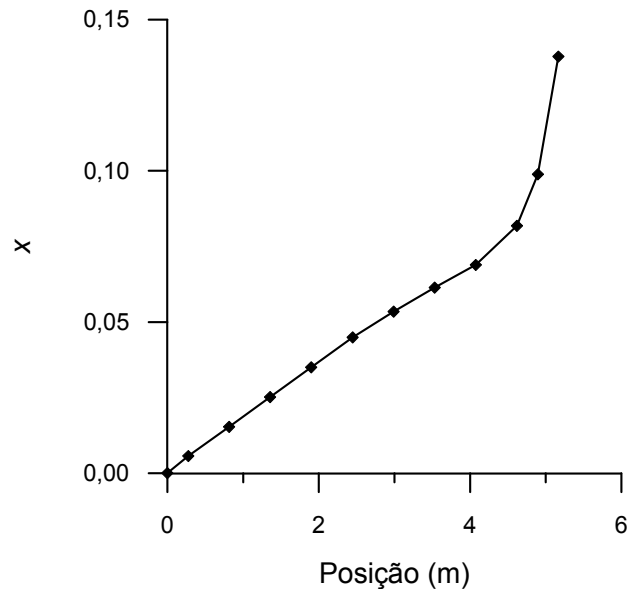


Figura 5.7- Distribuição do título ao longo do tubo para escoamento da mistura óleo e refrigerante

A fração de vazio α , relação entre volume de gás e volume total em uma seção, também é de interesse para a caracterização do escoamento. Conhecendo-se o título local, x e as densidades da fase vapor, ρ_v , e da mistura líquida, ρ_m , a fração de vazio pode ser obtida de,

$$\alpha = \frac{I}{I + \left(\frac{1-x}{x} \right) \cdot \frac{\rho_v}{\rho_m}} \quad (5.3)$$

A distribuição de fração de vazio ao longo do escoamento calculada pela Equação 5.3 a partir das informações fornecidas nas Figuras 5.4, 5.5 e 5.7 é apresentada na Figura 5.8. A fase gasosa é superaquecida e a sua densidade ρ_v foi, portanto, determinada a partir dos valores de temperatura e pressão. Para fornecer uma base de comparação, a linha vermelha na Figura 5.8 foi obtida assumindo-se o vapor como saturado na temperatura de medição. Pode-se observar que o estado termodinâmico da fase gasosa tem uma grande influência na fração de vazio, e, portanto, em vários modelos de escoamento bifásico, uma vez que esta propriedade é por vezes

utilizada para ponderar propriedades em modelos homogêneos de escoamento bifásico (Carey, 1992).

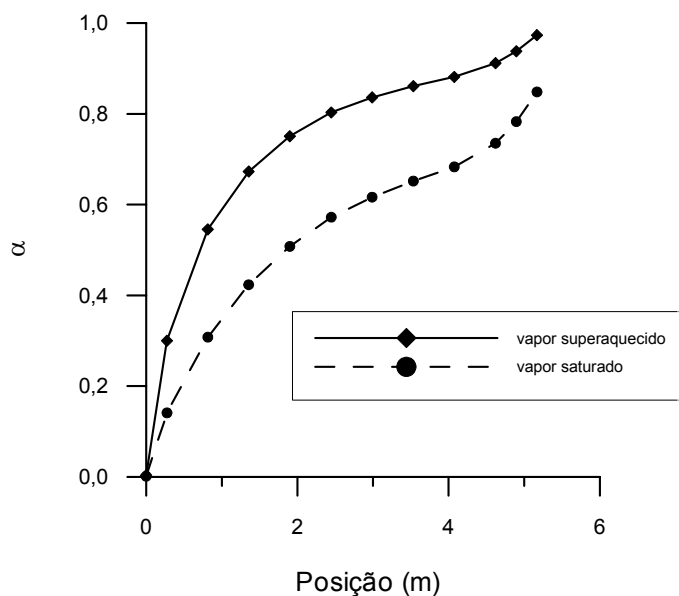


Figura 5.8- Distribuição da fração de vazio ao longo do tubo para escoamento da mistura óleo e refrigerante

Como era de se esperar, a fração de vazio é crescente e é interessante notar que ela atinge valores extremamente elevados, chegando a superar o limite a partir do qual o escoamento é considerado em espuma, normalmente tomado como 0,7. De fato, como será explorado a seguir, padrões de escoamento típicos de escoamento em espuma são observados próximos à saída do tubo.

A influência da vazão mássica na pressão, temperatura, fração mássica de refrigerante, título e fração de vazio é explorada na Figura 9. Estas curvas correspondem a três ensaios realizados mantendo a pressão no vaso VAP constante em 2,757 bar e com pressões no vaso VBP de 0,500, 1,499 e 1,995 bar. As vazões mássicas atingiram os valores de 12,25, 11,25 e 9,13 kg/h, correspondendo a números de Reynolds na entrada do tubo de 285,4, 261,4 e 212,8, respectivamente. Como a pressão no vaso VAP é mantida constante a fração mássica de refrigerante na mistura líquida no VAP é de 0,230 (massa de refrigerante/massa de mistura) para os três ensaios.

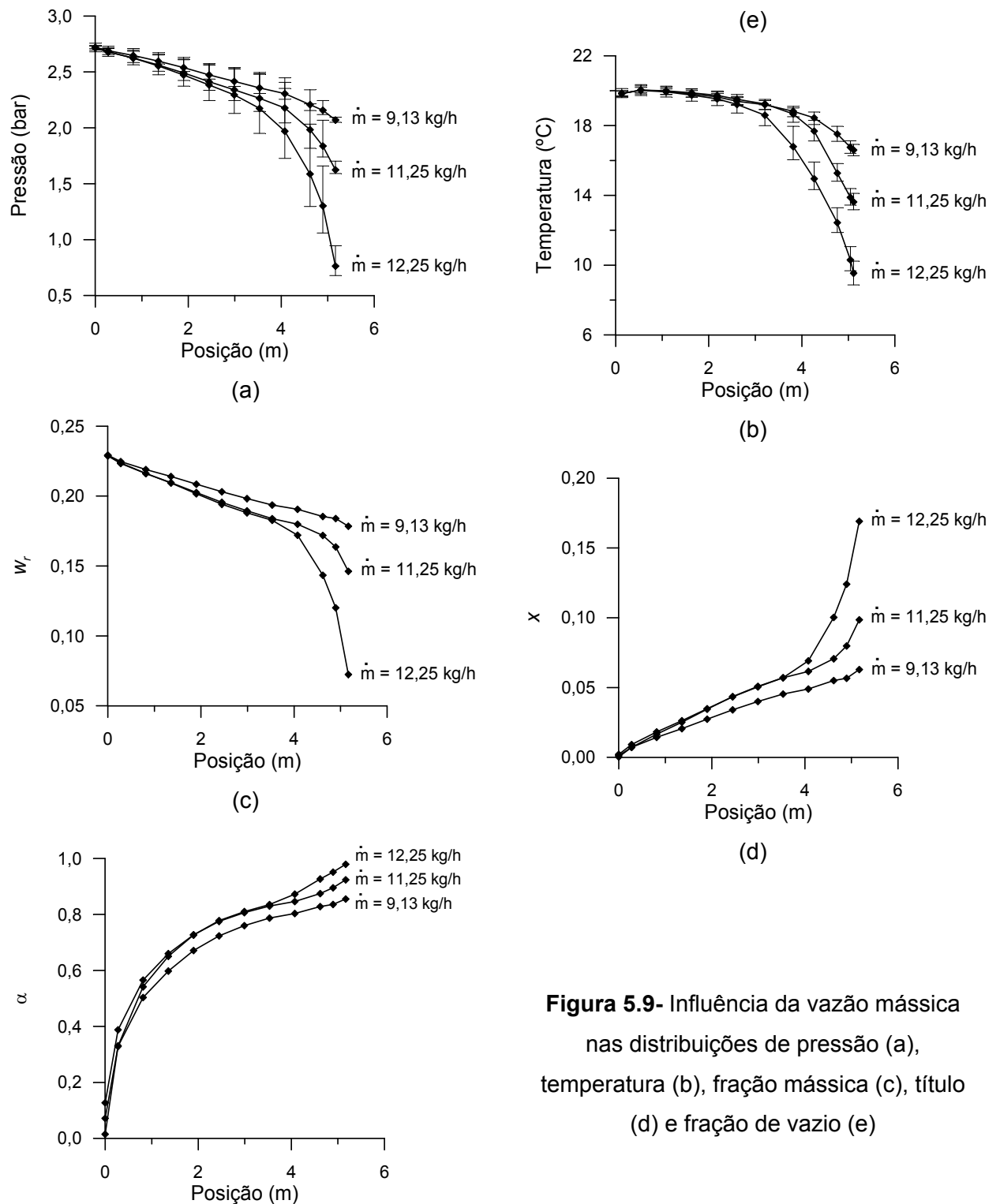


Figura 5.9- Influência da vazão mássica nas distribuições de pressão (a), temperatura (b), fração mássica (c), título (d) e fração de vazio (e)

Todas as variáveis se apresentaram fortemente influenciadas pela vazão mássica, exceto a fração de vazio. Observa-se na Figura 5.9a que conforme a vazão mássica aumenta o comprimento do trecho linear diminui e o gradiente de pressão torna-se mais significativo. É interessante notar que esta característica fez com que pequenas variações na vazão provocassem

grandes alterações na diferença de pressão entre a entrada e a saída do tubo, principalmente se comparado com a diferença de pressão que seria provocada pela mesma vazão em um escoamento monofásico, que seria obtida prolongando-se o trecho linear de cada distribuição de pressão até a posição final do duto.

Concordando com a distribuição de pressão, a distribuição de temperatura mostrada na Figura 5.9b iniciou o processo de queda em comprimentos menores para maiores vazões, as quais também provocaram temperaturas finais inferiores. É interessante notar que as amplitudes das oscilações aumentaram com o acréscimo da vazão mássica, tanto as oscilações de temperatura, quanto as de pressão.

As Figuras 5.9c e 5.9d confirmam que a maior alteração no escoamento provocada pela variação da vazão foi a mudança no ponto de início de liberação expressiva de refrigerante. Principalmente nas curvas para as vazões 11,25 e 12,25 kg/h, tanto a fração mássica de refrigerante quanto o título apresentaram distribuições quase coincidentes até um certo trecho onde então se inicia o aumento do gradiente. Observando-se cuidadosamente a Figura 5.9e, percebe-se que este trecho a partir do qual o escoamento sofre grande alteração corresponde sempre a uma fração de vazio acima de 0,8, valor esse associado a um escoamento em espuma. Isto pode indicar o quanto um escoamento em espuma pode ter características diferentes dos demais escoamentos bifásicos. Da Figura 5.9e observa-se também que pequenas diferenças de título na entrada correspondem a diferenças significativas da fração de vazio, o que pode afetar bastante o escoamento subsequente. O título na entrada é diferente de zero, apesar de quase imperceptível na Figura 5.9d, devido à queda de pressão entre a saída do vaso VAP e a entrada da seção de testes. Esta queda de pressão reduz a solubilidade do refrigerante e provoca a liberação de gás mesmo antes da seção de testes.

A Figura 5.10 apresenta os resultados distribuídos ao longo do tubo para dois ensaios onde a diferença de pressão entre os vasos VAP e VBP foi mantida constante em 2,059 bar, enquanto a pressão no vaso VAP foi mantida em 3,003 e 2,558 bar. Assim, foram obtidas misturas no vaso VAP com frações mássicas de 0,239 e 0,194 (massa de refrigerante/massa de mistura), respectivamente, a fim de analisar a sua influência no escoamento. As vazões mássicas obtidas nestes ensaios foram de 12,88 e 10,77 kg/h, respectivamente, resultando em números de Reynolds na entrada do tubo de 321,7 e 218,7.

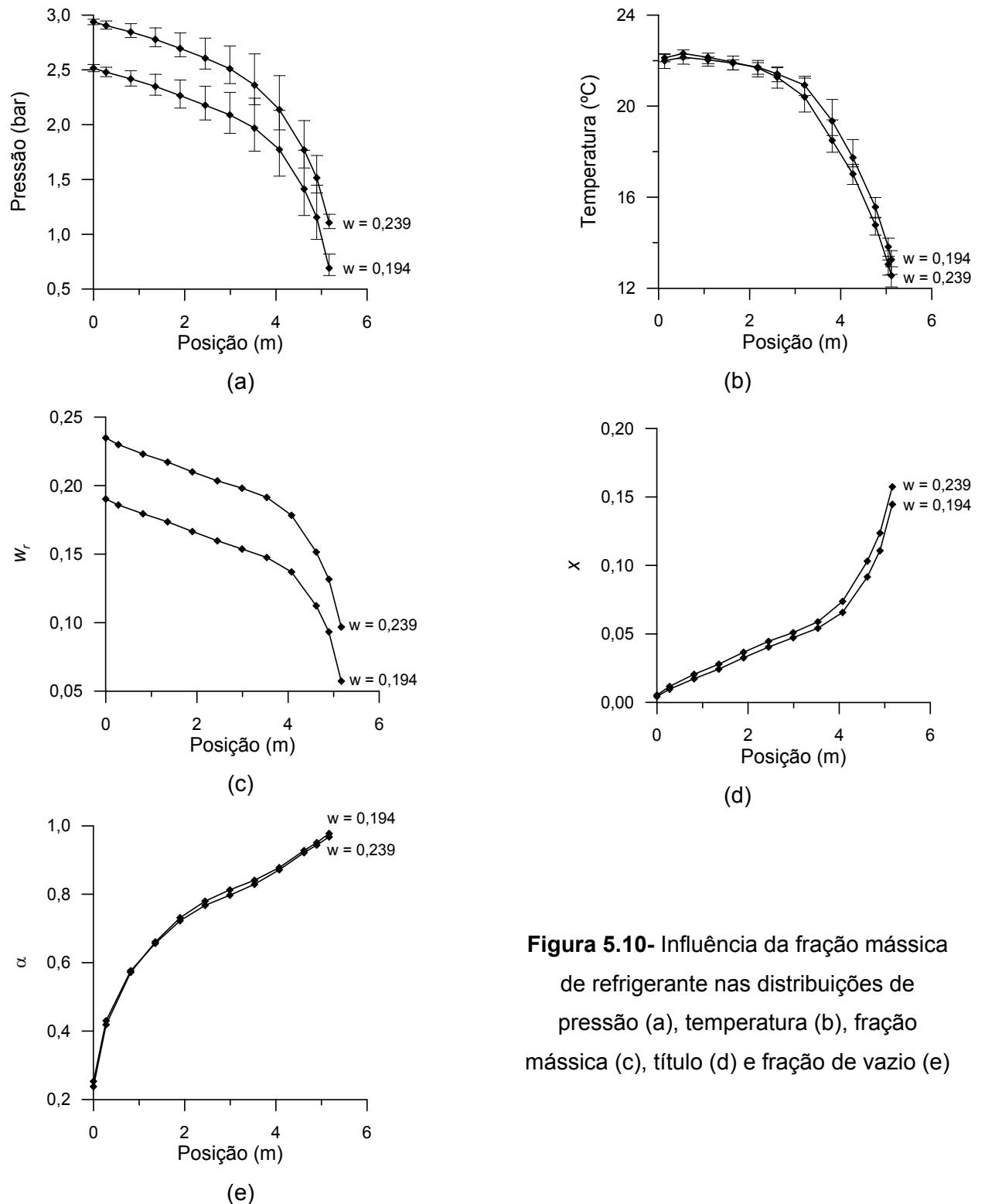


Figura 5.10- Influência da fração mássica de refrigerante nas distribuições de pressão (a), temperatura (b), fração mássica (c), título (d) e fração de vazio (e)

Como se pode observar nas curvas apresentadas na Figura 5.10, de uma forma geral a variação da fração mássica no vaso VAP não provocou grandes alterações no escoamento. Todas as distribuições apresentam perfis bastante semelhantes, e a distribuição da

fração de vazio representada na Figura 5.10e quase chega a ser coincidente. O acréscimo da fração mássica de 23,4 % provocou uma elevação da vazão mássica de 19,6 %, mas esta alteração ocorreu mais devido à redução na viscosidade da mistura líquida (18,7 %) do que a alterações na configuração do escoamento.

Como era de se esperar devido à variação da inclinação da curva da solubilidade do refrigerante no óleo (Figura 2.1), a mesma diferença de pressão provocou maior redução na fração mássica para pressões mais elevadas, como se verifica na Figura 5.10c. Esta diferença significa maior liberação de refrigerante, o que provoca uma maior redução de temperatura (ver Figura 5.10b), e também maiores valores de título (ver Figura 5.10d).

Observando-se a Equação 5.3, verifica-se que a influência das diferenças do título mostradas na Figura 5.10d foram compensadas pela diferença entre a relação ρ_v / ρ_m . Naturalmente a fase gasosa sofre um maior aumento da densidade com a elevação da pressão em relação a fase líquida. Então a relação ρ_v / ρ_m é maior em cada posição para o ensaio com fração mássica 0,239 devido a sua maior pressão, explicando porque as diferenças de título não se refletem na fração de vazio. O cruzamento das curvas da Figura 5.10e simplesmente indica a posição onde o efeito na fração de vazio da diferença da relação ρ_v / ρ_m passa a ser mais importante que a diferença entre os títulos.

5.3- VISUALIZAÇÃO DO ESCOAMENTO

5.3.1- Descrição geral dos padrões de escoamento

Nos escoamentos bifásicos internos o vapor e o líquido estão simultaneamente em movimento no interior do tubo. Geralmente, o escoamento bifásico é mais complicado fisicamente que o escoamento monofásico. Além dos termos de inércia e das forças viscosas e de pressão usualmente presentes no escoamento monofásico, escoamentos bifásicos são também afetados por forças de tensão interfacial, pelas características de molhamento do líquido na parede do tubo, e pela troca de quantidade de movimento entre as fases líquida e vapor no escoamento. A morfologia do escoamento bifásico muito freqüentemente desempenha um papel crítico na determinação da transferência de calor e massa durante os processos de evaporação e condensação (Carey, 1992).

Os principais padrões de escoamento que podem ser encontrados em escoamento bifásico em tubos horizontais de seção circular são mostrados na Figura 5.11, segundo a classificação apresentada por Carey, 1992.

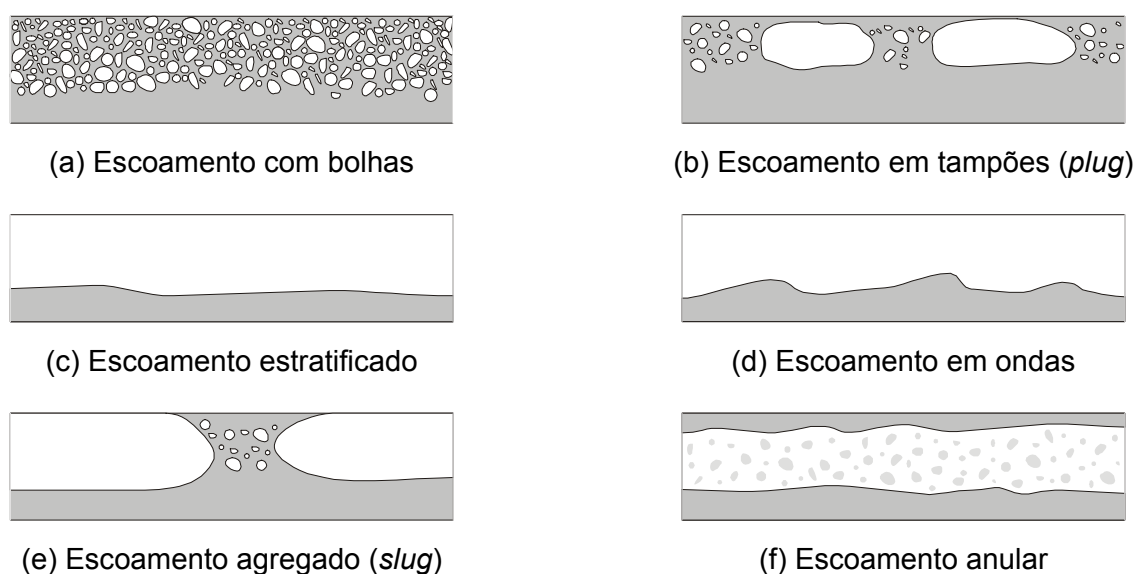


Figura 5.11- Representação esquemática dos padrões de escoamento bifásico em duto horizontal

Uma característica importante dos escoamentos bifásicos horizontais é que eles têm sempre uma tendência a estratificação. Independente do padrão, o vapor tende a migrar para a parte superior do tubo enquanto a parte inferior do canal apresenta mais líquido. A títulos muito baixos, o escoamento com bolhas representado na Figura 5.11a é freqüentemente observado em escoamento horizontal. Entretanto, as bolhas tendem a se concentrar na parte superior do tubo devido à sua flutuabilidade.

Aumentando-se o título no escoamento com bolhas, geralmente ocorre coalescimento de pequenas bolhas produzindo grandes bolhas que tendem a escoar na parte superior do tubo (Figura 5.11b). Este padrão é chamado de escoamento em tampões (*plug*). A baixos fluxos de massa e títulos um pouco superiores, o padrão de escoamento estratificado pode ser observado. Nele o líquido escoando na parte inferior do duto é separado do vapor que escoar na parte superior por uma interface relativamente suave, conforme mostrado na Figura 5.11c.

Se o título e/ou o fluxo de massa é aumentado no escoamento estratificado, eventualmente a interface se torna instável, havendo a formação de ondas na superfície do líquido. Este tipo de padrão é chamado de escoamento em ondas e está representado na Figura 5.11d.

Em elevados fluxos de massa da fase líquida, a amplitude das ondas pode crescer tanto que as cristas das ondas tomam quase toda a seção transversal do duto, formando grandes bolhas do tipo *slug*, caracterizando o padrão de escoamento agregado da Figura 5.11e.

A elevados fluxos de massa da fase vapor e fluxos de massa da fase líquida moderados, o escoamento anular mostrado na Figura 5.11f é observado. Nestas condições os efeitos de flutuação podem fazer com que o filme de líquido da parte superior do tubo seja mais fino que o da parte inferior. Entretanto, para fluxos de massa da fase vapor suficientemente elevados, o escoamento do vapor é invariavelmente turbulento, tendendo a uniformizar a espessura da camada de líquido ao redor do duto.

5.3.2- Descrição específica dos padrões encontrados no escoamento da mistura óleo e refrigerante

Para se explorar a visualização do escoamento da mistura óleo e refrigerante são apresentadas sete fotografias nas Figuras 5.12, 5.13 e 5.14, tiradas em três posições diferentes ao longo do tubo: 70,0, 266,8 e 504,5 cm. Estas fotos foram feitas durante um ensaio onde a pressão nos vasos VAP e VBP era mantida respectivamente em 3,731 e 1,020 bar. A temperatura da fase líquida no VAP era de 25,4 °C e fração mássica de refrigerante no vaso VAP de 0,295 (massa de refrigerante/massa de mistura). Como o tubo de vidro não é instrumentado não foi possível estimar a vazão para este escoamento. Porém, um ensaio com escoamento no tubo Bundy foi realizado imediatamente depois de terminado o ensaio de visualização mantendo-se as mesmas condições de pressão e temperatura. Supondo-se que as configurações do escoamento destes ensaios tenham sido semelhantes e que a diferença da vazão mássica seja devido apenas a diferença dos diâmetros dos dutos, estimou-se o número de Reynolds para o escoamento visualizado em 860. O sentido do escoamento é da direita para a esquerda.

As duas fotos mostradas na Figura 5.12, são da parte inicial do tubo, na posição 70,0 cm. Apenas bolhas isoladas de grande diâmetro ou pequenos agrupamentos de bolhas de menor diâmetro são observados. As bolhas estão concentradas na parte superior do tubo devido à gravidade. Nota-se na primeira figura que as bolhas não são esféricas e possuem um alongamento na parte posterior superior. Isto pode indicar a existência de velocidade relativa entre as bolhas e a mistura líquida.

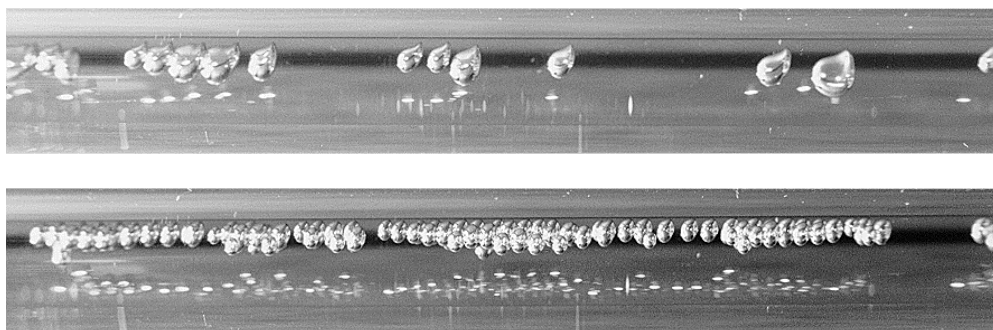


Figura 5.12- Visualização do escoamento da mistura óleo e refrigerante na posição 70,0 cm

A Figura 5.13 mostra três fotografias para a posição 266,8 cm. Nelas são identificadas grandes populações de bolhas de pequeno diâmetro, indicando que seu diâmetro

diminuiu e em geral não ocorreu coalescimento. O número de bolhas aumentou ao longo do escoamento, o que está relacionado com o aparecimento de novos sítios de nucleação. O efeito da gravidade não é mais identificado e as bolhas se distribuem quase homogêneas no interior do tubo. As três fotos mostram que um escoamento em regime permanente pleno não é observado, uma vez que existem diferenças nos padrões de bolhas na mesma posição.

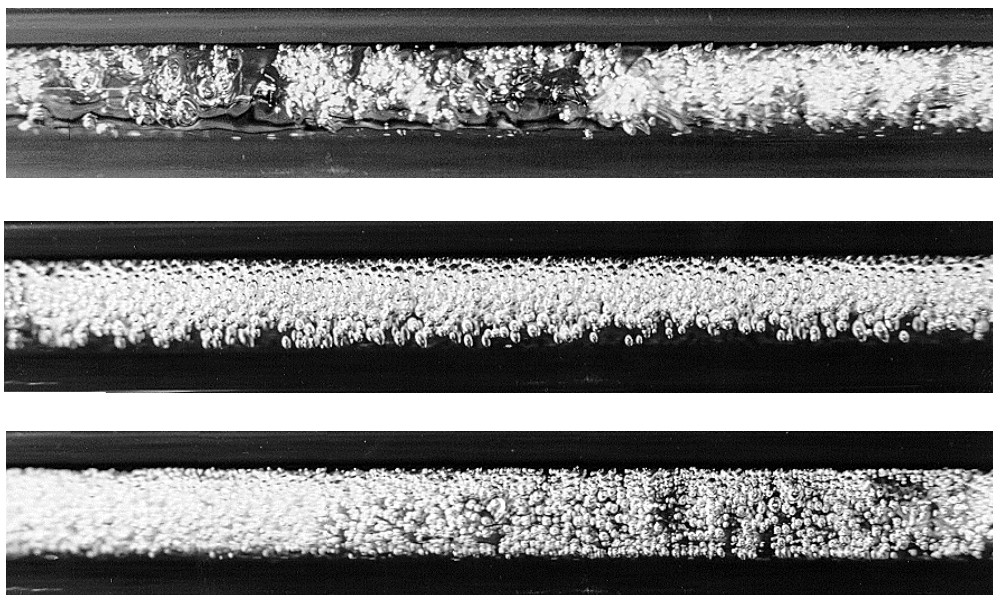


Figura 5.13- Visualização do escoamento da mistura óleo e refrigerante na posição 266,8 cm

As duas fotos, apresentadas na Figura 5.14, são da parte final do tubo, na posição 504,5 cm. Nelas as bolhas não são mais identificadas. Uma estrutura contínua e homogênea é observada principalmente na última figura, indicando escoamento em espuma.

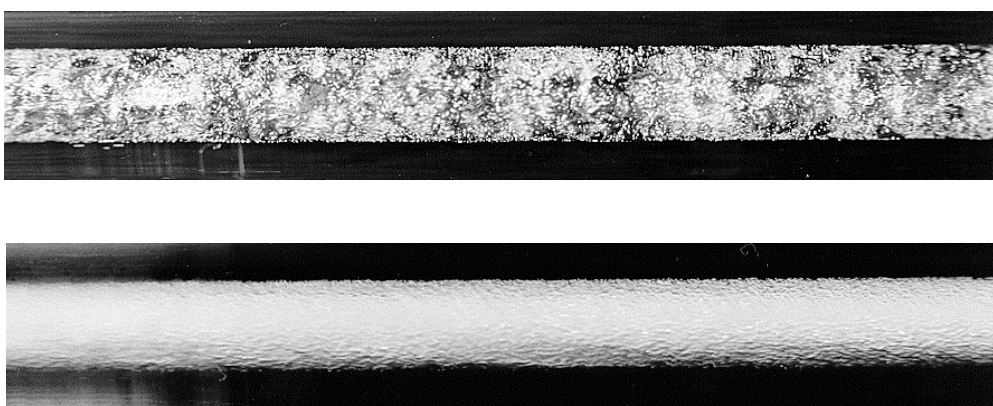


Figura 5.14- Visualização do escoamento da mistura óleo e refrigerante na posição 504,5 cm

Contrário ao que é observado em escoamento de refrigerante com pequena quantidade de óleo, onde vários padrões são encontrados, como estratificado, anular, slug e em ondas (Manwell *et al.*, 1990), o escoamento aqui apresentado apresentou somente dois padrões, escoamento com bolhas e em espuma.

As instabilidades manifestadas pelas oscilações de temperatura e de pressão parecem ser provocadas pela variação do padrão de escoamento na seção de testes. Observou-se através da visualização que eventualmente em uma mesma região podem estar se alterando todos os três padrões citados acima. Acredita-se que esta instabilidade ocorra devido à inexistência de um sítio de nucleação fixo, principalmente considerando que, de uma forma geral, o início da nucleação só tem ocorrido antes da seção de testes.

CONCLUSÕES

Este trabalho consistiu na análise experimental do escoamento de uma mistura óleo e refrigerante onde a queda de pressão provoca o desprendimento de refrigerante do óleo devido à redução da solubilidade. Uma bancada experimental foi desenvolvida para gerar o escoamento da mistura em dois dutos retos horizontais de pequeno diâmetro. Um deles instrumentado com medições de pressão e temperatura para se determinar o estado termodinâmico ao longo do escoamento, e o outro transparente para que seja feita a visualização e a identificação dos padrões de escoamento bifásicos. A principal motivação deste trabalho é melhorar a compreensão deste tipo de escoamento para propiciar o desenvolvimento de modelos físicos e teóricos para serem usados na simulação de processos de lubrificação no interior de compressores.

O processo de montagem e de calibração dos instrumentos foi descrito e todas as incertezas de medição foram determinadas. As grandezas físicas importantes para o escoamento foram adequadamente medidas e as suas incertezas relatadas. Todos os procedimentos referentes à bancada e aos ensaios realizados se mostraram apropriados e foram detalhadamente descritos.

Uma quantidade razoável de ensaios foi realizada variando-se todas as propriedades controladas que tinham influência no escoamento. Nestes ensaios, a queda de pressão ao longo do escoamento foi suficiente para reduzir a solubilidade do refrigerante no líquido e provocar a liberação de refrigerante. A energia necessária para manter a evaporação de refrigerante é provida pela mistura líquida e pelo vapor, de forma que o escoamento apresenta grande redução de temperatura ao longo do duto. O desprendimento de refrigerante eventualmente atinge um estágio onde escoamento em espuma é observado.

Os resultados distribuídos ao longo do duto puderam ser comparados para verificar o efeito da vazão mássica e da fração mássica de refrigerante na entrada do duto sobre o escoamento. O escoamento mostrou-se fortemente influenciado pela vazão mássica. A influência da fração mássica sobre o escoamento foi secundária.

A visualização do escoamento permitiu determinar a predominância dos padrões de escoamento com bolhas e em espuma. Verificou-se que ao longo do escoamento não ocorre coalescimento, mas sim o surgimento de novas bolhas, de forma que a população de bolhas aumenta e seu diâmetro diminui. Verificou-se também que os padrões não se mantinham fixos, revelando que um escoamento em regime permanente pleno não ocorria. As instabilidades verificadas nas medições de pressão e temperatura estão associadas à variação do padrão de escoamento. Esta variação provavelmente ocorre devido à inexistência de um sítio de nucleação fixo.

Procurou-se sempre que possível verificar as correlações para as propriedades da mistura, uma vez que as propriedades do óleo podem variar muito mesmo entre óleos de mesma especificação. Verificou-se que a correlação para a densidade concordou com os resultados experimentais, mas a solubilidade apresentou diferenças significativas. A situação onde a fração mássica de refrigerante calculada para o início da seção de testes se mostrou maior que a da mistura líquida no vaso VAP eventualmente pode ser explicada pelos erros na correlação utilizada.

A viscosidade não pôde ser verificada, pois exige um esforço maior. A grande divergência entre os valores estimados para vazão mássica pela queda de pressão pode estar associada a uma subestimação da viscosidade pela correlação utilizada. Correlações da literatura e os dados medidos pela EMBRACO reforçam esta suspeita.

Dentre as sugestões que naturalmente surgem para o prosseguimento do trabalho e para a melhora da bancada pode-se citar: i) medição das propriedades da mistura relevantes ao escoamento; ii) desenvolvimento de modelos para a queda de pressão e transferência de calor no escoamento; iii) implementação de um sistema de visualização capaz de medir velocidades entre fases e tamanho de bolha; iv) montagem de uma seção de testes com seção retangular a fim de eliminar os inconvenientes da refração na espessa parede do tubo de vidro; v) prolongamento da

seção de testes para se facilitar a obtenção de um trecho de escoamento verdadeiramente monofásico no interior do duto e assim facilitar a tentativa de se obter um ponto fixo de nucleação ao longo do duto; vi) instalação de um trocador de calor logo após a saída do vaso VAP e de um banho termostático para controlar a temperatura no trocador, de forma a obter uma mistura sub-resfriada ou subsaturada antes do fluxímetro para facilitar sua utilização e para controlar o título na entrada da seção de teste, ou mesmo garantir título nulo e início da nucleação ao longo do duto; vii) prolongamento do eixo do agitador do vaso VAP; viii) implementação de um controle de temperatura eficiente no vaso VAP para a realização de ensaios a diferentes temperaturas; ix) realização de ensaios com diferentes misturas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abernethy, R. B., R. P. Benedict and R. B. Dowdell, 1985. *ASME Measurement Uncertainty. Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 107, June, p. 161-164.
- ASHRAE, 1996. *Standard Method for Measurements of Proportion of Lubricant in Liquid Refrigerant*. ANSI/ASHRAE Standard 41.4-1996. **American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.**, Atlanta.
- ASHRAE, 1997. *Refrigerants*. ASHRAE Handbook – Fundamentals, Chapter 18, p. 18.1-18.10. **American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.**, Atlanta.
- ASHRAE, 1998. *Lubricants in Refrigerant Systems*. ASHRAE Handbook – Refrigeration, Chapter 7, p. 7.1-7.24. **American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.**, Atlanta.
- ASTM, 1981. *Manual on the Use of Thermocouples in Temperature Measurement*. ASTM Special Technical Publication 470B, 3rd edition, **American Society for Testing and Materials**, Baltimore.
- Baustian, J. J., M. B. Pate and A. E. Bergles, 1986a. *Properties of Oil-Refrigerant Liquid Mixtures with Application to Oil Concentration Measurement: Part I – Thermophysical and Transport Properties*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 92, Part 1A, p. 55-73.

- Baustian, J. J., M. B. Pate and A. E. Bergles, 1986b. *Properties of Oil-Refrigerant Liquid Mixtures with Application to Oil Concentration Measurement: Part II – Electrical and Optical Properties*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 92, Part 1A, p. 74-92.
- Baustian, J. J., M. B. Pate and A. E. Bergles, 1988. *Measuring the Concentration of a Flowing Oil-Refrigerant Mixture with a Vibrating U-Tube Densimeter*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 94, Part 2, p. 571-587.
- Bayani, A., J. R. Thome and D. Favrat, 1995. *Online Measurement of Oil Concentrations of R-134a/Oil Mixtures with a Density Flowmeter*. **HVAC&R Research**, Vol. I, No. 3, July, p. 232-241.
- Benedict, R. P., 1977. *Fundamentals of Temperature, Pressure, and Flow Measurements*. 2nd edition, **John Wiley & Sons, Inc.**, United States of America.
- BIPM, IEC, IFCC, ISO, IUPAC, IUPAP e OIML, 1998. *Guia para a Expressão da Incerteza de Medição*. 2^a edição, **ABNT, INMETRO e SBM**, Rio de Janeiro.
- Blanco, C. J. C., 1998. *Otimização de Mancais de Escora Circulares com Sapatas Planas*. **Dissertação de Mestrado**, 91 p. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Burton, C., A. M. Jacobi and S. S. Mehendale, 1999. *Vapor-Liquid Equilibrium for R-32 and R-410A Mixed with a Polyol Ester: Non-Ideality and Local Composition Modeling*. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 22, No. 2, p. 458-471.
- Carey, V. P., 1992. *Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Process in Heat Transfer Equipment*. **Hemisphere Publishing Corporation**, United States of America.
- Conde, M. R., 1996. *Estimation of Thermophysical Properties of Lubricants Oils and Their Solutions with Refrigerants: an Appraisal of Existing Methods*. **Applied Thermal Engineering**, Vol. 16, No.1, p. 51-61.

- Costa, C. M. F. N., R. T. S. Ferreira and A. T. Prata, 1990. *Considerations About the Leakage Through the Minimal Clearance in a Rolling Piston Compressor*. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, West Lafayette, Vol. II, p. 853-863.
- Doebelin, E. O., 1990. *Measurement Systems – Application and Design*. 4th edition, **McGraw-Hill, Inc.**, Singapore.
- Drost, R. T., 1994. *Outgassing and Absorption Rates of Oil/Refrigerant Mixtures*. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, West Lafayette, Vol. I, p. 361-367.
- Eckels, S. J. and M. B. Pate, 1991. *In-Tube Evaporation and Condensation of Refrigerant-Lubricant Mixtures of HFC-134a and CFC-12*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 97, Part 2, p. 62-70.
- Eckels, S. J., T. M. Doerr and M. B. Pate, 1994. *In-Tube Heat Transfer and Pressure Drop of R-134a and Ester Lubricant Mixtures in a Smooth Tube and a Micro-Fin Tube: Part I - Evaporation*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 100, Part 2, p. 265-282.
- Fernandes, J. R. S., 1996. *Modelo Dinâmico da Lubrificação do Pistão em Compressores Alternativos*. **Dissertação de Mestrado**, 101 p. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Ferreira, R. T. S. and D. E. B. Lilie, 1984. *Evaluation of the Leakage Through the Clearance between Piston and Cylinder in Hermetic Compressors*. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, West Lafayette, p. 1-6.
- Flesh, C. A., 1999. *Metrologia e Eletrônica Básica para Experimentação. Modulo 2: Metrologia*. **Apostila**, Universidade Federal de Santa Catarina, Julho.
- Fox, R. W. e A. T. McDonald, 1995. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 4^a edição, **LTC – Livros Técnicos e Científicos S.A.**, Rio de Janeiro.

- Fukuta, M., T. Yanagisawa, T. Shimizu and H. Nishijima, 1995. *Transient Mixing Characteristics of Refrigerant with Refrigeration Oil*. **International Congress of Refrigeration**, Vol. IV, p. 215-222.
- Gashe, J. L., 1996. *Escoamento de Óleo Refrigerante pela Folga Radial de Compressores Rotativos de Pistão Rolante*. **Tese de Doutorado**, 238 p. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Glova, D. J., 1984. *High-Temperature Solubility of Refrigerants in Lubricating Oil*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 90, Part 2B, p. 806-825.
- Gonçalves, J. M., 1994. *Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares*. **Dissertação de Mestrado**, 118 p. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Gosney, W. B., 1982. *Principles of Refrigeration*. **Cambridge University Press**, Cambridge.
- Goswami, D. Y., D. O. Shah, C. K. Jotshi, S. Bhagwat, M. Leung and A. S. Gregory, 1997. *Foaming Characteristics of HFC Refrigerants*, **ASHRAE Journal**, June, p. 39-44.
- Grebner, J. J. and R. R. Crawford, 1993a. *The Effects of Lubricant on Evaporator Capacity for Systems Using Mixtures of R-12/Mineral Oil and R-134a/Synthetic Oil*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 99, Part 1, p. 380-386.
- Grebner, J. J. and R. R. Crawford. 1993b. *Measurement of Pressure-Temperature-Concentration Relation of R-12/Mineral Oil and R-134a/Synthetic Oil*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 99, Part 1, p. 387-396.
- Groll, E. A., 1996. *Update on CFC Substitutes in the USA with Respect to Vapor Compression Technology*. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, West Lafayette, Vol. I, p. 95-101.

- Hambraeus, K., 1995. *Heat Transfer of Oil-contaminated HFC134a in a Horizontal Evaporator*. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 18, No. 2, p. 87-99.
- Kogan, S. and G. P. Shishkin, 1985. *Exact Diameter Measurement on Capillary Holes*. **Measurement Techniques**, Vol. 28, N. 2, November, p. 916-919.
- Kruse, H. H. and M. Schroeder, 1984. *Fundamentals of Lubrication in Refrigerating Systems and Heat Pumps*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 90, Part 2B, p. 763-783.
- Leung, M., C. K. Jotshi and D. Y. Goswami, 1998. *Measurements of Absorption Rates of HFC Single and Blended Refrigerants in POE Oils*. **HVAC&R Research**, Vol. 4, No. 2, April, p. 141-151.
- Lilje, K. C., M. Sabahi and S. Hamid, 1995. *Polybasic Esters: Novel Synthetic Lubricants Designed for Use in HFC Compressors*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 101, Part 2, p. 935-939.
- Manwell, S. P. and A. E. Bergles, 1990. *Gas-Liquid Flow Patterns in Refrigerant-Oil Mixtures*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 96, Part 2, p. 456-464.
- Martz, W. L., C. M. Burton and A. M. Jacobi, 1996a. *Vapor-Liquid Equilibria for R-22, R-134a, R-125, and R-32/125 with a Polyol Ester Lubricant: Measurements and Departure from Ideality*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 102, Part 1, p. 367-374.
- Martz, W. L., C. M. Burton and A. M. Jacobi, 1996b. *Local Composition Modeling of the Thermodynamic Properties of Refrigerant and Oil Mixtures*. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 19, No. 1, p. 25-33.
- Mermond, Y., M. Feidt and C. Marvillet, 1999. *Propriétés Thermodynamiques et Physiques des Mélanges de Fluides Frigorigène et d'Huiles*. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 22, No. 7, p. 569-579.

- Moffat, R. J., 1982. *Contributions to the Theory of Single Sample Uncertainty Analysis*. **Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering**, Vol. 104, June, p. 250-260.
- Moffat, J. R., 1988. *Describing the Uncertainties in Experimental Results*. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, Vol. 1, p. 3-17.
- Montgomery, D. C., 1997. *Design and Analysis of Experiments*. 4th edition, **John Wiley & Sons, Inc.**, United States of America.
- Motta, S. Y., R. P. Marques, S. L. Braga e J. A. R. Parise, 1998. *Misturas Refrigerante-Óleo Lubrificante: Pressão e Temperatura de Saturação*. **Ciência e Engenharia**, Vol. 7, No. 2, p. 70-78.
- NIST, 1998. *REFPROP – Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures*. NIST Standard Reference Database 23 – Version 6.0. **National Institute of Standards and Technology**, Gaithersburg, MD, United States of America.
- Prausnitz, J. M., 1969. *Molecular Thermodynamics of Fluid-Phase Equilibria*. **Prentice-Hall, Inc.**, New Jersey.
- Schlager, L. M., M. B. Pate and A. E. Bergles, 1987. *A Survey of Refrigerant Heat Transfer and Pressure Drop Emphasizing Oil Effects and In-Tube Augmentation*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 93, Part 1, p. 392-415.
- Shao, D. W. and E. Granryd, 1995. *Heat Transfer and Pressure Drop of HFC134a-Oil Mixtures in a Horizontal Condensing Tube*. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 18, No. 8, p. 524-533.
- Short, G. D. and R. C. Cavestri, 1992. *High-viscosity Ester Lubricants for Alternative Refrigerants*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 98, Part 1, p. 789-795.
- Short, G. D., 1990. *Synthetic Lubricants and Their Refrigeration Applications*. **Lubrication Engineering**, Vol. 46, April, p. 239-247.

- Spauschus, H. O., 1984. *Evaluation of Lubricants for Refrigeration and Air-Conditioning Compressors*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 90, Part 2B, p. 784-798.
- Spauschus, H. O. and L. M. Speaker, 1987. *A Review of Viscosity Data for Oil-Refrigerant Solutions*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 93, Part 2, p. 667-681.
- Stolarski, R. S., 1988. *The Antarctic Ozone Hole*. **Scientific American**, Vol. 258, No. 1, p. 20-26.
- Sundaresan, S. G. and W. R. Finkenstadt, 1992. *Polyalkylene Glycol and Polyolester Lubricant Candidates for Use With HFC-134a in Refrigeration Compressors*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 98, Part 1, p. 796-803.
- Takaishi, Y. and K. Oguchi, 1987. *Measurements of Vapor Pressures of R-22/Oil Solutions*. **XVIIIth International Congress of Refrigeration**, Vienna, Vol. B, p. 217-222.
- Thome, J. R., 1995, *Comprehensive Thermodynamic Approach to Modeling Refrigerant-Lubricating Oil Mixtures*. **HVAC&R Research**, Vol. I, No. 2, April, p. 110-126.
- Thomas, R. H. P. and H. T. Pham, 1992. *Solubility and Miscibility of Environmentally Safer Refrigerant/Lubricant Mixtures*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 98, Part 1, p. 783-788.
- Van Gaalen, N. A., M. B. Pate and S. C. Zoz, 1990. *The Measurement of Solubility and Viscosity of Oil/Refrigerant Mixtures at High Pressures and Temperatures: Test Facility and Initial Results for R-22/Naphthenic Oil Mixtures*. **ASHRAE Transactions**, Vol. 96, Part 2, p. 183-190.
- Yanagisawa, T., M. Fukuta, T. Shimizu and T. Zushi, 1994. *Influence of Oil-Refrigerant Solubility on the Performance of Rotary Compressors*. **International Compressor Engineering Conference at Purdue**, West Lafayette, Vol. I, p. 109-114.

NOMENCLATURA

**I.1- NOMENCLATURA DOS COMPONENTES DA BANCADA
EXPERIMENTAL**

BO – Bomba de óleo

COMP – Compressor hermético alternativo

FLUX – Fluxímetro tipo coriolis

MA – Motor elétrico do agitador vertical de turbina axial

MBO – Motor trifásico de acionamento da bomba de óleo

MVA, MVB, MRA e MRB – Manômetros tipo bourdon

RAP – Reservatório de alta pressão

RBP – Reservatório de baixa pressão

RVA e RVB – Resistências elétricas dos vasos de pressão

SO – Separador de óleo

TB – Tubo Bundy®

TC1 e TC2 – Trocadores de calor

TV – Tubo de vidro borossilicato temperado

UC1 e UC2 – Unidades condensadoras

VA1 e VA2 – Válvulas automáticas com abertura por solenóide

VAP – Vaso de alta pressão

VBP – Vaso de baixa pressão

VENT – Ventilador

VS1 a VS4 – Válvulas de segurança

I.2- NOMENCLATURA DA INSTALAÇÃO ELÉTRICA DA BANCADA EXPERIMENTAL

BO – Bomba de óleo
C1 a C7 – Chaves contadoras
CA – Condicionador de ar
CG – Chave contadora geral
COMP – compressor
DCA – Disjuntor do condicionador de ar
DG – Disjuntor geral
DL – Disjuntor das lâmpadas
DQC – Disjuntor do quadro de comando
DT1 a DT3 – Disjuntores das tomadas trifásicas
DTM – Disjuntor das tomadas monofásicas
DTP – Disjuntor das tomadas monofásicas tripolares
EST – Estabilizador
F1 a F3 – Fases
FC12 – Fonte de corrente contínua de 12V
FC24 – Fonte de corrente contínua de 24V
FDG, FD1, FD3, FD4, FD6 e FD7 – Fusíveis do tipo diazed
FLUX – Transdutor de fluxo de massa
LAMP – Lâmpadas
MON – Monitor
MOT – Motor trifásico do agitador a turbina axial
N – Neutro
PC – Microcomputador
R1 a R4 – Relês do módulo SCXI 1161 do sistema de aquisição e controle
RVA e RVB – Resistências elétricas dos vasos de pressão
SAC – Sistema de aquisição e controle
SG e S1 a S7 – Chaves de comando
T – Terra
TM – Tomadas monofásicas

TTF – Tomadas trifásicas

TTP – Tomada monofásica tripolar

UC1 – Unidade condensadora superior

UC2 – Unidade condensadora inferior

VA1 e VA2 – Válvulas automáticas com abertura por solenóide

VENT – Ventilador

RESULTADOS DA CALIBRAÇÃO DOS INSTRUMENTOS

II.1- INTRODUÇÃO

Nas tabelas seguintes são apresentados os dados e resultados das calibrações dos instrumentos, incluindo os valores previstos antes da calibração, os valores calculados utilizando as curvas de calibração levantadas e seus respectivos erros em relação à medição tomada como padrão.

A seguinte nomenclatura é utilizada nas tabelas:

P, T, Vol e \dot{m} - mensurandos

V – sinal de saída do instrumento

EPA – erro percentual antes da calibração

EPC – erro percentual utilizando a curva de calibração

u_c – incerteza padrão combinada

$U_{0,95}$ – incerteza expandida para um nível da confiança de 95%

Subíndices:

P – valor padrão

A – valor obtido antes da calibração

As variáveis dos mensurandos sem nenhum subíndice representam os valores obtidos com as curvas de calibração.

II.2- TRANSDUTORES DE PRESSÃO

Tabela II.1- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP01

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0141	0,002575	1,0728	1,0089	5,79	-0,52	0,0044	0,0113
2	1,9911	0,004974	2,0725	1,9992	4,09	0,41	0,0039	0,0099
3	3,9938	0,009807	4,0862	3,9940	2,31	0,01	0,0031	0,0072
4	5,9967	0,014655	6,1063	5,9951	1,83	-0,03	0,0030	0,0071
5	7,9879	0,019469	8,1119	7,9819	1,55	-0,08	0,0037	0,0090
6	9,9914	0,024349	10,1452	9,9961	1,54	0,05	0,0048	0,0124
médias					2,851	-0,027	0,0038	0,0095

Tabela II.2- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP02

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0141	0,002672	1,1134	1,0107	9,79	-0,34	0,0033	0,0082
2	1,9930	0,005063	2,1096	1,9984	5,85	0,27	0,0030	0,0070
3	3,9957	0,009897	4,1238	3,9955	3,21	0,00	0,0024	0,0054
4	5,9986	0,014744	6,1435	5,9981	2,42	-0,01	0,0024	0,0053
5	7,9898	0,019553	8,1471	7,9847	1,97	-0,06	0,0029	0,0067
6	9,9933	0,024424	10,1765	9,9969	1,83	0,04	0,0036	0,0089
médias					4,178	-0,017	0,0029	0,0069

Tabela II.3- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP03

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0141	0,002660	1,1083	1,0110	9,29	-0,31	0,0042	0,0108
2	1,9923	0,005055	2,1061	1,9994	5,71	0,35	0,0037	0,0090
3	3,9950	0,009888	4,1198	3,9942	3,12	-0,02	0,0029	0,0069
4	5,9979	0,014735	6,1395	5,9950	2,36	-0,05	0,0029	0,0068
5	7,9891	0,019552	8,1465	7,9832	1,97	-0,07	0,0035	0,0086
6	9,9926	0,024434	10,1808	9,9983	1,88	0,06	0,0046	0,0118
médias					4,056	-0,0067	0,0036	0,0090

Tabela II.4- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP04

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0134	0,002720	1,1334	1,0056	11,84	-0,77	0,0059	0,0151
2	1,9926	0,005140	2,1416	2,0052	7,48	0,63	0,0051	0,0131
3	3,9951	0,009953	4,1470	3,9935	3,80	-0,04	0,0040	0,0102
4	5,9978	0,014799	6,1662	5,9954	2,81	-0,04	0,0039	0,0099
5	7,9889	0,019610	8,1709	7,9830	2,28	-0,07	0,0048	0,0125
6	9,9923	0,024486	10,2026	9,9973	2,10	0,05	0,0065	0,0180
médias					5,051	-0,039	0,0050	0,0131

Tabela II.5- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP05

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0134	0,002605	1,0856	1,0059	7,13	-0,74	0,0051	0,0131
2	1,9909	0,005016	2,0898	2,0014	4,97	0,53	0,0044	0,0114
3	3,9934	0,009837	4,0989	3,9931	2,64	-0,01	0,0035	0,0085
4	5,9961	0,014684	6,1185	5,9951	2,04	-0,02	0,0034	0,0083
5	7,9872	0,019494	8,1225	7,9818	1,69	-0,07	0,0042	0,0108
6	9,9906	0,024367	10,1527	9,9944	1,62	0,04	0,0056	0,0144
médias					3,349	-0,044	0,0044	0,0111

Tabela II.6- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP06

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0134	0,002683	1,1178	1,0100	10,31	-0,34	0,0035	0,0085
2	1,9928	0,005071	2,1129	1,9962	6,03	0,17	0,0031	0,0072
3	3,9953	0,009920	4,1332	3,9985	3,45	0,08	0,0025	0,0057
4	5,9980	0,014760	6,1498	5,9972	2,53	-0,01	0,0025	0,0055
5	7,9891	0,019568	8,1533	7,9829	2,06	-0,08	0,0029	0,0069
6	9,9925	0,024443	10,1848	9,9963	1,92	0,04	0,0038	0,0092
médias					4,383	-0,023	0,0030	0,0072

Tabela II.7- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP07

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0134	0,002631	1,0963	1,0054	8,18	-0,79	0,0055	0,0142
2	1,9921	0,005049	2,1039	2,0036	5,61	0,58	0,0048	0,0123
3	3,9946	0,009872	4,1133	3,9944	2,97	-0,01	0,0037	0,0092
4	5,9973	0,014720	6,1332	5,9954	2,27	-0,03	0,0036	0,0089
5	7,9884	0,019534	8,1391	7,9827	1,89	-0,07	0,0046	0,0117
6	9,9918	0,024411	10,1714	9,9961	1,80	0,04	0,0061	0,0156
médias					3,786	-0,046	0,0047	0,0120

Tabela II.8- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP08

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0136	0,002736	1,1402	1,0114	12,49	-0,21	0,0035	0,0085
2	1,9924	0,005121	2,1339	1,9962	7,10	0,19	0,0031	0,0073
3	3,9948	0,009966	4,1526	3,9968	3,95	0,05	0,0025	0,0057
4	5,9976	0,014805	6,1687	5,9947	2,85	-0,05	0,0025	0,0056
5	7,9887	0,019620	8,1750	7,9830	2,33	-0,07	0,0029	0,0070
6	9,9923	0,024498	10,2075	9,9972	2,15	0,05	0,0038	0,0093
médias					5,146	-0,007	0,0030	0,0072

Tabela II.9- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP09

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0136	0,002763	1,1514	1,0081	13,60	-0,54	0,0041	0,0106
2	1,9907	0,005159	2,1496	1,9978	7,98	0,35	0,0036	0,0089
3	3,9931	0,009992	4,1635	3,9944	4,27	0,03	0,0029	0,0068
4	5,9959	0,014836	6,1818	5,9953	3,10	-0,01	0,0028	0,0067
5	7,9870	0,019643	8,1847	7,9810	2,48	-0,08	0,0035	0,0085
6	9,9906	0,024518	10,2156	9,9945	2,25	0,04	0,0045	0,0116
médias					5,612	-0,034	0,0036	0,0088

Tabela II.10- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP10

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0136	0,002688	1,1202	1,0080	10,51	-0,55	0,0043	0,0111
2	1,9926	0,005091	2,1212	2,0001	6,45	0,38	0,0038	0,0092
3	3,9950	0,009925	4,1352	3,9964	3,51	0,04	0,0030	0,0071
4	5,9978	0,014767	6,1529	5,9962	2,59	-0,03	0,0029	0,0069
5	7,9889	0,019578	8,1573	7,9829	2,11	-0,07	0,0036	0,0088
6	9,9925	0,024454	10,1890	9,9966	1,97	0,04	0,0047	0,0121
médias					4,524	-0,033	0,0037	0,0092

Tabela II.11- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP11

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0136	0,002625	1,0938	1,0045	7,91	-0,90	0,0054	0,0139
2	1,9919	0,005038	2,0994	2,0019	5,39	0,50	0,0047	0,0120
3	3,9943	0,009868	4,1115	3,9976	2,93	0,08	0,0037	0,0090
4	5,9971	0,014703	6,1260	5,9957	2,15	-0,02	0,0036	0,0088
5	7,9882	0,019510	8,1291	7,9824	1,76	-0,07	0,0045	0,0115
6	9,9918	0,024380	10,1583	9,9950	1,67	0,03	0,0059	0,0152
médias					3,636	-0,063	0,0046	0,0117

Tabela II.12- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP12

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0133	0,002610	1,0874	1,0116	7,31	-0,17	0,0036	0,0089
2	1,9925	0,004997	2,0822	1,9981	4,50	0,28	0,0032	0,0078
3	3,9949	0,009826	4,0940	3,9931	2,48	-0,05	0,0026	0,0059
4	5,9977	0,014673	6,1136	5,9958	1,93	-0,03	0,0025	0,0057
5	7,9885	0,019482	8,1177	7,9831	1,62	-0,07	0,0031	0,0072
6	9,9920	0,024357	10,1487	9,9972	1,57	0,05	0,0039	0,0101
médias					3,236	0,003	0,0032	0,0076

Tabela II.13- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP13

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0141	1,002458	1,0405	1,0184	2,61	0,42	0,0063	0,0163
2	1,9928	1,159081	2,0233	1,9976	1,53	0,24	0,0056	0,0136
3	3,9955	1,477863	4,0237	3,9906	0,71	-0,12	0,0044	0,0105
4	5,9984	1,797678	6,0306	5,9901	0,54	-0,14	0,0043	0,0103
5	7,9896	2,116319	8,0301	7,9823	0,51	-0,09	0,0053	0,0130
6	9,9931	2,439755	10,0597	10,0044	0,67	0,11	0,0070	0,0179
médias					1,093	0,071	0,0055	0,0136

Tabela II.14- Dados e resultados da calibração do transdutor de pressão TP14

Ponto	P_p (bar)	V (V)	P_A (bar)	P (bar)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(P)$ (bar)	$U_{0,95}(P)$ (bar)
1	1,0133	1,005375	1,0588	1,0058	4,49	-0,74	0,0060	0,0155
2	1,9920	1,163943	2,0539	2,0023	3,10	0,51	0,0053	0,0130
3	3,9944	1,481424	4,0461	3,9974	1,29	0,07	0,0043	0,0098
4	5,9972	1,798979	6,0388	5,9929	0,69	-0,07	0,0042	0,0096
5	7,9880	2,115282	8,0236	7,9806	0,45	-0,09	0,0051	0,0124
6	9,9915	2,436230	10,0376	9,9975	0,46	0,06	0,0066	0,0169
médias					1,749	-0,043	0,0052	0,0129

Tabela II.15- Coeficientes das curvas de calibração dos transdutores de pressão (Equação 3.7)

Transdutor	Coeficientes	
	a	b
TP01	-0,0538	412,75
TP02	-0,0933	413,13
TP03	-0,0869	412,76
TP04	-0,1181	413,10
TP05	-0,0702	413,05
TP06	-0,0979	412,96
TP07	-0,0807	412,79
TP08	-0,1185	412,92
TP09	-0,1334	413,09
TP10	-0,1023	412,98
TP11	-0,0803	413,26
TP12	-0,0668	413,19
TP13	-5,2490	6,25
TP14	-5,3121	6,28

II.3- TERMOPARES

Tabela II.16- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar01

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001064	0,53	0,01	-	-	0,047	0,096
2	5,70	27,09	-0,000835	6,22	5,72	9,09	0,43	0,040	0,079
3	9,92	27,26	-0,000682	10,30	9,83	3,86	-0,87	0,039	0,076
4	14,80	27,28	-0,000485	15,30	14,86	3,35	0,39	0,038	0,075
5	19,91	27,24	-0,000282	20,33	19,92	2,09	0,04	0,039	0,076
6	24,88	27,28	-0,000084	25,24	24,86	1,45	-0,08	0,040	0,078
7	30,20	27,50	0,000126	30,58	30,22	1,25	0,07	0,039	0,076
8	35,30	27,64	0,000330	35,63	35,29	0,94	-0,03	0,038	0,075
9	40,30	27,45	0,000546	40,61	40,27	0,77	-0,07	0,038	0,074
10	44,20	27,57	0,000708	44,58	44,23	0,85	0,08	0,040	0,080
11	50,12	27,85	0,000949	50,48	50,11	0,71	-0,02	0,048	0,098
T_{ref} (°C)	27,40				médias	2,44	-0,01	0,040	0,080

Tabela II.17- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar02

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001064	0,53	0,01	-	-	0,047	0,096
2	5,70	27,09	-0,000835	6,22	5,72	9,09	0,43	0,040	0,079
3	9,92	27,26	-0,000682	10,30	9,83	3,86	-0,87	0,039	0,076
4	14,80	27,28	-0,000485	15,30	14,86	3,35	0,39	0,038	0,075
5	19,91	27,24	-0,000282	20,33	19,92	2,09	0,04	0,039	0,076
6	24,88	27,28	-0,000084	25,24	24,86	1,45	-0,08	0,040	0,078
7	30,20	27,50	0,000126	30,58	30,22	1,25	0,07	0,039	0,076
8	35,30	27,64	0,000330	35,63	35,29	0,94	-0,03	0,038	0,075
9	40,30	27,45	0,000546	40,61	40,27	0,77	-0,07	0,038	0,074
10	44,20	27,57	0,000708	44,58	44,23	0,85	0,08	0,040	0,080
11	50,12	27,85	0,000949	50,48	50,11	0,71	-0,02	0,048	0,098
T_{ref} (°C)		27,40	médias			2,44	-0,01	0,040	0,080

Tabela II.18- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar03

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001051	0,87	0,02	-	-	0,049	0,100
2	5,70	27,09	-0,000825	6,50	5,72	14,00	0,42	0,040	0,080
3	9,92	27,26	-0,000672	10,57	9,85	6,51	-0,74	0,039	0,077
4	14,80	27,28	-0,000477	15,49	14,84	4,66	0,27	0,039	0,076
5	19,91	27,24	-0,000276	20,47	19,90	2,83	-0,07	0,039	0,078
6	24,88	27,28	-0,000078	25,37	24,86	1,99	-0,06	0,040	0,079
7	30,20	27,50	0,000129	30,66	30,22	1,54	0,07	0,040	0,078
8	35,30	27,64	0,000334	35,74	35,36	1,26	0,16	0,039	0,076
9	40,30	27,45	0,000544	40,57	40,24	0,68	-0,15	0,040	0,078
10	44,20	27,57	0,000706	44,52	44,21	0,72	0,03	0,041	0,081
11	50,12	27,85	0,000945	50,39	50,11	0,54	-0,01	0,050	0,101
T_{ref} (°C)		27,40	médias			3,47	-0,01	0,041	0,082

Tabela II.19- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar04

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001059	0,66	0,00	-	-	0,047	0,095
2	5,70	27,09	-0,000832	6,32	5,73	10,80	0,54	0,040	0,078
3	9,92	27,26	-0,000678	10,40	9,87	4,85	-0,52	0,038	0,075
4	14,80	27,28	-0,000485	15,29	14,82	3,29	0,14	0,038	0,075
5	19,91	27,24	-0,000282	20,31	19,92	2,02	0,03	0,039	0,076
6	24,88	27,28	-0,000086	25,19	24,86	1,24	-0,09	0,039	0,076
7	30,20	27,50	0,000123	30,50	30,24	1,00	0,12	0,039	0,076
8	35,30	27,64	0,000325	35,54	35,33	0,67	0,08	0,038	0,075
9	40,30	27,45	0,000536	40,38	40,22	0,20	-0,19	0,039	0,077
10	44,20	27,57	0,000699	44,35	44,23	0,35	0,07	0,041	0,080
11	50,12	27,85	0,000937	50,21	50,12	0,18	0,00	0,048	0,097
T_{ref} (°C)		27,40	médias			2,46	0,02	0,040	0,080

Tabela II.20- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar05

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001073	0,30	0,01	-	-	0,045	0,091
2	5,70	27,09	-0,000845	5,98	5,71	4,99	0,20	0,039	0,076
3	9,92	27,26	-0,000689	10,12	9,87	2,04	-0,53	0,038	0,075
4	14,80	27,28	-0,000494	15,07	14,84	1,84	0,27	0,038	0,074
5	19,91	27,24	-0,000289	20,13	19,92	1,11	0,06	0,038	0,074
6	24,88	27,28	-0,000092	25,04	24,85	0,63	-0,12	0,039	0,076
7	30,20	27,50	0,000117	30,37	30,20	0,56	0,00	0,037	0,073
8	35,30	27,64	0,000324	35,51	35,35	0,58	0,14	0,038	0,074
9	40,30	27,45	0,000537	40,40	40,24	0,24	-0,14	0,037	0,073
10	44,20	27,57	0,000700	44,39	44,23	0,42	0,06	0,039	0,077
11	50,12	27,85	0,000941	50,29	50,11	0,35	-0,01	0,046	0,093
T_{ref} (°C)		27,40	médias			1,28	-0,01	0,040	0,078

Tabela II.21- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar06

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001080	0,12	0,00	-	-	0,045	0,090
2	5,70	27,09	-0,000852	5,79	5,73	1,53	0,53	0,039	0,076
3	9,92	27,26	-0,000699	9,88	9,86	-0,42	-0,57	0,038	0,074
4	14,80	27,28	-0,000505	14,79	14,83	-0,10	0,18	0,038	0,074
5	19,91	27,24	-0,000302	19,83	19,93	-0,43	0,08	0,038	0,074
6	24,88	27,28	-0,000106	24,70	24,86	-0,73	-0,09	0,038	0,075
7	30,20	27,50	0,000102	29,99	30,21	-0,68	0,04	0,038	0,074
8	35,30	27,64	0,000306	35,06	35,34	-0,67	0,10	0,037	0,073
9	40,30	27,45	0,000517	39,92	40,24	-0,94	-0,15	0,038	0,074
10	44,20	27,57	0,000678	43,86	44,21	-0,76	0,03	0,039	0,076
11	50,12	27,85	0,000917	49,74	50,12	-0,76	0,00	0,045	0,091
T_{ref} (°C)		27,40	médias			-0,40	0,02	0,039	0,077

Tabela II.22- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar07

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001091	-0,17	0,01	-	-	0,049	0,101
2	5,70	27,09	-0,000862	5,54	5,73	-2,77	0,49	0,041	0,082
3	9,92	27,26	-0,000708	9,65	9,84	-2,73	-0,80	0,039	0,077
4	14,80	27,28	-0,000511	14,64	14,84	-1,11	0,26	0,039	0,077
5	19,91	27,24	-0,000307	19,70	19,92	-1,04	0,07	0,039	0,078
6	24,88	27,28	-0,000109	24,61	24,85	-1,09	-0,14	0,040	0,080
7	30,20	27,50	0,000100	29,96	30,21	-0,81	0,03	0,040	0,078
8	35,30	27,64	0,000307	35,08	35,35	-0,62	0,14	0,039	0,077
9	40,30	27,45	0,000519	39,97	40,24	-0,82	-0,14	0,039	0,077
10	44,20	27,57	0,000682	43,96	44,24	-0,55	0,08	0,041	0,082
11	50,12	27,85	0,000921	49,83	50,11	-0,57	-0,03	0,050	0,102
T_{ref} (°C)		27,40	médias			-1,21	0,00	0,042	0,083

Tabela II.23- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar08

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001072	0,31	0,02	-	-	0,049	0,100
2	5,70	27,09	-0,000845	5,97	5,73	4,66	0,53	0,040	0,081
3	9,92	27,26	-0,000693	10,02	9,84	1,06	-0,84	0,039	0,077
4	14,80	27,28	-0,000498	14,96	14,84	1,11	0,25	0,039	0,077
5	19,91	27,24	-0,000295	19,99	19,92	0,39	0,07	0,040	0,078
6	24,88	27,28	-0,000099	24,86	24,86	-0,10	-0,10	0,040	0,080
7	30,20	27,50	0,000108	30,15	30,21	-0,18	0,03	0,039	0,077
8	35,30	27,64	0,000313	35,24	35,35	-0,18	0,15	0,039	0,076
9	40,30	27,45	0,000523	40,08	40,24	-0,55	-0,14	0,038	0,076
10	44,20	27,57	0,000685	44,01	44,21	-0,43	0,02	0,041	0,081
11	50,12	27,85	0,000923	49,88	50,12	-0,47	-0,01	0,049	0,100
T_{ref} (°C)		27,40	médias			0,53	0,00	0,041	0,082

Tabela II.24- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar09

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001063	0,54	0,02	-	-	0,051	0,104
2	5,70	27,09	-0,000838	6,16	5,71	8,09	0,17	0,041	0,083
3	9,92	27,26	-0,000685	10,24	9,84	3,25	-0,79	0,040	0,079
4	14,80	27,28	-0,000489	15,18	14,84	2,57	0,30	0,040	0,078
5	19,91	27,24	-0,000286	20,21	19,94	1,49	0,14	0,040	0,079
6	24,88	27,28	-0,000091	25,06	24,85	0,73	-0,10	0,041	0,082
7	30,20	27,50	0,000116	30,35	30,21	0,50	0,02	0,040	0,079
8	35,30	27,64	0,000322	35,44	35,35	0,40	0,14	0,039	0,078
9	40,30	27,45	0,000532	40,27	40,23	-0,07	-0,18	0,039	0,077
10	44,20	27,57	0,000694	44,24	44,22	0,09	0,05	0,042	0,085
11	50,12	27,85	0,000933	50,11	50,12	-0,01	0,00	0,052	0,106
T_{ref} (°C)		27,40	médias			1,70	-0,03	0,042	0,084

Tabela II.25- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar10

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001069	0,39	0,02	-	-	0,051	0,104
2	5,70	27,09	-0,000843	6,02	5,73	5,60	0,60	0,042	0,083
3	9,92	27,26	-0,000692	10,05	9,83	1,36	-0,92	0,040	0,079
4	14,80	27,28	-0,000497	14,99	14,84	1,27	0,28	0,040	0,078
5	19,91	27,24	-0,000296	19,98	19,91	0,33	0,01	0,040	0,080
6	24,88	27,28	-0,000100	24,84	24,85	-0,18	-0,11	0,041	0,082
7	30,20	27,50	0,000106	30,11	30,20	-0,31	0,01	0,040	0,080
8	35,30	27,64	0,000311	35,19	35,37	-0,30	0,19	0,040	0,078
9	40,30	27,45	0,000521	40,02	40,26	-0,70	-0,10	0,038	0,076
10	44,20	27,57	0,000681	43,92	44,21	-0,64	0,01	0,042	0,083
11	50,12	27,85	0,000918	49,76	50,10	-0,73	-0,03	0,051	0,105
T_{ref} (°C)	27,40				médias	0,57	-0,01	0,042	0,084

Tabela II.26- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar11

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001069	0,40	0,02	-	-	0,050	0,102
2	5,70	27,09	-0,000840	6,09	5,71	6,87	0,18	0,041	0,081
3	9,92	27,26	-0,000685	10,22	9,85	3,06	-0,73	0,040	0,078
4	14,80	27,28	-0,000489	15,19	14,83	2,66	0,21	0,039	0,077
5	19,91	27,24	-0,000284	20,26	19,92	1,78	0,05	0,040	0,078
6	24,88	27,28	-0,000086	25,18	24,86	1,20	-0,10	0,041	0,081
7	30,20	27,50	0,000123	30,52	30,22	1,06	0,07	0,039	0,078
8	35,30	27,64	0,000330	35,64	35,36	0,95	0,17	0,039	0,077
9	40,30	27,45	0,000540	40,48	40,22	0,45	-0,19	0,039	0,077
10	44,20	27,57	0,000704	44,47	44,22	0,60	0,05	0,042	0,083
11	50,12	27,85	0,000943	50,35	50,12	0,46	0,00	0,050	0,103
T_{ref} (°C)	27,40				médias	1,91	-0,03	0,042	0,083

Tabela II.27- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar12

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001066	0,46	0,01	-	-	0,049	0,099
2	5,70	27,09	-0,000837	6,18	5,74	8,49	0,74	0,040	0,081
3	9,92	27,26	-0,000684	10,27	9,84	3,53	-0,78	0,039	0,077
4	14,80	27,28	-0,000488	15,23	14,82	2,88	0,12	0,039	0,076
5	19,91	27,24	-0,000282	20,30	19,92	1,98	0,05	0,039	0,077
6	24,88	27,28	-0,000085	25,21	24,85	1,34	-0,10	0,040	0,079
7	30,20	27,50	0,000125	30,56	30,23	1,20	0,09	0,039	0,077
8	35,30	27,64	0,000330	35,65	35,34	1,00	0,11	0,039	0,076
9	40,30	27,45	0,000543	40,54	40,24	0,60	-0,15	0,039	0,076
10	44,20	27,57	0,000706	44,53	44,23	0,74	0,07	0,041	0,081
11	50,12	27,85	0,000946	50,41	50,11	0,57	-0,02	0,049	0,101
T_{ref} (°C)		27,40	médias			2,23	0,01	0,041	0,082

Tabela II.28- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar17

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	0,00	27,26	-0,001065	0,50	0,00	-	-	0,049	0,099
2	5,70	27,09	-0,000835	6,22	5,73	9,15	0,57	0,040	0,080
3	9,92	27,26	-0,000682	10,31	9,83	3,97	-0,87	0,039	0,076
4	14,80	27,28	-0,000484	15,31	14,84	3,44	0,28	0,039	0,076
5	19,91	27,24	-0,000279	20,40	19,95	2,45	0,18	0,039	0,077
6	24,88	27,28	-0,000081	25,30	24,86	1,67	-0,10	0,040	0,079
7	30,20	27,50	0,000129	30,65	30,22	1,48	0,05	0,039	0,078
8	35,30	27,64	0,000334	35,74	35,31	1,24	0,02	0,039	0,076
9	40,30	27,45	0,000549	40,68	40,24	0,94	-0,14	0,039	0,076
10	44,20	27,57	0,000712	44,67	44,22	1,05	0,05	0,040	0,081
11	50,12	27,85	0,000954	50,60	50,13	0,96	0,02	0,049	0,100
T_{ref} (°C)		27,40	médias			2,64	0,01	0,041	0,082

Tabela II.29- Dados e resultados da calibração do termopar Tpar16

Ponto	T_p (°C)	T_{jf} (°C)	V (V)	T_A (°C)	T (°C)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(T)$ (°C)	$U_{0,95}(T)$ (°C)
1	50,15	23,89	0,001114	50,57	0,33	0,83	-99,34	0,038	0,075
2	46,24	23,81	0,000948	46,62	0,26	0,83	-99,44	0,037	0,073
3	40,56	23,74	0,000713	40,99	0,19	1,07	-99,54	0,036	0,070
4	35,45	23,63	0,000505	35,92	0,07	1,33	-99,79	0,035	0,068
5	30,30	23,59	0,000293	30,77	0,03	1,55	-99,89	0,036	0,070
6	26,50	23,58	0,000139	27,00	0,03	1,89	-99,89	0,035	0,069
7	20,10	23,52	-0,000118	20,61	-0,04	2,52	-100,20	0,035	0,068
8	15,70	23,48	-0,000294	16,20	-0,08	3,16	-100,50	0,034	0,067
9	10,60	23,32	-0,000490	11,12	-0,23	4,90	-102,19	0,034	0,066
10	5,50	23,28	-0,000689	6,00	-0,27	9,08	-104,92	0,036	0,070
11	0,00	23,27	-0,000901	0,52	-0,29	-	-	0,036	0,071
T_{ref} (°C)		23,56			médias	2,93	-100,71	0,036	0,070

Tabela II.30- Coeficientes das curvas diretas de calibração dos termopares (Equação 3.11)

Termopar	Coeficientes		
	a	b	c
Tpar01	-0,359	24536,3	-697932,5
Tpar02	-0,465	24535,2	-662269,6
Tpar03	-0,47	24745,21	-691110,81
Tpar04	-0,29	24739,49	-683335,76
Tpar05	-0,17	24513,80	-681434,80
Tpar06	0,20	24707,61	-665256,92
Tpar07	0,26	24505,31	-644574,14
Tpar08	0,04	24723,75	-673215,06
Tpar09	-0,17	24719,70	-691305,41
Tpar10	0,07	24817,53	-669510,56
Tpar11	-0,30	24538,82	-616534,25
Tpar12	-0,34	24539,83	-650463,61
Tpar17	-0,42	24470,54	-675721,12
Tpar16	-0,48	24703,29	-598087,93

Tabela II.31- Coeficientes das curvas indiretas de calibração dos termopares (Equação 3.12)

Termopar	Coeficientes	
	b'	c'
Tpar01	4,0836E-05	4,6810E-08
Tpar02	4,0841E-05	4,4451E-08
Tpar03	4,0498E-05	4,5215E-08
Tpar04	4,0490E-05	4,4673E-08
Tpar05	4,0853E-05	4,5754E-08
Tpar06	4,0496E-05	4,3535E-08
Tpar07	4,0824E-05	4,3230E-08
Tpar08	4,0484E-05	4,4022E-08
Tpar09	4,0512E-05	4,5272E-08
Tpar10	4,0328E-05	4,3288E-08
Tpar11	4,0813E-05	4,1331E-08
Tpar12	4,0820E-05	4,3606E-08
Tpar17	4,0948E-05	4,5711E-08
Tpar16	4,0554E-05	4,0294E-08

II.4- TRANSDUTOR DE NÍVEL

Tabela II.32- Dados e resultados da calibração do transdutor de nível

Ponto	Volume Acumulado (l)	V (V)	Vol (l)	EPC (%)	$u_c(\text{Vol})$ (°C)	$U_{0,95}(\text{Vol})$ (°C)
1	82,65	0,9729	81,91	-0,89	1,00	1,65
2	87,45	1,0656	88,47	1,16	0,99	1,64
3	92,32	1,1123	91,77	-0,59	0,99	1,64
4	97,16	1,2054	98,35	1,23	0,99	1,64
5	102,01	1,2516	101,61	-0,39	0,99	1,63
6	106,80	1,3435	108,10	1,22	0,99	1,63
7	111,60	1,3898	111,38	-0,20	0,99	1,63
8	116,47	1,4828	117,95	1,27	0,99	1,63
9	121,34	1,5299	121,28	-0,04	0,99	1,63
10	126,17	1,5762	124,55	-1,28	0,98	1,62
11	131,03	1,6701	131,19	0,12	0,98	1,62
12	135,82	1,7131	134,23	-1,18	0,98	1,62
13	140,68	1,8073	140,89	0,15	0,98	1,62
14	145,55	1,8535	144,16	-0,96	0,98	1,62
15	150,39	1,9467	150,74	0,24	0,98	1,61
16	155,21	1,9930	154,01	-0,77	0,98	1,61
17	160,06	2,0858	160,57	0,32	0,98	1,61
18	164,92	2,1309	163,76	-0,70	0,98	1,61

Tabela II.32- Dados e resultados da calibração do transdutor de nível (continuação)

Ponto	Volume Acumulado (l)	V (V)	Vol (l)	EPC (%)	$u_c(\text{Vol})$ (°C)	$U_{0,95}(\text{Vol})$ (°C)
19	169,78	2,2253	170,43	0,38	0,97	1,61
20	174,62	2,2717	173,71	-0,52	0,97	1,61
21	179,50	2,3633	180,19	0,38	0,97	1,61
22	184,37	2,4093	183,44	-0,51	0,97	1,61
23	189,22	2,5029	190,05	0,44	0,97	1,60
24	194,06	2,5486	193,28	-0,40	0,97	1,60
25	198,88	2,6420	199,88	0,50	0,97	1,60
26	203,76	2,6872	203,08	-0,34	0,97	1,60
27	208,62	2,7329	206,30	-1,11	0,97	1,60
28	213,48	2,8282	213,04	-0,21	0,97	1,60
29	218,34	2,9219	219,66	0,60	0,97	1,60
30	223,23	2,9679	222,91	-0,14	0,97	1,60
31	228,03	3,0591	229,36	0,58	0,97	1,60
32	232,89	3,1123	233,12	0,10	0,97	1,60
33	237,72	3,1654	236,87	-0,36	0,97	1,60
34	242,58	3,2343	241,75	-0,34	0,97	1,60
35	247,42	3,3289	248,43	0,41	0,97	1,60
36	252,28	3,3751	251,69	-0,23	0,97	1,60
37	257,11	3,4659	258,11	0,39	0,97	1,60
38	261,97	3,5568	264,54	0,98	0,97	1,60
39	266,84	3,6028	267,79	0,35	0,97	1,60
40	272,83	3,6494	271,09	-0,64	0,97	1,60
41	276,52	3,7421	277,64	0,40	0,97	1,60
42	281,38	3,7880	280,88	-0,18	0,97	1,60
43	286,25	3,8791	287,32	0,37	0,97	1,61
44	291,12	3,9255	290,60	-0,18	0,97	1,61
45	295,99	4,0176	297,11	0,38	0,97	1,61
46	300,86	4,0660	300,53	-0,11	0,97	1,61
47	305,73	4,1620	307,31	0,52	0,98	1,61
48	310,57	4,2129	310,91	0,11	0,98	1,61
49	315,43	4,3060	317,49	0,65	0,98	1,61
50	320,29	4,3527	320,79	0,16	0,98	1,61
51	325,15	4,4442	327,26	0,65	0,98	1,62
52	329,95	4,4898	330,48	0,16	0,98	1,62
53	334,77	4,5363	333,77	-0,30	0,98	1,62
54	339,61	4,6257	340,09	0,14	0,98	1,62
55	344,48	4,6706	343,26	-0,35	0,98	1,62
56	349,33	4,7608	349,63	0,09	0,98	1,62
57	354,20	4,8053	352,78	-0,40	0,99	1,63
58	359,06	4,8987	359,38	0,09	0,99	1,63
59	363,93	4,9439	362,58	-0,37	0,99	1,63
60	368,74	5,0352	369,03	0,08	0,99	1,63
61	373,61	5,0808	372,25	-0,37	0,99	1,63
62	378,48	5,1722	378,71	0,06	0,99	1,64
63	383,35	5,2173	381,90	-0,38	0,99	1,64
64	388,21	5,3081	388,32	0,03	1,00	1,64
65	393,04	5,3539	391,56	-0,38	1,00	1,65
			médias	-0,002	0,98	1,62

II.5- FLUXÍMETRO

Tabela II.33- Dados e resultados da calibração do fluxímetro

Ponto	\dot{m}_p (kg/h)	V (V)	\dot{m}_A (kg/h)	\dot{m} (kg/h)	EPA (%)	EPC (%)	$u_c(\dot{m})$ (kg/h)	$u_c(\dot{m})/\dot{m}$ (%)	$U_{0,95}(\dot{m})$ (kg/h)	$U_{0,95}(\dot{m})/\dot{m}$ (%)
1	5,23	1,3491	5,32	5,23	1,71	-0,03	0,009	0,16	0,017	0,32
2	10,26	1,6839	10,36	10,27	0,93	0,06	0,012	0,11	0,023	0,22
3	15,09	2,0045	15,19	15,10	0,63	0,06	0,016	0,10	0,031	0,20
4	20,38	2,3552	20,47	20,39	0,43	0,02	0,020	0,10	0,033	0,16
5	25,33	2,6829	25,40	25,32	0,31	-0,02	0,025	0,10	0,041	0,16
6	30,64	3,0351	30,71	30,63	0,22	-0,04	0,035	0,12	0,058	0,19
7	35,34	3,3473	35,41	35,33	0,19	-0,03	0,047	0,13	0,077	0,22
8	40,37	3,6813	40,44	40,37	0,17	-0,01	0,060	0,15	0,098	0,24
9	45,26	4,0058	45,33	45,26	0,15	-0,02	0,076	0,17	0,125	0,28
10	50,15	4,3316	50,23	50,16	0,16	0,02	0,093	0,19	0,154	0,31
11	55,27	4,6710	55,35	55,28	0,14	0,01	0,116	0,21	0,191	0,35
12	58,53	4,8873	58,60	58,54	0,12	0,00	0,125	0,21	0,206	0,35
médias					0,43	0,00	0,05	0,15	0,09	0,25

ESTIMATIVA DA VAZÃO MÁSSICA

III.1- METODOLOGIA PARA A ESTIMATIVA DA VAZÃO

Em todos os ensaios de escoamento da mistura óleo e lubrificante a queda de pressão apresentou-se linear até pelo menos o quarto ponto de medição. Isto permite que a vazão mássica seja estimada através da Equação 5.1, considerando o escoamento como monofásico.

Como em todos os ensaios o número de Reynolds é pequeno, o escoamento é laminar, portanto calculou-se o fator de atrito através da relação $64/Re$. O gradiente de pressão, $\Delta P / L$, foi tomado como a inclinação da reta ajustada pelo método dos mínimos quadrados, enquanto a densidade e a viscosidade absoluta da mistura líquida foram calculadas com os valores médios de pressão e temperatura.

A vazão mássica reportada corresponde à média aritmética das vazões calculadas para cada instante no intervalo de interesse.

III.2- MEDIÇÃO DA VAZÃO UTILIZANDO O TRANSDUTOR DE NÍVEL

Utilizou-se o transdutor de nível para medir a vazão mássica em diversos ensaios. Três fatores dificultaram esta medição. Em primeiro lugar, como o vaso VAP tem um grande diâmetro (65 cm), a variação do nível com a vazão é pequena. Segundo, a resolução do

transdutor de nível é muito grande (1 cm). Esta resolução, associada ao diâmetro do vaso VAP, faz com que a resolução da medição de volume seja de 3,32 litros. E por último, o transdutor de nível não chega ao fundo do reservatório, de forma que a medição só se torna viável a partir de um volume de 82,7 litros.

A questão da resolução do transdutor foi contornada realizando-se ensaios de longa duração de forma que a variação do nível fosse suficientemente grande para que se pudesse calcular a vazão mássica com uma incerteza razoável. Porém, nos ensaios de longa duração é necessário uma boa quantidade de mistura encontrá-se disponível no vaso VAP. Desta forma só foi possível realizar medições de vazão com o transdutor de nível em pressões relativamente baixas e com misturas com pequena fração mássica de refrigerante, uma vez que a quantidade de refrigerante disponível era limitada.

A Figura III.1 apresenta a diminuição do nível durante o ensaio apresentado nas Figuras 5.2 a 5.8 do Capítulo 5.

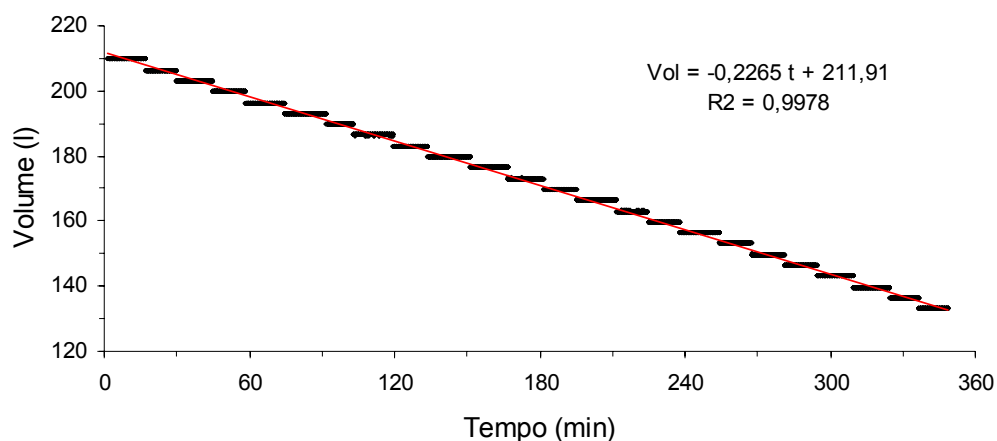


Figura III.1- Variação do volume de mistura líquida no vaso VAP com o tempo em um ensaio típico de escoamento de mistura óleo lubrificante de longa duração

A vazão é tomada como a inclinação da reta ajustada para os dados de volume em função do tempo (linha vermelha na figura) para evitar os erros advindos da determinação de um ponto volume x tempo, uma vez que a indicação do transdutor permanece constante por longos

períodos. O primeiro e o último valor da medição de nível são eliminados da curva para que sejam registrados os instantes exatos nos quais a indicação do transdutor foi alterada.

III.3- COMPARAÇÃO DOS VALORES ESTIMADOS DA VAZÃO MÁSSICA COM OS MEDIDOS

A Tabela III.1 apresenta a estimativa da vazão mássica e as medições com o transdutor de nível, destacando os erros em relação à medição do transdutor.

Tabela III.1- Resultados da estimativa da vazão mássica e da medição com o transdutor de nível

Ensaio	P_{VAP} (bar)	T_{VAPm} (°C)	w_r	$\dot{m}_{\Delta P}$ (kg/h)	\dot{m}_{Nivel} (kg/h)	erro (kg/h)	erro (%)
18	2,558	22,24	0,193	12,81	13,00	-0,19	-1,5
19	3,103	22,58	0,249	13,29	12,26	1,03	8,4
20	3,003	22,66	0,237	12,77	11,33	1,44	12,7
21	3,003	22,47	0,239	12,71	11,68	1,04	8,9
22	2,558	22,11	0,194	10,64	10,10	0,54	5,3
23	2,988	21,82	0,243	13,31	12,96	0,35	2,7
24	3,142	20,91	0,271	15,20	11,48	3,7	32,4
32	2,191	19,12	0,175	8,57	6,79	1,78	26,3
34	2,758	20,37	0,229	12,08	11,44	0,64	5,6
50	2,282	19,58	0,182	11,10	11,18	-0,08	-0,7
51	2,612	19,67	0,217	10,11	8,91	1,20	13,5

Até a fração mássica de refrigerante de 0,249 a estimativa da vazão mássica apresentou erros de no máximo 13,5 %, excetuando-se o ensaio 32. Como o erro apresentado no ensaio 32 não se repetiu em outros ensaios realizados em condições semelhantes este ensaio foi descartado. O ensaio 24 apresentou um erro excessivamente grande, sendo que a sua fração mássica de refrigerante foi superior a de todos os ensaios realizados com medição de vazão pelo transdutor de nível.

A influência da fração mássica no resultada da estimativa pôde ser verificada nos ensaios onde a vazão mássica foi medida com um fluxímetro do tipo coriolis. A Tabela III.2 apresenta a estimativa da vazão mássica em comparação com as indicações do fluxímetro.

Tabela III.2- Resultados da estimativa da vazão mássica e da medição com o fluxímetro

Ensaio	P_{VAP} (bar)	T_{VAPm} (°C)	w_r	\dot{m}_{FLUX} (kg/h)	$\dot{m}_{\Delta P}$ (kg/h)	erro (kg/h)	erro (%)
86	2,812	23,26	0,2112	13,57	12,58	-0,99	-7,3
a1	2,191	20,98	0,1639	8,69	8,53	-0,17	-1,9
a2	2,190	21,40	0,1616	7,25	7,27	0,02	0,3
b1	2,758	21,09	0,2226	12,24	11,74	-0,51	-4,1
b2	2,758	19,77	0,2340	9,66	10,36	0,70	7,3
b3b	2,758	20,47	0,2278	8,18	8,48	0,30	3,7
				9,50	9,69	0,19	2,0
b4	2,757	20,57	0,2268	6,53	6,24	-0,29	-4,4
				7,44	6,93	-0,51	-6,8
c1	3,525	20,00	0,3385	15,50	21,83	6,33	40,8
d4	3,858	19,59	0,4039	15,57	27,95	12,38	79,5
d1a	3,854	20,98	0,3769	12,72	39,35	26,63	209,3
d2a	3,855	21,02	0,3762	11,65	41,81	30,16	258,8
				12,24	39,57	27,33	223,3
d3a	3,781	21,15	0,3616	10,51	39,98	29,47	280,3
				10,93	39,19	28,26	258,5
d4a	3,854	21,19	0,3731	9,73	33,45	23,72	243,8
				9,67	33,72	24,05	248,6
				9,90	33,45	22,55	227,8
d5a	3,854	21,23	0,3724	7,49	26,19	18,70	249,6
				7,82	25,09	17,27	220,9
d6a	3,853	21,31	0,3710	3,42	12,35	8,93	261,3

O fluxímetro não funciona com escoamentos bifásicos, de forma que a medição da vazão ficava impossibilitada sempre que havia liberação de bolhas antes ou no interior do fluxímetro. Porém nestes instantes o sinal de fluxímetro saturava, indicando valores negativos ou o fundo de escala configurado para a medição. Assim, analisando os valores obtidos para a vazão

e comparando com a indicação da densidade também medida pelo fluxímetro, pôde-se obter longos trechos nos quais a medição foi válida. Na Tabela III.2 quando dois valores de vazão são fornecidos para o mesmo ensaio, cada valor corresponde a um trecho diferente do ensaio.

Como se pode ver na Tabela III.2, os erros máximos da estimativa de vazão para ensaios com fração mássica de até 0,2278 foram de 7,3 %. Esses resultados confirmam os anteriores obtidos com o transdutor nível, de forma que se considerou aceitável a estimativa da vazão mássica pela queda de pressão até a fração mássica limite de 0,249.

Acima da fração mássica 0,3385 a estimativa de vazão divergiu completamente chegando a erros absurdos, como pode se verificar na Tabela III.2. Acredita-se que ao menos boa parte destes erros seja proveniente da determinação da viscosidade absoluta da mistura líquida de óleo e refrigerante pela Equação 2.11.

MEDIÇÃO DA FRAÇÃO MÁSSICA DE REFRIGERANTE

IV.1- DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

Para se proceder a medição da fração mássica da mistura líquida de óleo e refrigerante existente no vaso VAP, o dispositivo mostrado na Figura IV.1 foi montado.

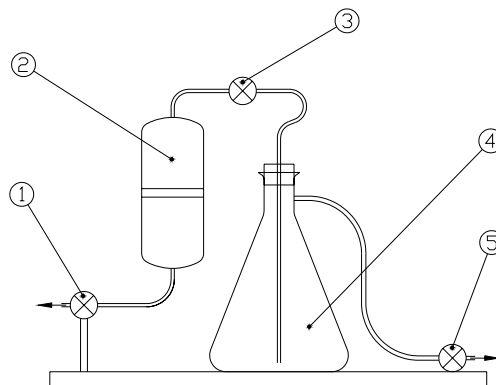


Figura IV.1- Dispositivo utilizado para a medição da fração mássica de refrigerante

Em uma medição típica de fração mássica de refrigerante, inicialmente é feita a coleta de uma amostra da mistura. Para tanto, primeiramente faz-se vácuo no dispositivo representado na figura e sua massa em vazio, M_v , é medida. O dispositivo é conectado, em seguida, a uma ramificação do tubo de saída da parte inferior do vaso VAP através da válvula de bloqueio (1). A válvula da saída do vaso VAP e a válvula (1) são então abertas com a válvula (3) sempre fechada, para que apenas o recipiente metálico de coleta (2) receba a amostra sob pressão da mistura óleo e refrigerante. Nesta etapa já ocorre uma grande liberação de refrigerante, o que não causa nenhum problema à medição uma vez que tanto a mistura líquida quanto o refrigerante

são coletados. Ambas as válvulas são então fechadas e, depois de limpa a válvula (1), o dispositivo é novamente levado à balança e a sua nova massa, M_m , determinada.

Uma vez que a amostra da mistura óleo e refrigerante tenha sido coletada, todo o fluido refrigerante é então retirado do dispositivo através de um processo de vácuo. A bomba de vácuo é conectada à válvula (5) e a evacuação é iniciada. A válvula (3) é aberta muito lentamente pois a mistura coletada no recipiente (2) libera rapidamente uma grande quantidade de refrigerante, de forma que sempre ocorre formação de espuma e esta chega ao quitazato (4). Deve-se ter o cuidado de não permitir que a espuma suba até o nível da saída lateral do quitazato controlando-se também a abertura da válvula (5), quando necessário, de forma a evitar que a bomba succione também alguma quantidade de óleo, o que acarretaria em erros de medição. Quando o vácuo atingir níveis adequados (cerca de 4×10^{-3} mbar) com as válvulas (3) e (5) já completamente abertas, mede-se a massa final do dispositivo, determinando M_o .

Com as três massas medidas, a fração mássica de refrigerante pode ser determinada pela seguinte equação:

$$w_r = \frac{M_m - M_o}{M_m - M_v} \quad (\text{IV.1})$$

A incerteza padrão da medição da fração mássica é dada pela Equação 3.3, sendo função apenas das massas medidas e da incerteza da balança utilizada.

O dispositivo e a metodologia de medição apresentados se assemelham, em princípio, com o recomendado pela norma ANSI/ASHRAE 41.4-1996 (ASHRAE, 1996). As diferenças se devem ao fato de que a norma se refere à medição da concentração de lubrificante presente no refrigerante, enquanto que o dispositivo aqui introduzido se destina à medição da concentração de refrigerante no óleo. Estas são situações completamente diferentes que permitem uma certa variação no método proposto pela norma sem prejuízo dos resultados.

IV.2- COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DA MEDIÇÃO DE FRAÇÃO MÁSSICA COM OS VALORES ESTIMADOS

A Tabela IV.1 apresenta os valores de fração mássica medidos com o dispositivo apresentado no item IV.1 e os valores estimados utilizando a Equação 2.7. Os códigos A e D na tabela indicam se a medição foi feita antes ou depois da realização do ensaio. A maior incerteza expandida para um nível da confiança de 95 % encontrada entre todos os ensaios foi de 1,13 % do valor medido.

Tabela IV.1- Comparação dos valores estimados da fração mássica de refrigerante com os valores medidos

Ensaio	P_{VAP} (bar)	T_{VAPm} (°C)	Antes/ Depois	w_{medida}	$w_{estimada}$	erro	erro (%)
86	2,812	23,26	A	0,2176	0,2112	-0,0064	-2,9
			D	0,2194		-0,0081	-3,7
a1	2,191	20,98	A	0,1800	0,1639	-0,0161	-8,9
			D	0,1783		-0,0144	-8,1
a2	2,190	21,40	D	0,1787	0,1616	-0,0171	-9,6
b1	2,758	21,09	A	0,2345	0,2226	-0,0119	-5,1
			D	0,2341		-0,0115	-4,9
b2	2,758	19,77	A	0,2490	0,2340	-0,0150	-6,0
b4	2,757	20,57	D	0,2505	0,2268	-0,0237	-9,5
c1	3,525	20,00	A	0,3608	0,3385	-0,0223	-6,2
c6	3,530	20,57	D	0,3583	0,3308	-0,0275	-7,7
d1	3,858	19,35	A	0,4477	0,4088	-0,0389	-8,7
d6a	3,853	21,31	D	0,3897	0,3710	-0,0187	-4,8

Como se pode verificar na tabela, os valores estimados pela Equação 2.7 apresentaram erros consideráveis de até -9,6 %. O fato dos erros serem negativos em todos os ensaios indica que existe realmente um erro sistemático na Equação 2.7.

Como algumas medições foram realizadas em um mesmo dia e depois de um único processo de saturação, pode-se verificar a validade do processo de saturação descrito no capítulo 4. A Tabela IV.2 apresenta estes ensaios, indicando o intervalo de tempo entre as medições.

Pode-se verificar na Tabela IV.2 que, mesmo nas medições com quase 7 horas de diferença, a fração mássica de refrigerante não variou com o tempo. As maiores variações encontradas correspondem ao esperado pela incerteza calculada, de forma que se pode afirmar que o processo de saturação é válido.

Tabela IV.2- Comparação entre medições de fração mássica realizadas depois de um mesmo processo de saturação

Ensaio	Antes/ Depois	w_{medida}	dif(D-A)	dif(D-A) (%)	Δt entre medições (hh:mm)
86	A	0,2176			
	D	0,2194	0,0018	0,8	3:06
a1	A	0,1800	-0,0017	-0,9	3:06
	D	0,1783	0,0003	0,2	2:48
a2	D	0,1787	-0,0013	-0,7	6:54
b1	A	0,2345			
	D	0,2341	-0,0004	-0,2	3:01
b2	A	0,2490			
b4	D	0,2505	0,0015	0,6	5:05
c1	A	0,3608			
c6	D	0,3583	-0,0025	-0,7	6:49

RESULTADOS DA MEDIÇÃO DA DENSIDADE DA MISTURA

Nos últimos ensaios realizados, além da vazão mássica mediu-se também a densidade da mistura óleo e refrigerante utilizando o fluxímetro. Desta forma foi possível verificar o resultado da utilização das Equações 2.9 e 2.10. Assim, a Tabela V.1 apresenta os valores medidos da densidade e os estimados por estas equações utilizando a fração mássica de refrigerante estimada pela equação 2.7.

Tabela V.1- Comparação dos valores medidos da densidade com os valores estimados utilizando a fração mássica de refrigerante estimada

Ensaio	P VAP	T VAPO	$w_{estimada}$	$\rho_{L \text{ flux}} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$\rho_{L \text{ est}} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	erro (kg/m ³)	erro(%)
b3b	2,758	20,47	0,2278	978,87	972,70	-6,17	-0,6
b4	2,757	20,57	0,2268	978,83	972,20	-6,63	-0,7
c1	3,525	20,00	0,3385	1025,44	1018,11	-7,32	-0,7
c2	3,528	20,22	0,3357	1024,82	1016,81	-8,01	-0,8
c3	3,525	20,44	0,3319	1024,82	1015,08	-9,74	-1,0
c4	3,524	20,39	0,3325	1025,13	1015,43	-9,70	-0,9
c5	3,524	20,60	0,3294	1024,36	1014,03	-10,33	-1,0
c6	3,530	20,57	0,3308	1024,67	1014,59	-10,07	-1,0
d1	3,858	19,35	0,4088	1064,97	1049,14	-15,83	-1,5
d3	3,874	19,62	0,4063	1063,59	1047,77	-15,82	-1,5
d4	3,858	19,59	0,4039	1062,87	1046,68	-16,18	-1,5
d5	3,861	19,77	0,4010	1061,90	1045,34	-16,56	-1,6
d1a	3,854	20,98	0,3769	1035,32	1033,94	-1,38	-0,1
d2a	3,855	21,02	0,3762	1035,38	1033,38	-2,01	-0,2
d3a	3,781	21,15	0,3616	1035,41	1027,00	-8,41	-0,8
d4a	3,854	21,19	0,3731	1035,36	1031,87	-3,50	-0,3
d5a	3,854	21,23	0,3724	1035,21	1031,52	-3,69	-0,4
d6a	3,853	21,31	0,3710	1035,24	1030,91	-4,33	-0,4

Verifica-se que existe uma boa concordância entre a correlação proposta e os valores medidos, indicando que a utilização das Equações 2.9 e 2.10 é plenamente aceitável. Deve-se notar que a diferença entre as densidades do óleo e do refrigerante puros corresponde a aproximadamente 55 % do valor da menor densidade, a do óleo puro. Isto significa que a variação da densidade com a fração mássica não é tão significativa quanto, por exemplo, a da viscosidade. Assim, a densidade é, de uma forma geral, mais fácil de ser correlacionada, de forma que a concordância entre a estimativa e a medição é, até certo ponto, natural.

Utilizando-se os valores medidos da fração mássica de refrigerante nas Equações 2.9 e 2.10 no lugar da estimada obtém-se os valores apresentados na Tabela V.2.

Tabela V.2- Comparação dos valores medidos da densidade com os valores estimados utilizando a fração mássica de refrigerante medida

Ensaio	P VAP	T VAPo	w _{medida}	$\rho_{L \text{ flux}} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$\rho_{L \text{ est}} \text{ (kg/m}^3\text{)}$	erro (kg/m ³)	erro(%)
b3b	2,758	20,47	0,2498	978,87	981,35	2,49	0,3
b4	2,757	20,57	0,2505	978,83	981,54	2,71	0,3
c1	3,525	20,00	0,3608	1025,44	1027,57	2,14	0,2
c2	3,528	20,22	0,3595	1024,82	1026,91	2,09	0,2
c3	3,525	20,44	0,3595	1024,82	1026,79	1,98	0,2
c4	3,524	20,39	0,3595	1025,13	1026,90	1,77	0,2
c5	3,524	20,60	0,3595	1024,36	1026,78	2,43	0,2
c6	3,530	20,57	0,3583	1024,67	1026,23	1,57	0,2
d1	3,858	19,35	0,4477	1064,97	1066,52	1,55	0,1
d3	3,874	19,62	0,4477	1063,59	1066,20	2,61	0,2
d4	3,858	19,59	0,4477	1062,87	1066,20	3,33	0,3
d5	3,861	19,77	0,4477	1061,90	1066,12	4,22	0,4
d1a	3,854	20,98	0,3897	1035,32	1039,47	4,16	0,4
d2a	3,855	21,02	0,3897	1035,38	1039,20	3,82	0,4
d3a	3,781	21,15	0,3897	1035,41	1039,08	3,67	0,4
d4a	3,854	21,19	0,3897	1035,36	1039,05	3,69	0,4
d5a	3,854	21,23	0,3897	1035,21	1038,99	3,77	0,4
d6a	3,853	21,31	0,3897	1035,24	1039,00	3,76	0,4

Deve-se notar a diminuição significativa dos erros quando se utiliza os valores medidos da fração mássica. Com os valores de fração mássica estimados obteve-se erros de até -1,6 %, enquanto que com os valores medidos obtém-se no máximo 0,4 %, um quarto do erro anterior. Esta concordância confirma que as Equações 2.9 e 2.10 fornecem uma ótima estimativa e reforçam a confiança nos valores medidos da fração mássica em detrimento aos estimados pela Equação 2.7.