

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

**ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DA ATOMIZAÇÃO DE
ÓLEO EM PROCESSOS DE COMPRESSÃO**

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

RODRIGO KREMER

FLORIANÓPOLIS
DEZEMBRO DE 2006

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

**ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DA ATOMIZAÇÃO DE
ÓLEO EM PROCESSOS DE COMPRESSÃO**

RODRIGO KREMER

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

**MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas**

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. César José Deschamps, Ph.D. – Orientador

Prof. Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D. – Co-orientador

Prof. Fernando Cabral, Ph.D. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Álvaro Toubes Prata, Ph.D. (Presidente)

Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.

Prof. Júlio César Passos, Dr.

***“Menor que meu sonho
não posso ser.”***

Lindolf Bell

À minha família,
pelo apoio e pelos grandes ensinamentos

A Ana,
pela paciência e presença.

Agradecimentos

A CAPES e a Whirlpool – Unidade Embraco, pelo financiamento deste trabalho;

Aos professores César José Deschamps e Jader Riso Barbosa Júnior pela competente orientação e dedicação, cuja contribuição com certeza transcende este trabalho;

Aos membros da Banca Examinadora, pela disposição em avaliar este trabalho;

Aos meus familiares Tia Tela, Karina e Fernando, pelos ensinamentos, amizade e grandes momentos de alegria proporcionados ao longo destes anos;

Aos colegas do POLO Alberto, Evandro, Huang, Juliano, Moises, Alexandre, Fabiano e Tiago, pela amizade, colaboração, discussões e conhecimentos compartilhados ao longo deste trabalho;

A todos demais professores e integrantes do POLO pela agradável companhia;

Ao corpo docente do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica pelos conhecimentos transmitidos e esforço continuado na busca do saber;

A todos aqueles que ajudaram na motivação e no aprendizado ao longo desta importante fase de minha vida.

Sumário

LISTA DE SÍMBOLOS	V
RESUMO	10
ABSTRACT	11
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
<hr/>	
1.1. Considerações Iniciais	1
1.2. Ciclo de Compressão de Vapor e Distribuição das Perdas Energéticas	4
1.3. Escopo do Trabalho	16
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
<hr/>	
2.1. Introdução	19
2.2. Aspectos Termodinâmicos da Compressão Isotérmica de Vapores	19
2.3. Compressão de Vapores com Injeção de Líquidos	21
2.4. Termodinâmica de Misturas de R-134a e Óleos Lubrificantes	26
2.5. Síntese	29
CAPÍTULO 3 - BANCADAS E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS	31
<hr/>	
3.1. Bicos Atomizadores	31
3.1.1. Bancada Experimental	32
3.1.2. Procedimento Experimental	33
3.1.3. Resultados	34
3.2. Experimentos em Protótipos	39
3.2.1. Preparação do Protótipo	39
3.2.2. Instrumentação	42
3.2.3. Bancada Experimental	46
3.2.4. Procedimento Experimental	47
3.2.5. Incertezas de Medição	49

CAPÍTULO 4 - MODELOS MATEMÁTICOS E METODOLOGIAS DE SOLUÇÃO 53

4.1. Introdução	53
4.2. Modelos Matemáticos.....	54
4.2.1. Equação para o Volume da Câmara de Compressão:.....	54
4.2.2. Equações para a Termodinâmica do Gás na Câmara de Compressão:.....	55
4.2.3. Dinâmica das Válvulas.....	59
4.2.4. Equações para a Vazão Mássica	60
4.2.5. Modelo Térmico.....	62
4.2.6. Modelo para a Atomização de Óleo.....	70
4.3. Metodologia de Solução	76
4.4. Validação dos Modelos.....	83

CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES 88

5.1. Introdução	88
5.2. Análise Preliminar dos Processos de Compressão	88
5.3. Avaliação do Protótipo	100
5.3.1. Atomização de Óleo RL10H.....	100
5.3.2. Atomização de Óleo Suniso 1GS.....	106
5.4. Análise Paramétrica da Atomização de Óleo no Compressor.....	121
5.4.1. Temperatura de Entrada do Óleo	121
5.4.2. Influência da Posição do Orifício de Atomização.....	124
5.4.3. Influência da Vazão Mássica Atomizada.....	126
5.5. Conclusões	129

CAPÍTULO 6 - CONSIDERAÇÕES FINAIS 132
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 134
APÊNDICE A SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA 137

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
A_{ee}	Área efetiva de escoamento através da válvula	[m ²]
A_{ef}	Área efetiva de força sobre a válvula	[m ²]
A_w	Área instantânea de troca de calor	[m ²]
C_b	Comprimento da biela	[m]
C_d	Coefficiente de descarga	[adimensional]
COP	Coefficiente de performance	[adimensional]
COP_C	Coefficiente de performance de Carnot	[adimensional]
COP_{ciclo}	Coefficiente de performance de um ciclo de refrigeração doméstica padrão	[adimensional]
$COP_{efetivo}$	Coefficiente de performance efetivo	[adimensional]
COP_{pv}	Coefficiente de performance termodinâmico	[adimensional]
c_p	Calor específico à pressão constante	[J/kgK]
C_{pms}	Distância entre o pistão e o eixo de manivela no PMS	[m]
C_v	Coefficiente de amortecimento da palheta	[Ns/m]
D_{cil}	Diâmetro do cilindro	[m]
d_m	Distância entre os eixos da manivela e cilindro	[m]
dp	Diâmetro das gotículas de óleo	[m]
e	Excentricidade	[m]
F	Fator de descarga do óleo	[adimensional]
F_v	Força sobre a palheta devido ao campo de pressões	[N]
h_{dc}	Entalpia específica do gás no orifício de descarga	[J/kg]
h_i	Entalpia específica do gás no interior do cilindro	[J/kg]

h_{ie}	Entalpia específica do gás no ambiente interno	[J/kg]
h_{ld}	Entalpia específica do gás na linha de descarga	[J/kg]
h_s	Entalpia específica do gás no passador de sucção	[J/kg]
h_{sc}	Entalpia específica do gás no orifício de sucção	[J/kg]
h_{vb}	Entalpia específica do gás nos volumes do bloco	[J/kg]
\dot{Q}_{oleo}	Calor trocado pelo óleo	[W]
\dot{Q}_{sc}	Calor trocado na câmara de sucção	[W]
K	Razão entre os raios do pistão e cilindro	[adimensional]
K_v	Constante elástica da palheta	[N/m]
L	Comprimento de contato pistão / cilindro	[m]
\dot{m}	Vazão mássica real bombeada	[kg/s]
\dot{m}_d	Vazão mássica descarregada do cilindro	[kg/s]
\dot{m}_{dr}	Vazão mássica de refluxo na descarga	[kg/s]
$\dot{m}_{d,n}$	Vazão mássica de refrigerante na descarga	[kg/s]
\dot{m}_{epc}	Vazão mássica que entra pela folga pistão-cilindro	[kg/s]
m_i	Massa de gás no interior da câmara de compressão	[kg]
$M_{L,m,n}$	Massa de óleo no cilindro da família m , no instante n	[kg]
$\dot{m}_{L,out,m,n}$	Vazão mássica na descarga da família m , no instante n .	[kg/s]
\dot{m}_{oleo}	Vazão mássica de óleo no atomizador	[kg/s]
$\dot{m}_{out,n}$	Vazão mássica total pela descarga	[kg/s]
\dot{m}_s	Vazão mássica da câmara de sucção que entra no cilindro	[kg/s]
\dot{m}_{spc}	Vazão mássica que sai pela folga pistão-cilindro	[kg/s]
\dot{m}_{sr}	Vazão mássica de refluxo na sucção	[kg/s]
m_v	Massa equivalente da válvula	[kg]
\dot{m}_{vaz}	Vazão mássica por vazamento através da folga pistão/cilindro	[kg/s]
$np_{m,n}$	Número de gotas da família m no instante n	[adimensional]

$Nu_{m,n}$	Número de Nusselt para as gotas de família m , no instante n	[adimensional]
Pr_g	Número de Prandtl para o gás	[adimensional]
p_{suc}	Pressão absoluta na câmara de sucção e na carcaça	[Pa]
\dot{Q}_{cil}	Taxa de transferência de calor do refrigerante para as paredes do cilindro	[W]
\dot{Q}_{dc}	Taxa de transferência de calor na câmara de descarga	[W]
\dot{Q}_e	Capacidade de refrigeração	[W]
\dot{Q}_{vb}	Taxa de transferência de calor nos volumes do bloco	[W]
$Re_{m,n}$	Número de Reynolds para as gotas da família m , no instante n	[adimensional]
T_{dc}	Temperatura do gás e do óleo na câmara de descarga	[°C, K]
T_{ee}	Temperatura do ambiente externo	[°C, K]
T_h	Temperatura externa da carcaça	[°C, K]
T_i	Temperatura do gás refrigerante no cilindro	[°C, K]
T_{ie}	Temperatura do refrigerante no ambiente interno	[°C, K]
T_{ld}	Temperatura do refrigerante e do óleo na linha de descarga	[°C, K]
T_m	Temperatura do motor	[°C, K]
$T_{m,n}$	Temperatura das gotículas de família m , no instante n	[°C, K]
T_{oinj}	Temperatura do óleo no atomizador	[°C, K]
T_{op}	Temperatura do óleo no passador	[°C, K]
T_{od}	Temperatura do óleo saindo do cilindro	[°C, K]
\bar{T}_{p_n}	Temperatura média das gotículas no instante n	[°C, K]
T_s	Temperatura do refrigerante no passador de sucção	[°C, K]
T_{sc}	Temperatura do gás no orifício de sucção	[°C, K]
T_{vb}	Temperatura do gás e do óleo nos volumes do bloco	[°C, K]
T_w	Temperatura da parede do cilindro	[°C, K]
$U_{m,n}$	Velocidade da gotas da família m , no instante n .	[m/s]
\overline{UA}_{dc}	Condutância térmica global – Câmara de descarga e	[W/K]

	ambiente interno	
\overline{UA}_e	Condutância térmica global – Carcaça e vizinhança	[W/K]
\overline{UA}_{ld}	Condutância térmica global – Linha de descarga e ambiente interno	[W/K]
\overline{UA}_m	Condutância térmica global – Motor e ambiente interno	[W/K]
\overline{UA}_{op}	Condutância térmica global – Linha de óleo e ambiente interno	[W/K]
\overline{UA}_s	Condutância térmica global – Sucção e ambiente interno	[W/K]
\overline{UA}_{vb}	Condutância térmica global – Volumes do bloco e ambiente interno	[W/K]
v	Volume específico do gás	[m ³ /kg]
\dot{V}_{inj}	Vazão volumétrica de injeção	[m ³ /s]
V_p	Velocidade do pistão	[m/s]
$V_{p_{m,n}}$	Velocidade das gotículas de família m , no instante n	[m/s]
\dot{W}_c	Potência elétrica consumida pelo compressor	[W]
\dot{W}_C	Potência requerida para o ciclo de Carnot	[W]
\dot{W}_{des}	Potência de descarga	[W]
\dot{W}_{ef}	Potência de compressão efetiva	[W]
\dot{W}_{eixo}	Potência disponível no eixo	[W]
\dot{W}_{ind}	Potência indicada (termodinâmica)	[W]
\dot{W}_{mec}	Potência dissipada por atrito nos mancais	[W]
w_R	Trabalho específico real	[J/kg]
w_s	Trabalho específico isentrópico	[J/kg]
\dot{W}_{suc}	Potência de sucção	[W]
w_T	Trabalho específico isotérmico	[J/kg]
$\dot{W}_{teórica}$	Potência teórica para um ciclo de refrigeração doméstica padrão	[W]
x_v	Posição da válvula	[m]

\dot{x}_v	Velocidade da válvula	[m/s]
\ddot{x}_v	Aceleração da válvula	[m/s ²]

Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidades
Δh_{evap}	Diferença de entalpia entre a entrada e saída do evaporador	[J/kg]
η_{ciclo}	Eficiência do ciclo	[adimensional]
$\eta_{Elétrica}$	Eficiência elétrica	[adimensional]
$\eta_{Mecânica}$	Eficiência mecânica	[adimensional]
η_s	Eficiência isentrópica	[adimensional]
$\eta_{Termodinâmica}$	Eficiência termodinâmica	[adimensional]
η_T	Eficiência isotérmica	[adimensional]
ρ_o	Massa específica do óleo	[kg/m ³]
θ	Ângulo de giro do motor	[graus, rad]
θ_τ	Tempo de resposta térmico	[s]
λ_g	Condutividade térmica do refrigerante	[W/mK]

RESUMO

Neste trabalho, é apresentada uma análise teórica e experimental da influência da atomização de óleo lubrificante na câmara de compressão de compressores alternativos de refrigeração. A atomização de óleo no cilindro proporciona uma remoção de calor do refrigerante durante o processo de compressão e um abaixamento da temperatura dos componentes do compressor. O principal objetivo deste resfriamento é a redução das perdas de energia ocasionadas por ineficiências do processo de compressão e por superaquecimento do refrigerante durante a sucção, as quais somam grande parte das perdas totais de energia de um compressor.

Um compressor protótipo foi construído e instrumentado a fim de testar a atomização de óleo na câmara de compressão. Os testes foram realizados com fluido refrigerante R-134a em uma bancada experimental especialmente adaptada para receber o compressor protótipo. Para complementar as análises experimentais, um modelo termodinâmico para o processo de compressão do fluido refrigerante com atomização de óleo foi desenvolvido usando uma formulação integral dos princípios de conservação de massa e de energia. Neste modelo, é assumido que o fluido refrigerante e o óleo lubrificante coexistem separadamente no interior do cilindro com diferentes temperaturas. Simulações com um programa de Computação Fluidodinâmica (CFD) foram realizadas para complementar a análise integral.

Os efeitos da atomização de óleo no desempenho do compressor são apresentados e discutidos em função de parâmetros como o tipo de óleo (mineral ou sintético) e condições de injeção (temperatura, posição do injetor, vazão de óleo). O comportamento da pressão do refrigerante em função do volume da câmara de compressão foi determinado experimentalmente para situações sem e com atomização de óleo. Foram constatadas reduções significativas nas temperaturas de vários pontos do compressor para os dois tipos de óleo. Entretanto, a solubilidade do refrigerante no óleo se mostrou bastante influente sobre parâmetros globais, como a capacidade de refrigeração, a eficiência de compressão e o coeficiente de performance. Para o óleo mineral, que apresenta menor solubilidade com o fluido refrigerante, foi observado um pequeno ganho em capacidade de refrigeração e eficiência de compressão em uma dada condição de operação.

ABSTRACT

This work presents a theoretical and experimental analysis of the influence of atomization of lubricant oil in the cylinder of a reciprocating household refrigeration compressor. During compression, oil atomization enhances heat removal from the refrigerant gas, which results in a decrease in temperature of the compressor components. The principal objective of compression cooling is a reduction of energy losses associated with compression inefficiencies and refrigerant superheating. These losses are largely responsible for the overall energy losses in a compressor.

A prototype was constructed and instrumented for tests with atomization of lubricant oil in the compressor cylinder. The tests were performed with R-134a in an experimental facility specially adapted for the atomization experiments. To complement the analysis, a calculation methodology was proposed based on integral (control volume) formulations of the mass and energy conservation principles. In the model, it is assumed that the refrigerant and the oil have distinct temperature distributions. Computational Fluid Dynamics (CFD) simulations using commercial codes were performed to support the theoretical analysis.

The effects of oil atomization on the performance of the compressor are presented and discussed in terms of parameters such as the oil type (mineral or synthetic) and the injection conditions (temperature, nozzle position, oil flow rate). The behaviour of refrigerant pressure as a function of cylinder volume was determined experimentally for cases with and without oil atomization. Significant temperature reductions in several points of the compressor were observed irrespective of the type of oil being injected. However, the solubility of the refrigerant in the oil showed an important influence on global parameters such as refrigeration capacity, compression efficiency and coefficient of performance. During injection of mineral oil, that presents lower levels of solubility with R-134a, a slight increase in refrigeration capacity and compression efficiency was observed at a given operation condition.

1.1. Considerações Iniciais

Pensar sobre a importância da refrigeração para o homem do século 21 requer uma reflexão sobre suas aplicações e seus benefícios para a sociedade. Os sistemas de refrigeração encontram-se em todos os setores da economia podendo destacar seu uso na climatização de ambientes, na refrigeração tanto doméstica como industrial de alimentos, na medicina e na refrigeração de equipamentos eletrônicos. Se for lembrado que no Brasil, nas décadas de 40 e 50 do século passado, os alimentos eram armazenados em refrigeradores tendo gelo como fonte de frio, daí o nome geladeira, pode-se entender a importância dos atuais sistemas domésticos de refrigeração e a comodidade que os mesmos oferecem ao homem.

Os refrigeradores domésticos utilizados atualmente operam, em sua grande maioria, de acordo com um ciclo de compressão de vapor, sendo o americano Jacob Perkins o responsável pela primeira patente registrada em 1834 na Grã-Bretanha. No dispositivo proposto por ele, um fluido volátil passando em um trocador de calor, o evaporador, é evaporado retirando calor do ambiente que se deseja refrigerar. Em seguida, um compressor succiona o vapor e eleva a sua pressão, consumindo energia. O vapor superaquecido ao sair do compressor é condensado em um trocador de calor, o condensador, e entra em um dispositivo de expansão que reduz a pressão do fluido para retorná-lo ao evaporador completando o ciclo. A diferença de pressão entre os trocadores de calor é uma consequência da massa total (carga) de fluido refrigerante no sistema e das características do compressor e do dispositivo de expansão. Um esquema do sistema de refrigeração descrito acima pode ser visto na Figura 1.1.

O Brasil tem adotado políticas para o combate ao desperdício de energia elétrica desde a década de 1980 com a criação do PROCEL (Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica), que tem como objetivo promover a racionalização da produção e do consumo de energia elétrica no país. Segundo levantamentos estatísticos do PROCEL em 2004, o uso residencial de energia elétrica representa 25% (cerca de 78,473 GWh) da energia consumida no país, ficando atrás somente para o setor industrial com 44%. Dentro do setor residencial os aparelhos de refrigeração e ar condicionado são responsáveis por 33% do consumo, ou seja, em torno de 8% do total de energia elétrica consumida no país. Neste setor, do ponto de vista da conversão de energia em um ciclo de refrigeração, o compressor é o equipamento

responsável pela maior parcela do consumo de eletricidade. Visto a representatividade da energia consumida pelos sistemas de refrigeração de uso doméstico, a pressão exercida por órgãos reguladores e a competitividade do mercado, os fabricantes de compressores se motivam para tornar seus produtos mais eficientes, confiáveis e com o menor custo.

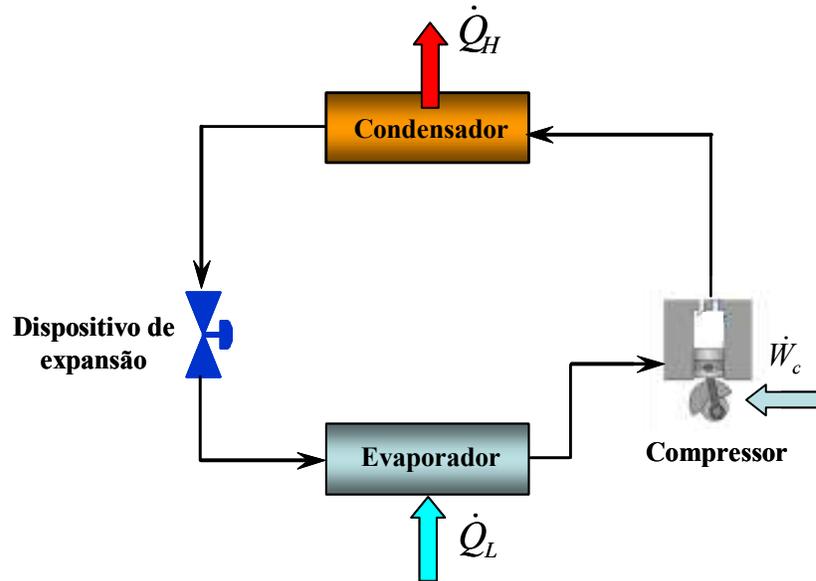


Figura 1.1 – Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Os sistemas de refrigeração de uso doméstico são constituídos basicamente de um compressor, um condensador, um dispositivo de expansão (geralmente do tipo tubo capilar), um evaporador, um trocador de calor (tubo capilar e linha de sucção) e da tubulação para a sua interligação. O compressor utilizado é do tipo hermético alternativo, tendo a função de elevar a pressão do fluido refrigerante e bombeá-lo a uma vazão mássica necessária para gerar a capacidade de refrigeração requerida. O compressor alternativo é muito difundido nas mais variadas aplicações em refrigeração (ampla faixa de capacidade), com a característica principal de ser uma bomba de deslocamento positivo. O mecanismo de compressão alternativo é composto por um sistema biela-manivela acoplado ao eixo do motor elétrico, que confere ao pistão um movimento alternativo no cilindro. O termo hermético vem do confinamento do motor elétrico e do mecanismo de compressão no interior de uma chapa em aço estampada e fechada hermeticamente (carcaça). Esta característica traz a vantagem de o acoplamento do eixo do motor com o mecanismo de compressão ser feito diretamente, sem a necessidade de elementos de vedação para impedir o vazamento de fluido refrigerante para o ambiente. Assim, um sistema de refrigeração de uso doméstico pode funcionar por vários anos sem a necessidade de recarga de fluido refrigerante. Outra característica importante deste

tipo de compressor empregado na refrigeração doméstica são os sistemas de sucção e de descarga, os quais empregam válvulas automáticas, acionadas pela força resultante da diferença de pressão do refrigerante no cilindro e nas câmaras de sucção e descarga.

O compressor hermético alternativo explorado neste trabalho é composto por diversos componentes, mas seu funcionamento é relativamente simples. O fluido refrigerante entra no compressor através de um tubo denominado passador de sucção, passa pelo filtro de sucção e, chegando à câmara de sucção, entra no cilindro. O fluido é então comprimido pela ação do pistão, consumindo para isto certa quantidade de energia. O fluido a alta pressão é então expelido do cilindro passando pelo sistema de descarga, composto de orifício de descarga, válvula, tampa do cilindro, volumes do bloco, tubo “*bundy*” e passador de descarga. Cada componente tem o seu projeto desenvolvido para atender certas características, exercendo grande influência no desempenho do compressor.

O desenvolvimento tecnológico nas últimas décadas tem elevado significativamente a eficiência dos compressores, diminuindo pela metade o consumo de energia para a mesma aplicação. Deve ser observado que, além da eficiência energética, a melhoria no projeto de compressores deve considerar também questões ligadas a ruído, confiabilidade e custo de fabricação.

Um importante parâmetro para determinar o desempenho do compressor é o Coeficiente de Performance do sistema (COP), definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (1.1)$$

onde \dot{Q}_e é a capacidade de refrigeração e \dot{W}_c é a potência elétrica consumida pelo compressor. A capacidade de refrigeração é a quantidade calor que o sistema absorve no evaporador e é expressa por:

$$\dot{Q}_e = \dot{m} \Delta h_e \quad (1.2)$$

onde \dot{m} é a vazão em massa de fluido refrigerante bombeada pelo compressor e Δh_e é a diferença entre a entalpia específica do fluido refrigerante na saída e na entrada do evaporador. O calor absorvido no evaporador, a vazão em massa de refrigerante, bem como a potência consumida no compressor, são dependentes da condição de operação do sistema de refrigeração.

Para o projeto de compressores mais eficientes, é de extrema importância identificar, definir e classificar as perdas de energia associadas ao seu funcionamento, melhorando o entendimento dos fenômenos envolvidos e avaliando os pontos com maior potencial para ganho em desempenho.

1.2. Ciclo de Compressão de Vapor e Distribuição das Perdas Energéticas

É de fundamental importância determinar a máxima eficiência que poderia ser alcançada por um sistema de refrigeração sem infringir a segunda lei da termodinâmica, de forma a estabelecer uma referência que indique o quanto longe o sistema está da condição de funcionamento ideal. Em 1824, o engenheiro francês Sadi Carnot, em sua publicação denominada “*Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*”, mostrou que a máxima eficiência possível de uma máquina térmica trabalhando entre duas temperaturas depende somente dessas temperaturas. A partir desta premissa, pode-se mostrar que o máximo coeficiente de performance para um sistema de refrigeração depende somente das temperaturas do ambiente a ser refrigerado (T_1) e do ambiente externo (T_2). Desta forma, conforme mostram Gosney (1982) e Çengel e Boles (2005), o coeficiente de performance ideal ou de um refrigerador de Carnot, COP_C , é:

$$COP_C = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (1.3)$$

Um ciclo termodinâmico operando com o coeficiente de performance de Carnot, chamado ciclo de Carnot, foi proposto por Lord Kelvin. Neste ciclo, todos os processos envolvidos devem ser reversíveis e para isso não deve existir atrito e as trocas de calor devem ser isotérmicas e ocorrer com diferença de temperatura infinitesimal.

O ciclo proposto por Kelvin é idealizado com uma compressão adiabática reversível, uma liberação de calor isotérmica, uma expansão adiabática reversível e uma admissão isotérmica de calor, conforme ilustrado no diagrama T-s da Figura 1.2. Além disto, o trabalho produzido na expansão é aproveitado na compressão. Porém, do ponto de vista tecnológico, é difícil realizar uma compressão úmida (1-2), não é economicamente viável incorporar ao ciclo um expensor e é impossível trocar calor sem diferença de temperatura entre os ambientes (T_1 e T_2) e o fluido refrigerante que muda de fase nos trocadores de calor.

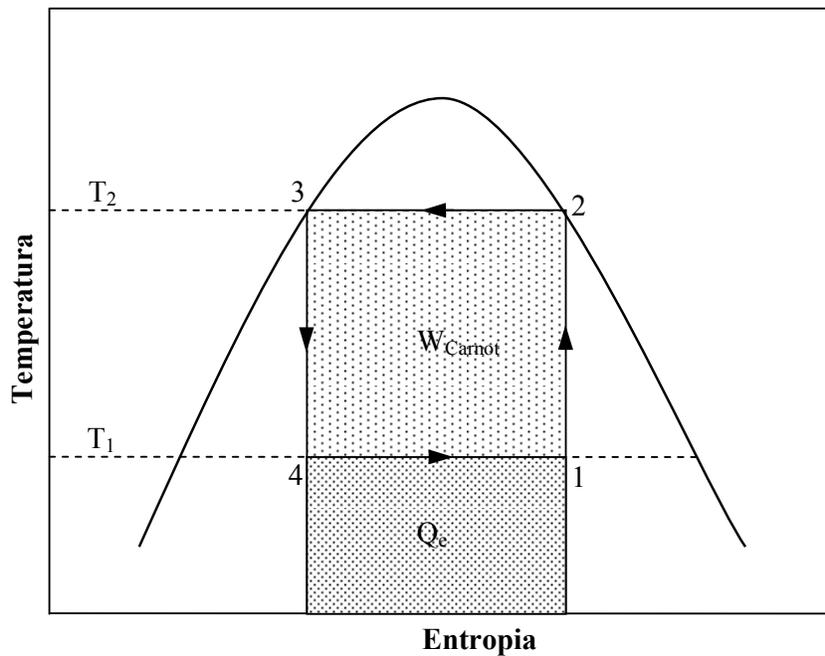


Figura 1.2 – Diagrama T-s idealizando um ciclo de refrigeração de Carnot.

Em um ciclo normalizado (condição de sistema) que representa melhor os sistemas reais de refrigeração doméstica, o fluido refrigerante evapora totalmente a -27°C , deixa o evaporador e troca calor com o refrigerante que passa através do dispositivo de expansão (tubo capilar não-adiabático). O refrigerante sai deste trocador de calor no estado superaquecido, na temperatura de 32°C , e entra no compressor onde o mesmo é comprimido de forma isentrópica e reversível. Ao sair do compressor o gás percorre o condensador, expande-se no dispositivo de expansão com troca de calor e retorna ao evaporador. A troca de calor entre o vapor saturado que sai do evaporador e o líquido saturado que entra no dispositivo de expansão serve tanto para aumentar a capacidade de refrigeração e o *COP* do sistema, quanto para prevenir a ocorrência de golpes de líquido no compressor. O diagrama p-h representando um sistema de compressão de vapor, típico de refrigeração doméstica, é apresentado na Figura 1.3. Duas diferenças fundamentais deste ciclo em relação ao ciclo ideal de Carnot são a não utilização do trabalho de expansão e a compressão isentrópica de vapor superaquecido ao invés da compressão de refrigerante na zona de saturação. Esta última trás como consequência uma temperatura final de compressão muito mais elevada que a temperatura do ambiente, exigindo uma troca de calor com diferença grande de temperatura, contrariamente com o que Carnot propõe. Estas diferenças entre o ciclo de Carnot e o ciclo de

refrigeração doméstico introduzem irreversibilidades no sistema, denominadas perdas do ciclo.

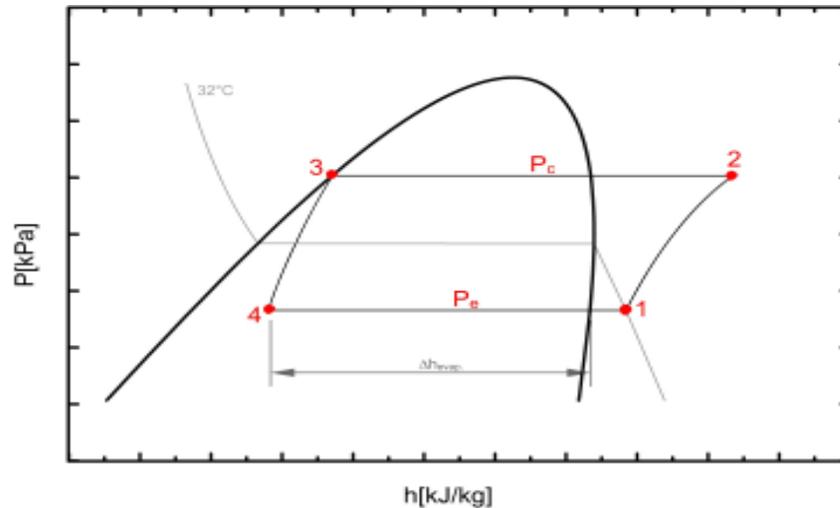


Figura 1.3 – Diagrama p-h e o ciclo de refrigeração doméstica.

É comum definir o COP do ciclo como:

$$COP_{ciclo} = \frac{\Delta h_{evap}}{(h_2 - h_1)_s} \quad (1.4)$$

onde Δh_{evap} é a diferença de entalpia do fluido refrigerante entre a saída e a entrada do evaporador e $(h_2 - h_1)_s$ é o trabalho específico correspondente à diferença de entalpia do fluido entre os estados final e inicial de um processo isentrópico e adiabático de compressão.

O COP_{ciclo} é com certeza menor que o COP_C e sua definição é, portanto, uma maneira de identificar as ineficiências inerentes ao ciclo de compressão de vapor utilizado nos sistemas domésticos de refrigeração. Por esta definição, o compressor ideal admitiria o vapor superaquecido a 32°C na pressão de sucção, comprimindo-o de forma reversível e adiabática (processo isentrópico) até a pressão de descarga. Segundo Gosney (1982), o compressor alternativo ideal teria um diagrama pV conforme ilustrado na Figura 1.4, com compressão (AB) e expansão (CD) reversíveis e adiabáticas, e admissão (DA) e descarga (BC) de vapor através de orifícios sem perda de carga. Esse compressor ideal realizaria um trabalho correspondente à área interna à curva A-B-C-D-A. Além disso, se o vapor for admitido na

temperatura de 32°C, a vazão mássica de fluido refrigerante e a potência de compressão serão tais que o coeficiente de performance do sistema com este compressor será igual ao COP_{ciclo} .

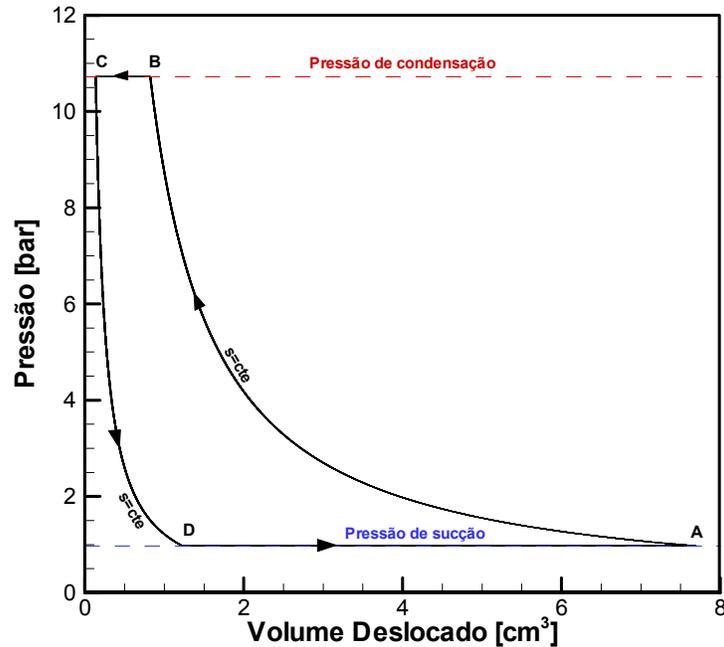


Figura 1.4 – Gráfico pV de um compressor alternativo ideal com volume morto.

A área interna à curva do gráfico pV representa a quantidade de energia necessária para bombear o vapor e elevar a sua pressão. O produto da integral $\oint p dV$ com a frequência de operação do compressor fornece a Potência Indicada.

Em um ciclo de um compressor real, representado na Figura 1.5, o trabalho necessário para bombear e elevar a pressão do refrigerante é maior devido às perdas associadas aos processos de sucção e de descarga (troca de calor, perda de carga e refluxo) e aos processos de compressão e de expansão do refrigerante, os quais não ocorrem de forma isentrópica. O consumo extra de trabalhos de sucção e de descarga, W_{suc} e W_{des} na Figura 1.5, são gerados pelas restrições ao escoamento e pela própria característica transiente do funcionamento do compressor. Outro fator importante é a temperatura de início do processo de compressão, pois se sabe que, para a maioria dos fluidos refrigerantes utilizados em refrigeração doméstica, quanto maior a temperatura de início da compressão, maior será o trabalho específico $(h_2 - h_1)_s$. Desta forma, é muito importante no projeto do compressor prevenir o aquecimento excessivo do gás desde a saída do trocador de calor capilar-linha de sucção até o efetivo início

de sua compressão. No entanto, nos compressores atualmente disponíveis no mercado é comum um aumento em torno de 30°C na temperatura do refrigerante, devido a este aquecimento.

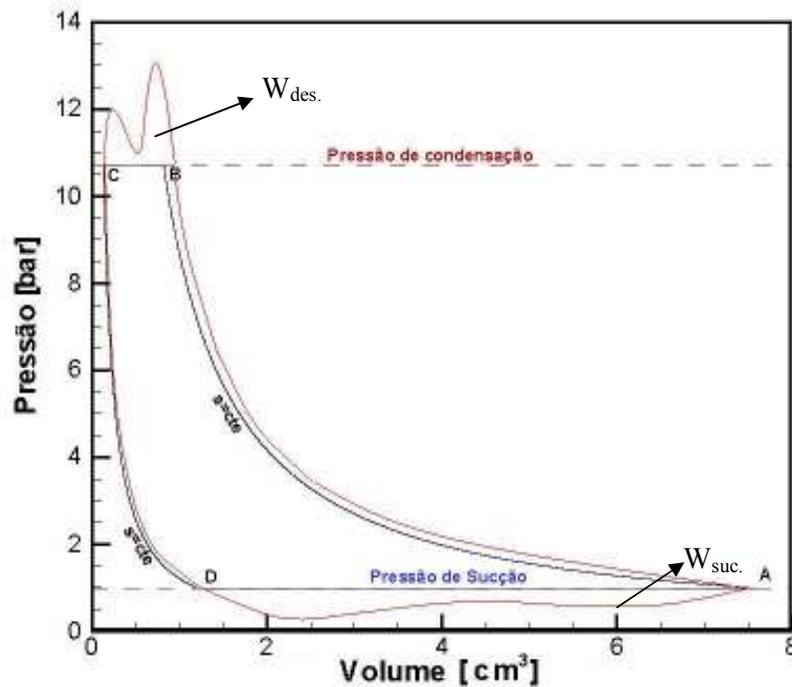


Figura 1.5 – Gráfico pV de um compressor real alternativo.

O aumento da potência indicada referente à diferença entre os diagramas pV ideal e real é atribuído à ineficiência termodinâmica do compressor. Desta forma, é usual e conveniente definir um coeficiente de performance para avaliar a eficiência termodinâmica do compressor da seguinte forma:

$$COP_{pV} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{ind}} \quad (1.5)$$

onde \dot{W}_{ind} é a potência entregue ao fluido refrigerante.

Os compressores herméticos alternativos têm um mecanismo que transforma o movimento rotativo do motor em movimento alternativo do pistão. Nesta transformação, certa quantidade de energia é perdida na forma de calor devido aos atritos viscoso e sólido que

ocorrem nos mancais hidrodinâmicos associados ao pistão, à biela e à manivela. Sabe-se, também, que o atrito viscoso é proporcional à viscosidade do óleo lubrificante utilizado, e esta por sua vez, é inversamente proporcional à temperatura. É comum o uso do termo perda mecânica ou perda por fricção para as ineficiências nos mancais. A perda mecânica é tratada muitas vezes como uma perda fixa, dependente dos aspectos geométricos do mecanismo e das propriedades do óleo, sendo pouco dependente da vazão de massa bombeada (capacidade de refrigeração). Conseqüentemente, estas perdas são relativamente mais significativas quanto menor é a capacidade de refrigeração do compressor, perdendo relevância em compressores de grande porte, como é o caso de compressores alternativos de uso industrial.

Outra perda de energia que ocorre no compressor se deve a ineficiências do motor elétrico e do sistema de partida do compressor. Esta perda aumenta levemente com o aumento da temperatura do motor.

Com base no exposto, o motor elétrico transfere energia ao mecanismo, que transfere energia ao fluido refrigerante, sendo que cada etapa deste processo tem sua ineficiência, gerando perdas de energia, aumentando a potência elétrica real consumida e degradando o *COP* do sistema de refrigeração.

Possamai e Todescat (2004) apresentam um estudo sobre a eficiência de compressores herméticos alternativos de uso doméstico, destacando o aumento da eficiência destas máquinas nas últimas décadas e quantificando as perdas de energia no sistema de refrigeração operando em uma determinada condição e com o emprego de um compressor com tecnologia de 2002. Conforme pode ser visto na Figura 1.6, as perdas totais do compressor se dividem, resultando em eficiências de 81,2% para o ciclo, 83,4% para a termodinâmica, 87,6% para a mecânica e 87,3% para a elétrica. Estas eficiências são calculadas da seguinte forma:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{W}_{\text{Carnot}}}{\dot{W}_{\text{Teórico}}} \quad (1.6)$$

$$\eta_{\text{Termodinâmica}} = \frac{\dot{W}_{\text{Teórico}}}{\dot{W}_{\text{ind.}}} \quad (1.7)$$

$$\eta_{\text{Mecânica}} = \frac{\dot{W}_{\text{ind.}}}{\dot{W}_{\text{Eixo}}} \quad (1.8)$$

$$\eta_{Elétrica} = \frac{\dot{W}_{Eixo}}{\dot{W}_c} \quad (1.9)$$

onde \dot{W}_{Carnot} é a potência requerida para efetuar um ciclo de Carnot, $\dot{W}_{Teórico}$ é a potência necessária para realizar um ciclo típico de refrigeração doméstica (Figura 1.3), \dot{W}_{Eixo} é a potência necessária ao eixo do mecanismo para bombear e comprimir o refrigerante e vencer o atrito nos mancais e \dot{W}_c é a potência elétrica consumida pelo compressor.

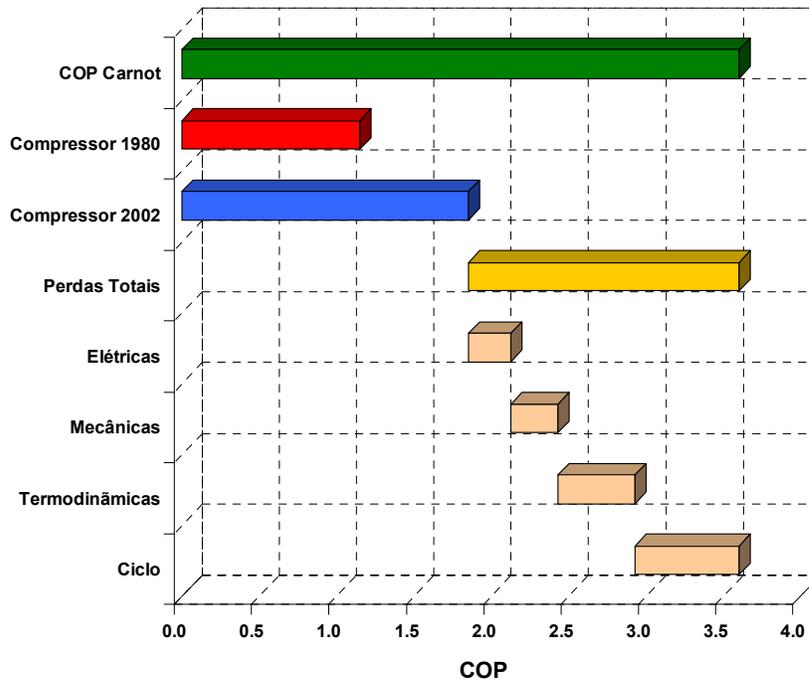


Figura 1.6 – Distribuição de perdas de energia (Possamai e Todescat, 2004).

A perda termodinâmica tem em sua composição uma parcela muito relevante que é a perda por superaquecimento na sucção, o qual ocorre devido às trocas de calor desde a entrada do vapor a 32°C no passador de sucção até o início de sua compressão. Dependendo do compressor e da sua condição de operação, a temperatura do vapor no início da compressão pode atingir 60°C. Na Figura 1.7 pode-se observar o decréscimo do *COP* com o aumento do superaquecimento do fluido refrigerante R-134a, em uma condição de operação padronizada, denominada de condição de sistema, onde a temperatura de evaporação é -27°C

e a temperatura de condensação é 42°C. Outra característica interessante é que a potência teórica de compressão se mantém praticamente constante com o superaquecimento. Esta potência é calculada pelo produto da vazão mássica do refrigerante pela diferença de entalpia do fluido refrigerante entre o estado final e inicial de compressão. Com o aumento do superaquecimento do refrigerante no início da compressão a diferença de entalpia do refrigerante entre o estado final e inicial de compressão aumenta. Porém, a massa de refrigerante bombeada se reduz na mesma proporção, devido à redução da eficiência volumétrica, resultando na potência teórica constante. A parcela de perda por superaquecimento representa em torno de 56% das perdas termodinâmicas, ou seja, 26% das perdas do compressor. Por esta razão, a ineficiência por superaquecimento na sucção é de extrema relevância e atrai a atenção dos projetistas de compressores.

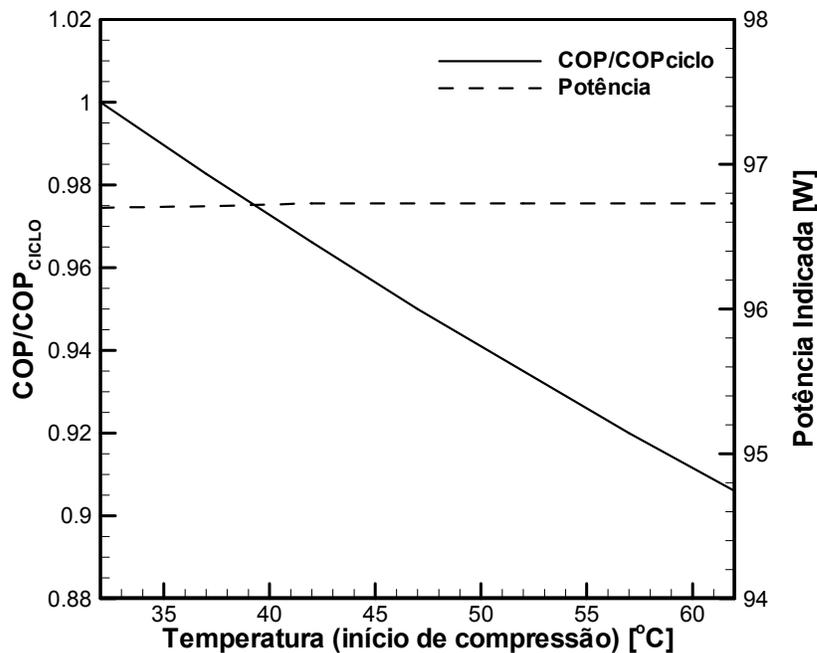


Figura 1.7 – Efeito do superaquecimento na sucção – análise numérica.

Outra parcela importante que compõe a perda termodinâmica é a ineficiência no processo de compressão. Na maioria dos compressores alternativos o calor transferido entre as paredes do cilindro e o fluido refrigerante no seu interior é baixo. Sabe-se também, que as irreversibilidades, devidas, por exemplo, ao atrito viscoso no escoamento do fluido refrigerante e ao vazamento de fluido pela folga entre cilindro e pistão, degradam a

performance do processo. Desta forma, o processo de compressão isentrópico, apresentado anteriormente, pode ser considerado como um modelo de processo adiabático ideal.

Na engenharia é desejável ter um parâmetro que expresse quantitativamente a eficiência do processo de compressão. Este parâmetro é a Eficiência Isentrópica ou Eficiência Adiabática, definida como o trabalho específico requerido para alcançar a pressão do gás desejada de forma isentrópica, w_s , dividido pelo trabalho específico real, w_R :

$$\eta_s = \frac{w_s}{w_R} \quad (1.10)$$

considerando a mesma condição de pressão na entrada.

Negligenciando as mudanças de energia cinética e potencial do gás sendo comprimido, o trabalho requerido em uma compressão adiabática torna-se igual à variação de entalpia do fluido refrigerante, e a equação (1.10) pode ser escrita como:

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2R} - h_1} \quad (1.11)$$

onde h_{2s} e h_{2R} são os valores de entalpia no estado final para um processo de compressão isentrópico e real, respectivamente. Desta forma, quanto mais se aproxima o processo de compressão real do processo isentrópico, mais eficiente é a compressão.

Conforme comentado anteriormente, as funções do compressor em um ciclo de refrigeração são a de elevar a pressão do fluido refrigerante e de bombeá-lo em uma determinada vazão em massa. Desta forma, o objetivo do compressor é aumentar a pressão do fluido refrigerante, independente da temperatura final de compressão. Assim, uma forma de reduzir significativamente o trabalho de compressão é retirar o calor do fluido refrigerante superaquecido, mantendo a sua temperatura a mais baixa possível durante a compressão. Vale lembrar que a compressão proposta num ciclo de Carnot é a compressão mais fria possível de ser realizada.

Para um melhor entendimento do efeito da remoção de calor durante o processo de compressão, comparam-se a seguir três tipos de processos: i) isentrópico; ii) politrópico e iii) isotérmico. Consideram-se que os três sejam reversíveis mas que os dois últimos envolvam troca de calor. Desprezando as variações de energia cinética e potencial, Gosney (1982) mostra que o trabalho de compressão pode ser calculado como:

$$w_{c,rev} = \int_1^2 v dP \quad (1.12)$$

Considerando os três processos de compressão entre os níveis de pressão P_1 e P_2 para um gás ideal ($Pv = RT$) com calor específico constante, a integração da equação (1.12) para cada caso resulta em (Çengel e Boles, 2005):

$$w_{c,s} = \frac{kRT_1}{k-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad - \text{ isentrópico} \quad (1.13)$$

$$w_{c,p} = \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] \quad - \text{ politrópico} \quad (1.14)$$

$$w_{c,T} = RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad - \text{ isotérmico} \quad (1.15)$$

onde $w_{c,s}$, $w_{c,p}$ e $w_{c,T}$ são os trabalhos específicos de compressão para os processos isentrópico, politrópico e isotérmico, respectivamente.

Considerando processos de compressão isentrópico e isotérmico do fluido refrigerante R-134a (gás ideal, $k = 1,11$), entre as pressões correspondentes à condição de sistema (-27°C , 42°C) e temperatura inicial de compressão de 56°C , a compressão isotérmica apresenta uma redução do trabalho de compressão de 12,8% em relação à compressão isentrópica.

Uma maneira simples de entender o porquê de a compressão isotérmica ser mais eficiente que a compressão isentrópica é a análise do diagrama p-h para dois processos de compressão: um isentrópico de único estágio (1-5_s) e outro isentrópico de dois estágios (1-2_s-3-4_s), sendo que em todos os estágios a compressão parte de uma mesma temperatura, conforme mostra a Figura 1.8.

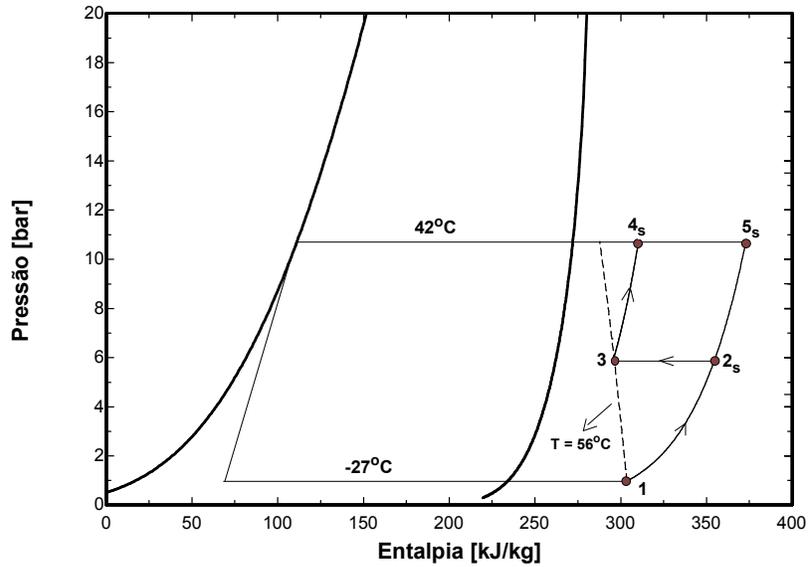


Figura 1.8 – Diagrama p-h e a compressão em dois estágios – Fluido R-134a.

Sabendo que o trabalho específico de compressão aumenta proporcionalmente com a temperatura inicial de compressão, tem-se que:

$$(h_{2,s} - h_1) + (h_{4,s} - h_3) < (h_{5,s} - h_1)$$

Sendo assim, o trabalho necessário para comprimir o fluido refrigerante de P_1 até P_2 em dois estágios a partir de T_1 é menor que o trabalho feito em um único estágio. Também, o trabalho requerido em um processo de compressão em três estágios é menor que em dois estágios e, assim, sucessivamente. Desta forma, prova-se que o trabalho de compressão associado ao processo isotérmico é menor que o do processo isentrópico, visto que se pode idealizar uma compressão isotérmica a partir de um processo de compressão com infinitos estágios de compressão isentrópica submetidos a resfriamentos até T_1 .

É importante notar que a potência de compressão para o caso isotérmico não pode ser calculada desconsiderando as trocas de calor, equação (1. 16), como é usual, mas sim considerando a elevada troca de calor durante a compressão, conforme a equação (1. 17).

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1)_s \quad (1. 16)$$

$$\dot{W}_{c,T} = \dot{m}(h_{2,T} - h_1) + \dot{Q} \quad (1. 17)$$

O fato de a compressão isotérmica ser mais eficiente que a compressão isentrópica implica em algumas questões com relação ao que foi definido anteriormente com base em Gosney (1982). Inicialmente, definiu-se o coeficiente de performance do ciclo, COP_{ciclo} com base em uma compressão isentrópica (Figura 1.3) e, por conseqüência, o compressor alternativo ideal comprimiria o vapor de forma isentrópica e reversível (Figura 1.4). Esta definição representa a idéia de que a eficiência do compressor corresponde à razão entre o COP do sistema de refrigeração, equação (1. 1), e o COP_{ciclo} , equação (1. 4). Desta forma, as perdas totais do sistema de refrigeração são separadas das perdas correspondentes ao ciclo de refrigeração. Embora esta separação seja importante na engenharia, pode-se observar que, analisando simplesmente a compressão, o processo isentrópico de vapor superaquecido não é o ideal. Portanto, esta abordagem diminui a responsabilidade do compressor sobre as perdas totais do sistema de refrigeração. A compressão ideal é a compressão efetuada num ciclo de Carnot, ou seja, a compressão isentrópica de refrigerante na região de saturação. Portanto, a eficiência isentrópica deveria ser definida tendo como base a compressão isentrópica proposta no Ciclo de Carnot e não uma compressão isentrópica de vapor superaquecido (Figura 1.3). Pois do modo como é definida a eficiência isentrópica, seu valor pode resultar maior que a unidade em um processo de compressão de vapor superaquecido com retirada de calor, como por exemplo, o processo isotérmico.

Çengel e Boles (2005) sugere um processo de compressão isotérmico reversível como o processo referência no caso de compressores intencionalmente resfriados. Então, convenientemente, define-se pela equação (1. 18) a eficiência isotérmica, comparando um processo real a um processo isotérmico reversível:

$$\eta_T = \frac{w_T}{w_R} \quad (1. 18)$$

onde w_T e w_R são os trabalhos específicos de compressão para o caso isotérmico e real, respectivamente.

Desta forma, adotando uma compressão isotérmica como o processo de compressão referência para o ciclo de refrigeração, aumenta-se a responsabilidade do compressor associando a ele uma menor eficiência.

1.3. Escopo do Trabalho

As perdas termodinâmicas de um compressor de refrigeração doméstica de tecnologia atual são bastante significativas na perda total. Destaca-se dentro destas a perda por superaquecimento na sucção apresentando um valor na ordem de 55% da perda termodinâmica.

Introduzida a compressão isotérmica, uma parcela da perda de ciclo é associada ao compressor, o que fornece uma margem de ganho de até 13% no *COP* sobre a compressão isentrópica de vapor superaquecido. Vários esforços têm sido direcionados no sentido de reduzir a perda por superaquecimento na sucção em compressores alternativos de refrigeração doméstica, porém, pouco se tentou no âmbito do processo de compressão para atingir uma compressão quase ou inteiramente isotérmica. É justamente neste ponto que se insere o presente trabalho.

Mas como é possível tirar calor do fluido refrigerante durante sua compressão, a fim de se obter uma compressão isotérmica? Naturalmente, a dificuldade está no fato de que o processo de compressão é um evento muito rápido, exigindo uma elevada taxa de transferência de calor para que a temperatura do fluido refrigerante se mantenha constante. Uma tentativa seria abaixar a temperatura das paredes do cilindro usando, por exemplo, aletas externas ao bloco do cilindro, resfriamento do bloco com tubos de calor, resfriamento do bloco pela circulação de água em canais interiores ao bloco, etc.

Neste trabalho, para buscar um processo de compressão com temperatura mais baixa possível, propõe-se a atomização de óleo lubrificante a uma baixa temperatura no interior do cilindro, resultando em uma troca de calor direta com o vapor que é comprimido durante o ciclo de compressão. Com a atomização do óleo na forma de gotículas com diâmetros diminutos, a área de contato entre os dois fluidos é extremamente elevada, resultando em uma grande capacidade de troca de calor. O óleo lubrificante, por apresentar calor específico muito maior que o do fluido refrigerante, pode manter a temperatura da mistura óleo e refrigerante mais baixa ao longo da compressão. Devido a estes dois aspectos, pretende-se que o processo de compressão possa ser efetuado de forma quase isotérmica. Ao final do processo de compressão, o óleo é arrastado pelo fluido refrigerante através da linha de descarga, onde é retido em seguida em um separador de óleo, resfriado e atomizado novamente no compressor. O sistema de refrigeração pode ser esquematizado conforme mostrado na Figura 1.9.

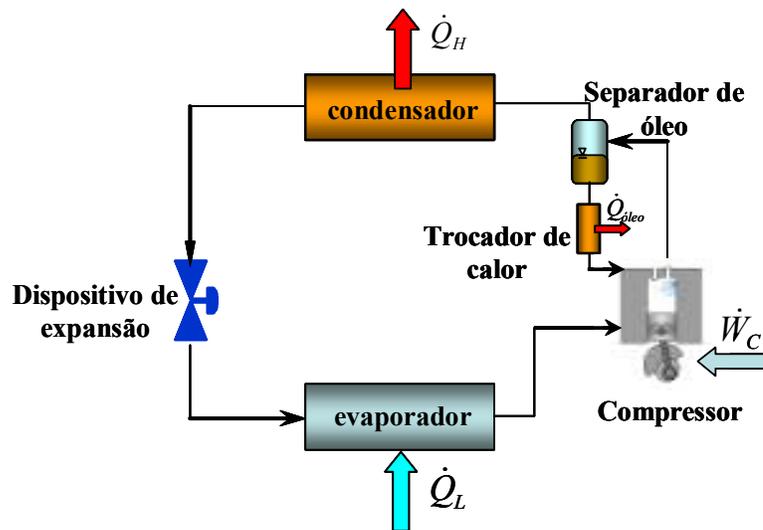


Figura 1.9 – Esquema do sistema de refrigeração com injeção de óleo no cilindro.

Além de melhorar o processo de compressão, espera-se que a atomização do óleo no interior do cilindro abaixe a temperatura de início de compressão aumentando ainda mais a eficiência termodinâmica do compressor. Uma das maiores fontes de calor do compressor atual é o gás a alta pressão e alta temperatura resultante do processo de compressão. Este gás aquece o cilindro e toda a linha de descarga do compressor. O cilindro e os componentes da descarga, por sua vez, trocam calor com o ambiente interno da carcaça e com os componentes do sistema de sucção, resultando em um aquecimento do refrigerante sendo admitido no passador. A atomização de óleo na câmara de compressão reduziria a temperatura do fluido na descarga, diminuindo as trocas de calor para os demais componentes e abaixando o perfil de temperaturas do compressor.

O objetivo geral deste trabalho é a análise do comportamento de compressores alternativos sob o efeito da atomização de óleo lubrificante no interior do cilindro, visando ao aumento da eficiência termodinâmica do compressor. Para atingir este objetivo faz-se necessário um estudo dos processos de compressão, a proposição de um modelo físico para a atomização de gotas de óleo no interior do cilindro, a incorporação deste modelo em uma metodologia de simulação do compressor, além de testes experimentais do desempenho de um protótipo com a atomização de óleo no cilindro.

A dissertação é estruturada conforme descrito a seguir. No capítulo 2 é apresentada uma revisão da literatura sobre a compressão isotérmica, a atomização de líquidos no interior do cilindro e os aspectos relacionados à mistura óleo e refrigerante. No capítulo 3 são

apresentados a bancada de testes, os procedimentos experimentais e a instrumentação utilizada nos testes. Os modelos matemáticos e as metodologias de solução são apresentados no capítulo 4, juntamente com a validação dos modelos. No capítulo 5 é feita uma discussão dos resultados experimentais e teóricos e, finalmente, no capítulo 6, são apresentadas as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2.1. Introdução

A termodinâmica de compressores alternativos de refrigeração, principalmente os processos de sucção e descarga, tem sido estudada exaustivamente nas últimas décadas, devido à necessidade de produtos cada vez mais eficientes. Porém, a investigação do processo de compressão ainda é pouco explorada. Alguns trabalhos analisam a utilização da injeção de líquidos no interior da câmara de compressão para aumentar a eficiência da compressão, controlar a capacidade de refrigeração e diminuir a temperatura do gás na descarga, evitando a degradação do óleo por temperatura elevada.

O interesse do presente trabalho é estudar, através do desenvolvimento de um modelo teórico e do levantamento de dados experimentais, os efeitos da atomização de óleo lubrificante no interior do cilindro de compressores alternativos de refrigeração doméstica. Assim, uma revisão dos trabalhos envolvendo a modelação e a investigação experimental da compressão de vapores com atomização de líquidos faz-se necessária. Além disso, um estudo sobre a termodinâmica dos processos de compressão e do comportamento de equilíbrio de fases de misturas de R-134a e óleo lubrificante é importante para amadurecer o assunto e para o melhor entendimento dos fenômenos envolvidos.

Neste capítulo, três seções tratam dos aspectos termodinâmicos da compressão isotérmica, da compressão de vapores com injeção de líquidos e da termodinâmica de misturas de R-134a e óleos lubrificantes. No final do capítulo, apresenta-se então uma síntese dos aspectos mais relevantes.

2.2. Aspectos Termodinâmicos da Compressão Isotérmica de Vapores

O estudo preliminar dos processos de compressão apresentado no capítulo 1 mostrou que a compressão isotérmica é mais eficiente quando comparada a uma compressão isentrópica. Embora não se consiga obter na prática uma compressão isotérmica, pode-se pelo menos idealizar um ciclo operando com uma compressão deste tipo.

Recentemente, um ciclo de refrigeração baseado em uma compressão isotérmica e duas expansões reversíveis foi proposto por Meunier (2005). Neste ciclo reversível, o fluido

refrigerante troca calor com uma fonte e um sumidouro de calor em temperaturas constantes (T_0 e T_1) e produz trabalho durante duas expansões e consome trabalho durante a compressão. Um trocador de calor interno adiabático ideal (TCI) é usado para aquecer o vapor de refrigerante na linha de baixa pressão e resfriar uma fração do fluido a alta pressão proveniente do condensador.

Como pode ser visto na Figura 2.1, o vapor superaquecido é succionado (ponto 1) e comprimido na temperatura T_1 até a sua saturação, momento em que atinge a pressão de condensação (ponto 2). O fluido após deixar o condensador é dividido em dois fluxos (ponto 3). Uma fração x do líquido é levada para o trocador de calor em contra-corrente (TCI), onde transfere calor internamente com o gás que sai do evaporador na condição de saturação. A fração x é aquela que satisfaz a seguinte equação:

$$x(h_{PC,T_1} - h_{PC,T_0}) = h_{PE,T_1} - h_{PE,T_0} \quad (2.1)$$

onde os sub-índices PC e PE significam as pressões de condensação e de evaporação e T_1 e T_0 denotam as temperaturas de condensação e de evaporação, respectivamente.

O líquido subresfriado na temperatura T_0 (ponto 4) é então expandido isotericamente até atingir a pressão de saturação (ponto 5). Em paralelo, a fração $(1 - x)$ do líquido saturado na pressão de condensação é expandido num processo isentrópico e reversível até a pressão de evaporação (ponto 6).

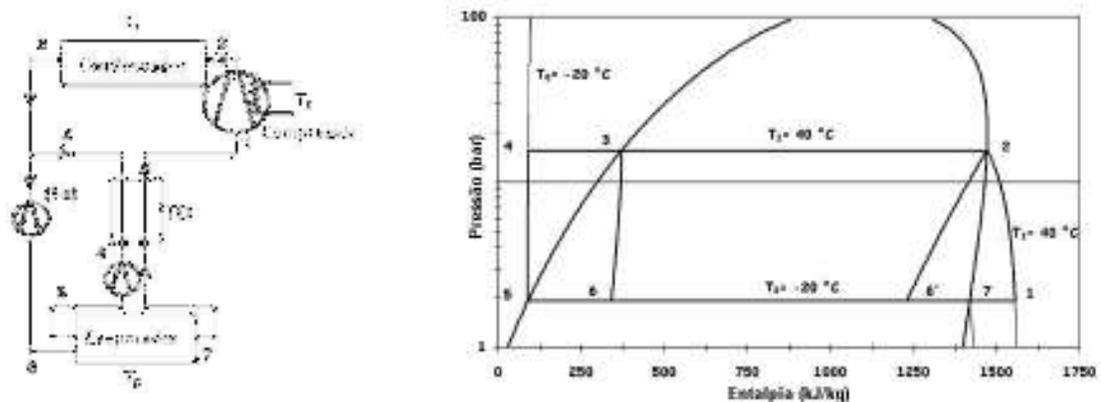


Figura 2.1 – Esquema e diagrama de um ciclo tipo Carnot para NH_3 (Meunier, 2005).

Considerando que o trabalho realizado na expansão é aproveitado no compressor, o COP do ciclo proposto pelo autor é igual ao COP de Carnot, dado pela equação (1.3).

Os dois pontos chave deste ciclo, conforme explica o autor, são a compressão isotérmica e o trocador de calor interno. Também é discutida a maior relevância do uso da compressão isotérmica para fluidos que atingem temperatura de descarga mais elevada, como o CO₂ e a Amônia.

É interessante notar que é possível idealizar um ciclo de refrigeração operando com *COP* de Carnot não utilizando a compressão úmida, diferentemente do Ciclo de Carnot (Figura 1.2) proposto por Lord Kelvin. Mesmo não operando reversivelmente, o ciclo proposto por Meunier (2005) deve resultar em um significativo aumento do *COP* com a compressão isotérmica do vapor e o com o uso do trocador de calor entre as linhas de alta e de baixa pressão.

2.3. Compressão de Vapores com Injeção de Líquidos

A injeção de líquidos no cilindro é a maneira comumente encontrada para resfriar o gás durante a compressão. Os líquidos utilizados nos trabalhos revisados são óleo e fluido refrigerante para compressores de refrigeração, e água para compressores de ar.

Em compressores de refrigeração do tipo *scroll*, Dutta *et al.* (2000) fizeram um estudo experimental e teórico da influência da injeção de refrigerante líquido no seu desempenho. O objetivo do estudo foi melhorar o desempenho do ciclo de refrigeração, abaixando a temperatura final de compressão pelo meio da técnica de injeção de líquido. A idéia básica é melhorar a eficiência da transferência de calor no condensador pela entrada de fluido refrigerante em uma condição de menor superaquecimento. Outro benefício esperado com o abaixamento das temperaturas é assegurar maior confiabilidade do compressor e prevenir degradação do refrigerante. Porém, o trabalho acaba sendo restrito à análise de aspectos relacionados apenas à eficiência do compressor, ao contrário de sua proposta original.

Dutta *et al.* (2000) propuseram um modelo analítico de compressão com injeção de refrigerante líquido, usando a Primeira Lei da Termodinâmica aplicada a volume de controle, para investigar as características de compressão de refrigerante em condição úmida. Para calcular a transferência de calor entre as fases de vapor e de líquido de fluido refrigerante o modelo homogêneo foi adotado, no qual a transferência de calor entre as fases ocorre de forma a manter o equilíbrio térmico entre o vapor e o líquido (Dutta *et al.*, 1996). Assim, a temperatura das duas fases é assumida igual em todo instante de tempo da compressão. Esta hipótese do modelo é adequada para casos onde o diâmetro das gotas injetadas é muito pequeno, em processos lentos ou, ainda, na presença de taxas elevadas de troca de calor, como

é o caso da transferência de calor entre o gás e o refrigerante líquido injetado, o qual é muito volátil.

Dutta *et al.* (2000) fizeram também dois tipos de experimentos. No primeiro, a temperatura do óleo foi controlada por meio de um aquecedor, com o objetivo de manter a sua temperatura e a das espirais¹ constante, garantindo condições iguais para os testes com ou sem injeção de líquido e, assim, possibilitar a investigação de somente a transferência de calor entre o gás e o refrigerante líquido. No segundo experimento, a temperatura do óleo não é controlada para que se possa investigar o efeito prático, assim considerado pelos autores, da injeção de líquido.

Os resultados mostram um decréscimo linear da temperatura final de compressão em relação à quantidade de massa injetada, com boa concordância entre os dados experimentais e analíticos. Um aumento da potência de compressão e uma perda de eficiência são atingidos com a injeção de líquido, devido à evaporação do líquido injetado dentro da câmara. Este líquido evaporado requer um trabalho adicional para ser comprimido, aumentando a potência de compressão apesar da diminuição da temperatura de compressão.

No estudo de Cho *et al.* (2002) é feita uma avaliação do desempenho de um compressor *scroll* de rotação variável com injeção de refrigerante líquido, em função da rotação do compressor, da pressão de injeção e da posição do injetor. A influência da injeção de líquido no desempenho é apresentada em função de parâmetros de operação e posição do injetor, comparando os resultados dos casos com e sem injeção de líquido. Da análise dos resultados, encontrou-se que a injeção de líquido em alta frequência de operação é efetiva, melhorando o desempenho e a confiabilidade da operação do compressor. Na maior frequência de operação testada o aumento em desempenho chegou a 5%.

Um parâmetro importante para a troca de calor entre as fases líquida e de vapor no interior da câmara de compressão é o diâmetro das gotas de líquido. Para uma mesma massa de óleo injetada, a área superficial das gotas cresce de forma quadrática com a diminuição do seu diâmetro, favorecendo a troca de calor. De Paepe *et al.* (2005), estudaram os efeitos da atomização de óleo em um compressor de ar do tipo parafuso com injeção de óleo. Um orifício simples pelo qual o óleo era injetado originalmente na câmara de compressão foi

¹ Em compressores do tipo *Scroll*, o gás é comprimido pela ação de duas espirais.

testado de forma comparativa com vários atomizadores, possibilitando uma análise da influência dos vários níveis de diâmetros de gotículas.

Uma bancada experimental foi construída de forma a possibilitar o cálculo da efetividade da troca de calor para cada tipo de atomizador e injetor. As condições de teste foram ajustadas com a finalidade de representar as condições no interior do compressor da melhor maneira possível. Com a leitura dos sinais dos termopares instalados na seção de teste foi possível avaliar a efetividade do resfriamento, definida como:

$$\varepsilon_T = \frac{T_{air,in} - T_{air,out}}{T_{air,in} - T_{oil,in}} \quad (2.2)$$

onde $T_{air,in}$ e $T_{air,out}$ são as temperaturas do ar na entrada e na saída da seção de testes, respectivamente, e $T_{oil,in}$ é a temperatura do óleo na entrada do injetor.

A Figura 2.2 apresenta a influência do diâmetro das gotículas na efetividade do resfriamento do ar, ficando claro o seu aumento com a diminuição do diâmetro de gota.

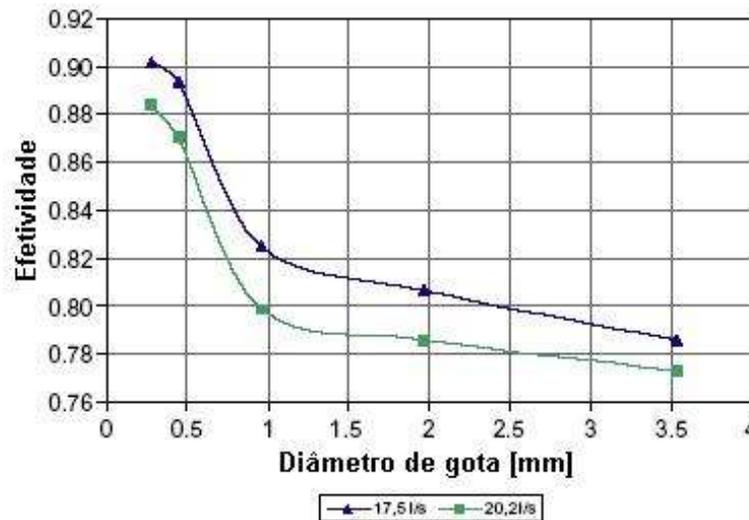


Figura 2.2 – Influência do diâmetro de gota na efetividade do resfriamento (De Paepe et al., 2005).

Em paralelo aos experimentos, um modelo termodinâmico foi desenvolvido para a compressão da mistura de ar e óleo, utilizando os resultados experimentais de efetividade de resfriamento para o cálculo do calor trocado entre o óleo e o ar durante a compressão. Caso a efetividade tivesse o valor unitário, os autores assumiam a condição de modelo homogêneo.

O modelo previu que a atomização do óleo, apesar de aumentar a efetividade da troca de calor, tem efeito pequeno sobre o aumento da eficiência de compressão. Os autores observaram que a compressão isotérmica não é fácil de ser alcançada através da atomização de óleo no interior da câmara.

Os efeitos da injeção de refrigerante líquido no desempenho de um compressor rotativo foram estudados por Ooi (2005). O autor formulou um modelo matemático para descrever a compressão de R22 incorporando a injeção de líquido. Com este modelo foi possível estudar os vários efeitos da injeção de refrigerante líquido, em especial sobre a potência de compressão e sobre a temperatura de descarga. O modelo assume que líquido saturado é injetado na câmara de compressão e que, após a injeção, as duas fases mantêm o equilíbrio térmico durante a compressão (modelo homogêneo). Os resultados do trabalho mostram que a pressão e, conseqüentemente, a potência indicada não é muito afetada pela injeção de líquido, apesar da temperatura do gás ao longo da compressão ser fortemente afetada. O autor sugere que o efeito do resfriamento é compensado pela evaporação do líquido injetado e, desta forma, a pressão não cai com a injeção de refrigerante líquido.

Em relação aos compressores alternativos, os trabalhos encontrados na literatura aberta quanto à injeção de líquidos no cilindro referem-se a compressores de ar. Coney *et al.* (2002) desenvolveram um compressor alternativo de ar usando a injeção de água para alcançar uma compressão quase isotérmica. O objetivo do trabalho foi desenvolver um compressor mais eficiente e que permitisse que uma razão entre as pressões de condensação e de evaporação maior do que trinta fosse alcançada em um único estágio de compressão. É importante salientar que razões de pressão desta ordem não podem ser alcançadas em compressores normais de único estágio devido ao excessivo aquecimento do ar durante a compressão. Além da avaliação experimental do protótipo construído, os autores simularam a compressão com água atomizada, utilizando um código de simulação comercial STAR CD.

No protótipo desenvolvido, a água atomizada é separada do ar comprimido, resfriada e re-injetada na câmara de compressão. O sistema de descarga utiliza quatro válvulas comandadas hidráulicamente, permitindo a descarga da mistura ar-água do cilindro de forma segura e confiável, evitando o chamado “calço hidráulico”. Os modelos de atomizadores utilizados foram do tipo cone oco (*hollow cone*) da marca *Spraying Systems Inc.*

A simulação do processo de compressão, através de uma formulação diferencial, empregou malhas móvel e modelos para gotas (*droplets model*) segundo uma descrição Lagrangiana. Um modelo de colisão de gotículas foi utilizado mas, como as mudanças nos

resultados foram insignificantes, o mesmo foi abandonado na maioria das simulações. A simulação transiente foi feita partindo do ponto morto inferior (180°) até um ângulo de giro da manivela de 334° . Portanto, a simulação contemplou apenas o processo de compressão, o que mesmo assim proporcionou um custo computacional bastante elevado. Os resultados de pressão e temperatura final de compressão das simulações ficaram dentro de uma margem de erro de 14% comparadas com os dados experimentais. A Figura 2.3 exibe a evolução de pressão no cilindro de acordo com os dados experimentais e os resultados teóricos.

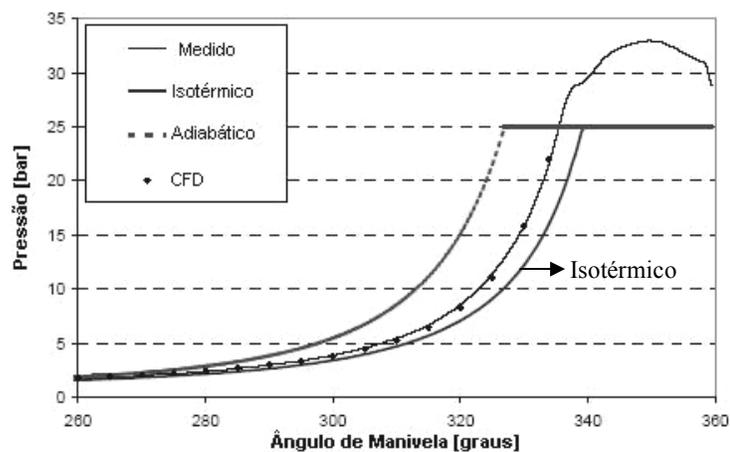


Figura 2.3 – Pressão ao longo da compressão de ar (Coney et al., 2002).

Os resultados experimentais com injeção de água apresentaram um ganho máximo de 28% na potência de compressão em relação ao caso da compressão adiabática. A temperatura final de compressão para este caso ficou abaixo dos 100°C , sendo que a pressão excedeu o valor de 25 bar no final da compressão. Em relação a possíveis efeitos da grande quantidade de água injetada no cilindro, nenhum problema de calço hidráulico foi encontrado nos testes.

Segundo os autores, a grande quantidade de água atomizada não evapora durante a compressão. Desta forma, o efeito de resfriamento do ar ocasionado pela injeção de água resulta em diminuição da potência indicada. Foi observado, também, que a escolha do bico atomizador, sua posição, tempo de injeção e a massa injetada, são fatores chave para o sucesso da compressão isotérmica.

Os dados experimentais de Coney *et al.* (2002) foram comparados com um modelo dinâmico 1-D do compressor alternativo isotérmico desenvolvido e apresentado por Malmgren *et al.* (2003). O modelo, implementado em linguagem Fortran, descreve o comportamento dinâmico do compressor, utilizando/consumindo para isto somente poucos

minutos de processamento. O modelo inclui a propagação de ondas de pressão nos sistemas de sucção e descarga, a injeção das gotículas de água no cilindro bem como a troca de calor. A cada passo de tempo, uma nova família de gotas de água é injetada no cilindro, sendo todas seguidas a cada avanço de tempo usando o modelo de acompanhamento de gotas Lagrangiano 1-D (*1-D Lagrangian droplet tracking*). O modelo atualiza e armazena a posição, a velocidade e a temperatura de todas as famílias de gotas ao longo da simulação. A fase gasosa é dividida em duas zonas, a seca e a úmida, devido ao grande tamanho do domínio (diâmetro do pistão de 40 cm). A zona úmida troca calor com as gotículas de água, resultando em duas zonas com a mesma pressão e temperaturas diferentes. Os resultados apresentaram boa correspondência com os dados experimentais, o que tornou o modelo atrativo devido ao tempo de processamento computacional relativamente curto.

2.4. Termodinâmica de Misturas de R-134a e Óleos Lubrificantes

A proposta de atomizar óleo lubrificante no interior do cilindro exige conhecimentos sobre o comportamento termodinâmico de misturas de óleo e refrigerante, pois tal tecnologia irá fazer com que o óleo circule entre as linhas de alta e de baixa pressão, resultando em uma maior interação entre estes dois fluidos.

O óleo lubrificante tem como função reduzir o atrito e minimizar o desgaste no compressor, o que é conseguido pela formação de um fino filme de óleo entre as superfícies móveis. Adicionalmente, funciona como selo na câmara de compressão, remove calor das partes mais quentes do compressor, inibe a corrosão, afasta detritos gerados por desgaste e reduz o ruído. O óleo, entretanto, deve ser durável, pois não pode ser substituído ao longo da vida útil de vários anos do compressor. Por este motivo, o óleo deve apresentar estabilidade química na presença do refrigerante, de metais, do isolamento do motor e dos contaminantes externos.

Devido ao contato direto entre óleo e refrigerante, não se encontrará no compressor óleo puro, mas sim óleo com um determinado teor de refrigerante nele dissolvido. É normal o refrigerante arrastar certa quantidade de óleo para dentro do condensador e do evaporador. Neste caso, a mistura deve apresentar certa fluidez, de modo que o óleo possa retornar ao compressor sem que a lubrificação fique deficiente. Neste sentido, uma boa miscibilidade do óleo com o refrigerante é desejada, pois além de garantir o seu retorno ao compressor, evitará grande perda de eficiência nos trocadores de calor. Outra consequência importante da

solubilidade é a redução da pressão de equalização do sistema, reduzindo o torque de partida, e, portanto, a potência no instante inicial de funcionamento do compressor.

A formação de uma única e homogênea fase quando duas ou mais fases líquidas são colocadas em contato é a definição de miscibilidade. Já a solubilidade é a incorporação de material de uma segunda fase para formar uma única e homogênea solução líquida quando duas ou mais fases são mantidas em contato. A primeira impressão é que estes termos são semelhantes, entretanto há uma importante diferença. Dois líquidos completamente miscíveis irão formar continuamente uma única fase não importando a concentração de um líquido no outro. Já dois materiais que são solúveis irão ter uma capacidade limitada do material de uma fase a ser incorporado pela outra fase, coexistindo duas ou mais fases.

Nos sistemas de refrigeração tradicionais, os refrigerantes CFC's ou os HCFC's (como o R12 e o R22) são em geral totalmente miscíveis com lubrificantes a base de óleos minerais, nas faixas de temperaturas encontradas em aplicações domésticas. Já os HFC's apresentam baixíssima miscibilidade com o óleo mineral e também baixa solubilidade, gerando problemas de retorno de óleo para o compressor. Assim, usam-se lubrificantes a base de éster com os refrigerantes HFC's (como o R-134a), pois este par apresenta total miscibilidade e altíssima solubilidade nas faixas de temperaturas citadas acima.

A solubilidade depende também da pressão e da temperatura, resultando numa composição de mistura distinta nas várias partes do sistema de refrigeração. A solubilidade é definida como:

$$w = \frac{m_{R,L}}{m_o + m_{R,L}} \quad 2.3$$

onde $m_{R,L}$ e m_o representam a massa de refrigerante dissolvida no óleo e a massa de óleo, respectivamente.

De maneira geral, a solubilidade aumenta com a pressão e diminui com a temperatura imposta aos componentes da mistura, conforme se pode observar na Figura 2.4, adaptada de Grando (2001).

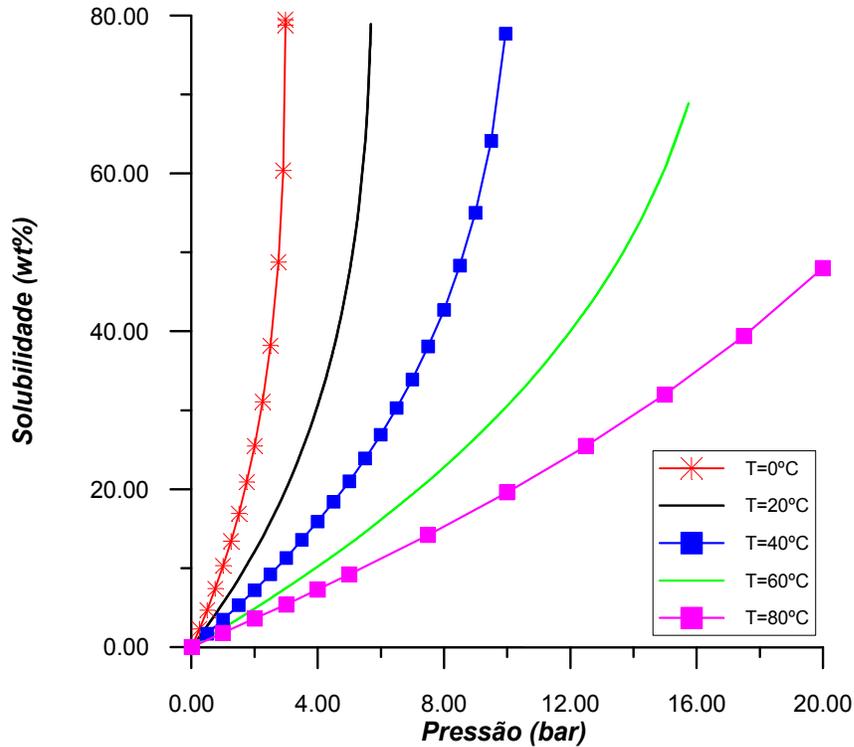


Figura 2.4 Solubilidade (em massa) do refrigerante R-134a no óleo éster poliol EMKARATE RL10H

Uma característica muito importante para o projeto dos compressores é a viscosidade da mistura óleo e refrigerante, uma vez que a mesma deve ser suficientemente elevada para formar o filme lubrificante e sustentar a carga requerida nos mancais. Porém, uma viscosidade maior do que a requerida para o projeto, ocasiona uma dissipação térmica por atrito viscoso excessiva, aumentando as perdas mecânicas.

A viscosidade é uma propriedade física de transporte de quantidade de movimento e depende do estado termodinâmico do componente ou da mistura. No caso da mistura óleo e refrigerante, a viscosidade depende muito da temperatura e da solubilidade, e muito pouco da pressão. Como podemos observar na Tabela 2.1 obtida por Grandó (2001), a viscosidade diminui com o aumento da temperatura e da solubilidade.

Por fim, em virtude da solubilidade ter grande dependência com a temperatura e a pressão, esta será de extrema importância nas análises envolvendo a injeção de óleo lubrificante em compressores, uma vez que intensas variações de pressão são experimentadas pelo óleo neste processo.

Tabela 2.1 Viscosidade absoluta da mistura óleo EMKARATE RL10H e refrigerante R-134a.

Viscosidade da Mistura (mPa.s)	w (%)					
	5	10	15	20	25	30
0	30,3	24,7	20,0	16,2	13,1	10,5
T (°C)						
10	19,2	16,0	13,2	11,0	9,0	7,4
20	13,0	11,0	9,3	7,8	6,5	5,4
30	9,4	8,0	6,8	5,8	4,9	4,1

2.5. Síntese

A revisão da literatura apresentada neste capítulo tratou de aspectos relacionados a um ciclo de refrigeração idealizado com uma compressão isotérmica, à injeção de fluidos no interior do cilindro de compressores e a misturas de óleo e refrigerantes.

Foi ratificada a idéia que a compressão isotérmica aplicada à refrigeração é mais eficiente comparada à compressão isentrópica. Neste sentido, Meunier (2005) mostrou que um ciclo composto por uma compressão seca, porém isotérmica, também pode apresentar o coeficiente de performance igual ao de Carnot.

Os trabalhos publicados na área de compressão isotérmica valem-se da injeção ou da atomização de líquidos no interior do cilindro para atingir tal objetivo. Os modelos empregados para a simulação da injeção de líquidos são os mais variados. O modelo homogêneo foi empregado em casos com injeção de refrigerante líquido com sucesso, devido à elevada transferência de calor entre as fases. Já o modelo de acompanhamento de partículas foi utilizado em outros casos, como na atomização de água em cilindros. Os resultados mais interessantes foram alcançados por Coney *et al.* (2002), com a construção de um protótipo de compressor de ar com compressão quase isotérmica. Porém, a quantidade enorme de água utilizada demonstra claramente a dificuldade de se conseguir a compressão isotérmica.

A quantidade limitada de material na literatura com relação ao uso de tecnologias que buscam a compressão isotérmica em compressores alternativos de refrigeração doméstica revela a originalidade do tema da presente dissertação. O conhecimento agregado com o estudo da termodinâmica de misturas de R-134a e óleos lubrificantes será de grande auxílio no entendimento de alguns fenômenos presentes na injeção de óleo no interior do cilindro. Vale ressaltar que a termodinâmica de misturas de óleo e refrigerante é uma área de intensa

pesquisa e uma revisão da literatura bastante extensa foi realizada recentemente por Marcelino Neto (2006).

CAPÍTULO 3 - BANCADAS E PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

No presente trabalho, a investigação experimental demonstra sua importância em dois níveis do desenvolvimento da tecnologia de compressão com injeção de gotículas. No primeiro, foram avaliados três bicos injetores a fim de determinar as características qualitativas e quantitativas do processo de injeção de óleo. Na Seção 3.1, descreve-se a bancada experimental desenvolvida e construída para este fim, bem como os procedimentos experimentais e os resultados. No segundo, Seção 3.2, é apresentado o trabalho de preparação do protótipo do compressor de refrigeração com injeção de óleo. A bancada é descrita em detalhes, juntamente com os procedimentos experimentais. Os resultados dos ensaios experimentais no protótipo e a comparação com os resultados da modelagem serão apresentados no Capítulo 5.

3.1. Bicos Atomizadores

Três modelos de bicos atomizadores foram adquiridos para levantar suas características e avaliar a possibilidade de implementação em um compressor de média capacidade da Embraco. Dentre os modelos de bico adquiridos, dois são do fabricante Danfoss e um do fabricante Lechler. Os bicos foram adquiridos com base nos seguintes pré-requisitos: baixa vazão, formação de spray fino e a possibilidade de trabalho com óleos.

Os modelos da Danfoss são identificados pelos códigos 030H7902HR e 030H7912HR, sendo ambos do tipo cone oco (*hollow cone*), com um ângulo de spray de 60° e com vazões nominais de 1,15 kg/h e 2,37 kg/h, respectivamente. A vazão nominal é referenciada como aquela resultante para um fluido com viscosidade de 3,4 cSt e densidade de 840 kg/m³, submetido a uma diferença de pressão de 10 bar no bico. Os bicos são projetados para uso doméstico em queimadores de óleo a alta pressão, sendo que os do tipo cone oco são os que conferem ao spray os menores diâmetros de gotas. O modelo Lechler 212.004 é também do tipo cone oco, com ângulo de spray de 60°, mas com a vazão nominal de 1,08 kg/h de água pressurizada a 10 bar.

O objetivo dos testes com cada um dos bicos atomizadores foi o de avaliar, para diferentes óleos lubrificantes utilizados em compressores de refrigeração, a vazão e a pressão mínima para formar o spray, verificando assim a possibilidade do seu emprego em

compressores e disponibilizando dados para as condições de contorno do modelo numérico, como será detalhado mais a frente.

3.1.1. Bancada Experimental

A bancada montada para testar os bicos atomizadores (Figura 3.1) é composta por um reservatório de óleo pressurizado, uma tubulação ligada ao bico e um reservatório para a coleta do óleo injetado. A pressão no reservatório de óleo, adquirida por um transdutor de pressão HBM modelo P3MB com fundo de escala de 50 bar, é ajustada através de uma válvula controladora de pressão conectada a um cilindro contendo nitrogênio a alta pressão. Esta válvula mantém a pressão a jusante constante, a fim de garantir uma condição de regime permanente durante o teste. O óleo pressurizado é conduzido ao atomizador por uma tubulação de cobre de diâmetro nominal de 6,35 mm, envolvido por um traceamento elétrico² coberto por fibra de vidro. Um controlador térmico, do fabricante Gefran, modelo 401, faz a leitura da temperatura do óleo através de um termopar do tipo T³ posicionado junto ao injetor e aciona o traceamento elétrico de modo a manter a temperatura do óleo no valor ajustado. O óleo em uma condição de pressão e temperatura controlada é atomizado em um recipiente montado em acrílico para facilitar a visualização do spray. O recipiente é colocado sobre uma balança de precisão com a finalidade de mensurar a massa de óleo injetada ao longo de um determinado intervalo de tempo. Uma balança do fabricante Marte[®], modelo AS2000, com fundo de escala de 2 kg e incerteza de medição de 0,01 g foi utilizada para esta medição.

² O traceamento elétrico consiste em uma fita de aquecimento que funciona por Efeito Joule.

³ Termopares do tipo T são constituídos de Cobre e Constantan.

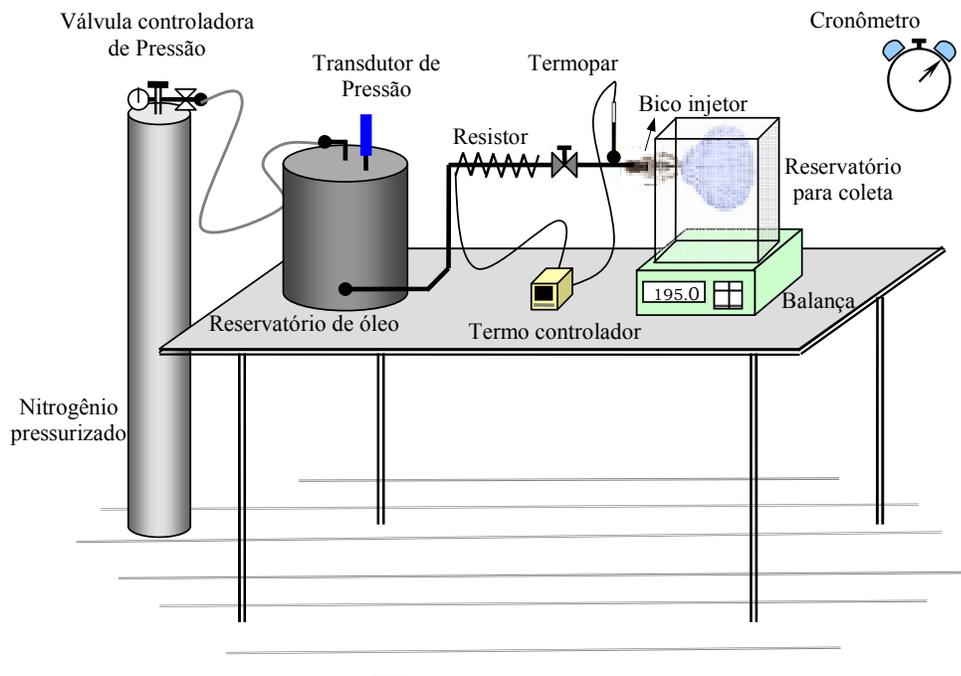


Figura 3.1 – Diagrama esquemático da bancada de testes de atomizadores.

3.1.2. Procedimento Experimental

A bancada de bicos injetores foi desenvolvida de forma simplificada, visando facilitar a sua operação. O seu princípio de funcionamento também é muito simples. Primeiramente, o reservatório é preenchido com o óleo a ser injetado e, com o sistema estanque, é feito vácuo para retirar todo o ar, umidade e contaminantes do sistema. Depois de realizado o vácuo, o óleo é pressurizado com Nitrogênio (N_2) na pressão estabelecida para o teste. A utilização do nitrogênio se deve ao fato da sua baixa solubilidade em óleos, resultando na injeção de óleo praticamente puro. O controlador térmico é ligado fazendo com que a temperatura do óleo estabilize na condição estabelecida para o teste e em seguida a balança de medição é zerada. O operador abre então a válvula, liberando a atomização do óleo. Após um certo período de tempo, necessário para a estabilização das condições de teste, o operador dispara um cronômetro no mesmo momento em que anota a massa indicada na balança. Após a injeção de aproximadamente 300 g de óleo, o operador pára o cronômetro anotando o valor da massa registrado na balança. Desta forma, a vazão mássica de óleo correspondente às condições de teste é obtida simplesmente pela divisão da massa descarregada no intervalo de tempo:

$$\dot{m} = \frac{m_i}{t_i} \quad (3.1)$$

onde m_i e t_i são a massa injetada e o tempo correspondente à injeção, respectivamente.

O fato da massa de óleo ser injetada de forma contínua, exige muita atenção para o registro correto dos valores indicados pela balança, nos momentos do início e da parada do testes. Por este motivo, três ensaios foram realizados para cada condição de teste, envolvendo dois operadores para as leituras do cronômetro e da balança, de forma a minimizar os erros.

Os experimentos de vazão mássica foram efetuados em três níveis de pressão manométrica do reservatório (5, 9 e 12 bar) e em três níveis de temperatura de injeção de óleo (50, 60 e 70°C), resultando em nove condições de teste para cada tipo de óleo e bico testado. Dentre os óleos lubrificantes analisados estão o óleo mineral Suniso 1GS e os óleos a base de Éster, RL10H e RL5H plus.

Dependendo da pressão a montante do atomizador, o padrão de escoamento do óleo ao sair do bico varia de jato contínuo para baixas pressões, a spray para pressões mais altas. Para verificar a pressão mínima necessária para a formação do spray, o teste é realizado da seguinte forma: Primeiro ajusta-se a temperatura e pressuriza-se o reservatório em torno de 10 bar. Em seguida, abre-se a válvula liberando o óleo para o atomizador. À medida que o óleo é atomizado, o operador deve fechar lentamente a válvula reguladora de pressão a fim de reduzir aos poucos a pressão no óleo. Assim, o operador observa cuidadosamente a característica do jato, registrando a pressão na qual o padrão de escoamento muda de spray para jato de óleo. Posteriormente, o operador aumenta a pressão verificando novamente o valor no momento da passagem do padrão de jato para spray. A média das duas medidas é registrada, então, como a pressão mínima para a formação do spray. Conforme supracitado, o experimento é realizado em três níveis de temperatura (50, 60 e 70°C) para cada tipo de óleo e injetor.

3.1.3. Resultados

Os resultados mostrados a seguir e as relações a partir deles derivadas serão utilizados como relações de fechamento para os modelos teóricos de compressão com injeção de gotículas de óleo.

Os dados técnicos dos fabricantes quanto à vazão mássica dos bicos injetores são para diferentes fluidos de trabalho. Por exemplo, para o bico Lechler os dados são fornecidos para

água e para os bicos Danfoss são fornecidos para óleo. Torna-se importante, então, medir a vazão fornecida pelos bicos quando operando com o fluido de trabalho, representado neste caso pelo óleo lubrificante de compressor. A Figura 3.2 apresenta a variação da vazão mássica de óleo RL 10H com a diferença de pressão aplicada aos três injetores, considerando uma temperatura de 60°C para o óleo. Pode-se observar que a vazão do modelo Lechler fornece uma vazão intermediária àquelas correspondentes aos modelos Danfoss.

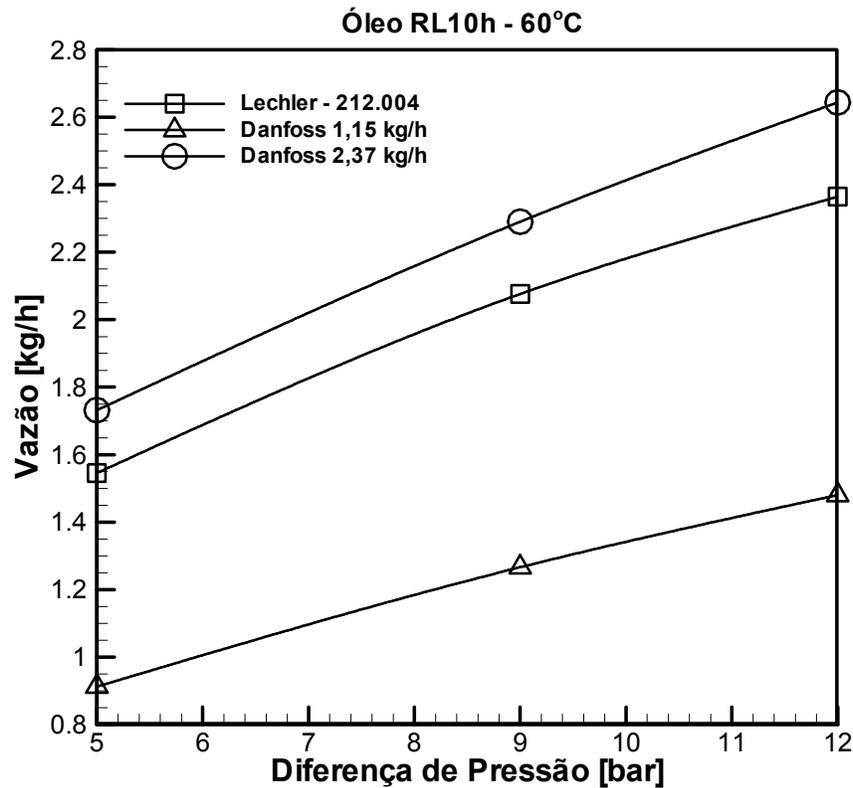


Figura 3.2 – Curvas de vazão em função da diferença de pressão no injetor para os diferentes bicos injetores.

Uma correlação adequada para prever o comportamento da vazão com a pressão é apresentada no catálogo de bicos injetores da Lechler. A relação é deduzida a partir da equação de Bernoulli, aplicando-se algumas hipóteses, e escrita como:

$$\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \sqrt{\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}} \quad (3.2)$$

onde \dot{V}_1 e \dot{V}_2 são os valores de vazão volumétrica correspondentes às variações de pressão Δp_1 e Δp_2 , respectivamente.

Outro resultado interessante é a variação da vazão com o aumento da temperatura e, por conseqüência, com a diminuição da viscosidade do óleo. Através da Figura 3.3, observa-se que a vazão volumétrica permanece praticamente constante com o aumento da temperatura, tendo um pequeno aumento na condição pressão de 5 bar e um pequeno decréscimo com 9 e 12 bar. Verifica-se que, ao contrário da intuição, a vazão não aumenta com a temperatura em todos os casos, devido à queda da viscosidade. Uma explicação está no fato do escoamento no interior do injetor ser caracterizado por uma condição de número de Reynolds elevado, devido à sua geometria composta por micro-canais. Sendo assim, e considerando que os micro-canais são muito rugosos, as mudanças na viscosidade do fluido não alteram o fator de atrito que representa as perdas por atrito viscoso, conforme pode ser observado em um Diagrama de Moody. Assim, a perda de carga no escoamento permaneceria constante, explicando o fato da vazão se manter praticamente constante com a temperatura.

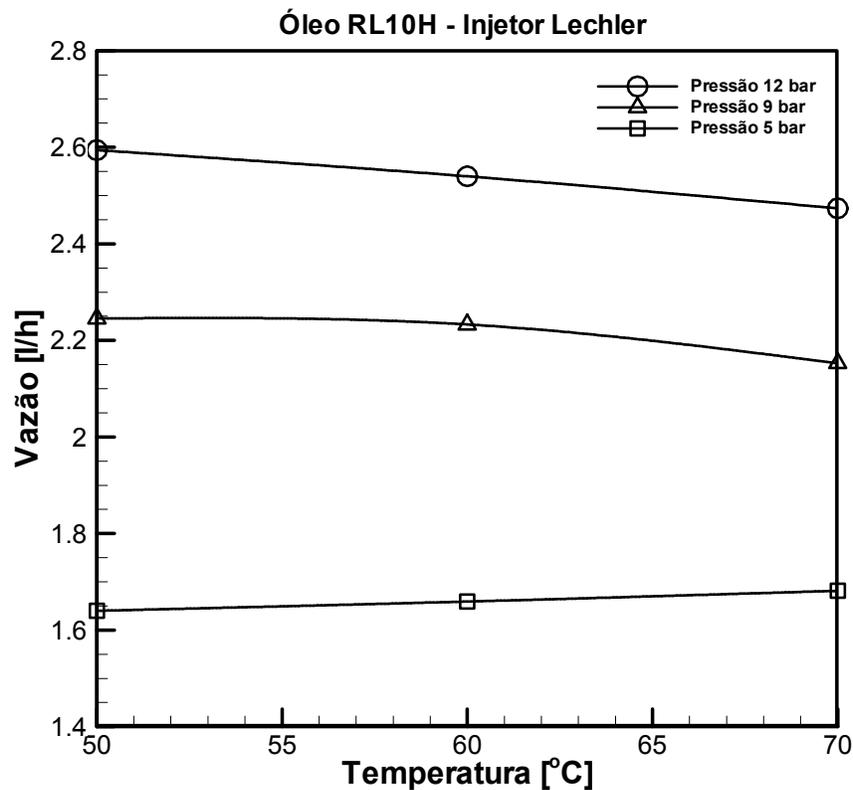


Figura 3.3 – Curvas de vazão volumétrica para diferentes pressões de óleo.

Uma análise da vazão em função de três tipos de óleo foi também realizada, usando o atomizador Lechler, e os resultados são apresentados na Figura 3.4. A semelhança entre as curvas de vazão dos óleos RL 10H e 1GS pode ser explicadas pelos seus valores próximos de viscosidade e densidade. Por sua vez, o óleo RL 5H tem uma viscosidade com um valor correspondente à metade daqueles dos óleos RL 10H e 1GS. Desta forma, a curva de vazão RL 5H apresenta um comportamento mais distinto em relação às demais, principalmente em condições de pressão elevada. Pode-se também observar que a variação da vazão encontrada com o emprego dos três tipos de óleo é menor do que a variação da vazão provocada pela alteração da pressão.

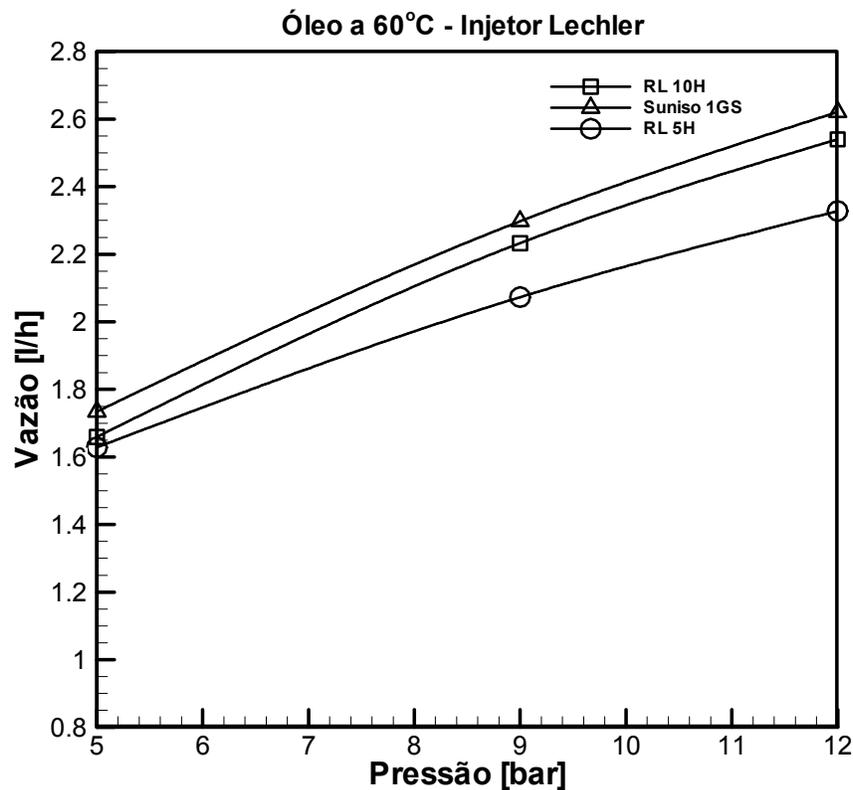


Figura 3.4 – Curvas de vazão volumétrica para diferentes óleos lubrificantes.

Finalmente, no sentido de avaliar a condição necessária para a formação de spray, os três bicos foram testados com óleo RL 10H. Os resultados dos testes podem ser vistos na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Pressões mínimas para a formação de spray com óleo RL 10H

Temperatura [°C]	Pressão de formação de spray [bar]		
	Lechler	Danfoss 1,15 kg/h	Danfoss 2,37 kg/h
50	3,8	4,5	5,0
60	3,3	3,6	4,2
70	2,6	2,8	3,2

Primeiramente, observa-se que a temperatura do óleo exerce influência na pressão mínima de formação de spray em todos os injetores, mostrando que o valor requerido para a pressão cai à medida que a viscosidade é reduzida. Analisando os modelos de injetores do fabricante Danfoss, fica clara a maior dificuldade de formação de spray quanto maior for a vazão nominal do bico. Comparando os três bicos injetores, o modelo da Lechler, cuja vazão nominal é próxima a do modelo Danfoss de 2,37 kg/h, apresenta a maior facilidade para a formação de spray, sendo o mais adequado para os objetivos do presente trabalho.

A Tabela 3.2 também apresenta a pressão necessária para a formação de spray, porém comparando os três tipos de óleos com o injetor Lechler.

Tabela 3.2 - Pressões mínimas para a formação de spray com o atomizador Lechler

Temperatura [°C]	Pressão de formação de spray [bar] – Lechler		
	RL 10H	Suniso 1GS	RL 5H
50	3,8	3,8	3,3
60	3,3	3,0	2,6
70	2,6	2,5	2,4

Como se esperava, o comportamento da injeção com os óleos de viscosidade semelhantes foi similar. Uma vez que a viscosidade é um fator importante na formação e na qualidade do spray em baixas temperaturas, o óleo RL 5H pode ser considerado, em princípio, como o mais conveniente. Quanto mais baixa a pressão para a formação de spray, maior será a qualidade do spray em valores mais elevados de pressão, resultando em gotículas de óleo de menor diâmetro. A qualidade do spray é de extrema importância para a implementação de um atomizador em um compressor alternativo de refrigeração doméstica, pois diminui a inércia das gotículas, favorecendo o arraste pelo fluido refrigerante, dificultando a sua coalescência na parede e a ocorrência e golpes de líquido. Os golpes de líquido ocorrem se o óleo ocupar o volume morto do compressor, o que pode resultar em quebra do compressor devido ao aumento significativo da pressão. Além disso, um spray mais fino (gotículas de diâmetro pequeno) garante maior área de troca de calor com o fluido refrigerante.

O volume de óleo RL 10H injetado pelo bico Lechler, pressurizado em 10 bar, ao longo um intervalo de 1/60s, correspondente ao tempo de um ciclo do compressor, é aproximadamente 7% do volume morto de um compressor EG90H, fabricado pela EMBRACO. A priori, este volume é baixo e espera-se a não ocorrência de golpes de líquido no compressor, viabilizando a construção e os experimentos com um protótipo. O diâmetro das gotículas de óleo no spray é difícil de ser mensurada e não é uma especificação técnica disponibilizada pelos fabricantes.

3.2. Experimentos em Protótipos

Para dar maior abrangência ao trabalho e poder comparar os dados numéricos com os experimentais, um compressor de média capacidade, modelo EGY90H, da Whirlpool S.A – Unidade EMBRACO, foi instrumentado e, em seu cilindro, instalado um bico atomizador. Para testá-lo foi necessário adequar a bancada de teste existente no laboratório às particularidades do experimento e estabelecer um procedimento experimental adequado.

A construção e a avaliação do novo protótipo objetiva verificar a possibilidade de operação de um compressor com óleo atomizado, resistindo a eventuais golpes de líquido, o que não é possível de prever nos modelos numéricos utilizados. Além disto, busca-se também avaliar os efeitos da atomização de óleo na câmara de compressão sobre os parâmetros relacionados à eficiência do compressor, bem como validar os modelos numéricos propostos. Para isto, torna-se necessário medir a temperatura em diferentes posições do compressor, a pressão no interior do cilindro, a posição do pistão ao longo do ciclo de operação, a vazão mássica de refrigerante bombeada e a potência consumida pelo motor elétrico.

3.2.1. Preparação do Protótipo

O compressor escolhido para instalação do bico foi o compressor EMBRACO EGY90HLP, tensão de alimentação de 115-127 V, frequência de operação de 60 Hz, destinado à aplicação em LBP (baixa pressão de evaporação) com fluido refrigerante R-134a. O modelo escolhido é um compressor de refrigeração doméstica de elevada capacidade (grande volume deslocado) e robusto do ponto de vista de projeto de válvulas. Estes fatores foram importantes para a sua escolha, de modo a facilitar a montagem do atomizador, evitar golpes de líquido e quebras de válvulas.

Muitas alterações foram necessárias para a adaptação do atomizador ao bloco do compressor. Nesta fase, um grande suporte da EMBRACO foi oferecido através de seus

projetistas e da sua oficina de protótipos, sendo os responsáveis pelo projeto e a construção de um alojamento para o injetor no bloco do compressor.

Como já mencionado, o atomizador Lechler foi escolhido para instalação no protótipo, devido à melhor qualidade de seu spray. O alojamento para o injetor foi projetado de modo a possibilitar a sua montagem e desmontagem, permitindo a sua limpeza em um eventual entupimento. A construção do alojamento foi realizada com o emprego de três peças (Figura 3.5 e Figura 3.6), sendo uma de cobre para facilitar a vedação do cilindro, outra em aço carbono com rosca externa e uma terceira em latão responsável pelo acoplamento com a linha de óleo pressurizado.

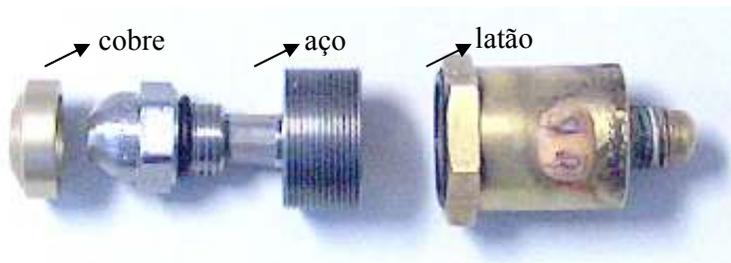


Figura 3.5 – Peças do alojamento e atomizador desmontados.



Figura 3.6 – Alojamento montado.

No bloco do compressor, um furo com rosca interna foi usinado para abrigar o injetor com o alojamento (Figura 3.7). Este furo foi posicionado o mais próximo possível do topo do bloco com a finalidade de que o orifício do atomizador, ponto de origem do spray, ficasse perto do cabeçote. Porém, as dimensões reduzidas do compressor e o tamanho do injetor dificultam esta tarefa e, assim, o ponto de injeção ficou a uma distância de 13 mm do topo do bloco. Visto que o curso do pistão do compressor em análise é de 19 mm, o mesmo encobre o orifício do atomizador na maior parte do ciclo, reduzindo o tempo de atomização. No entanto, no período em que o injetor está exposto ao cilindro (ponto morto inferior), a diferença de pressão entre o óleo e o gás do cilindro é máxima, resultando em uma vazão e em uma qualidade de spray satisfatórias.

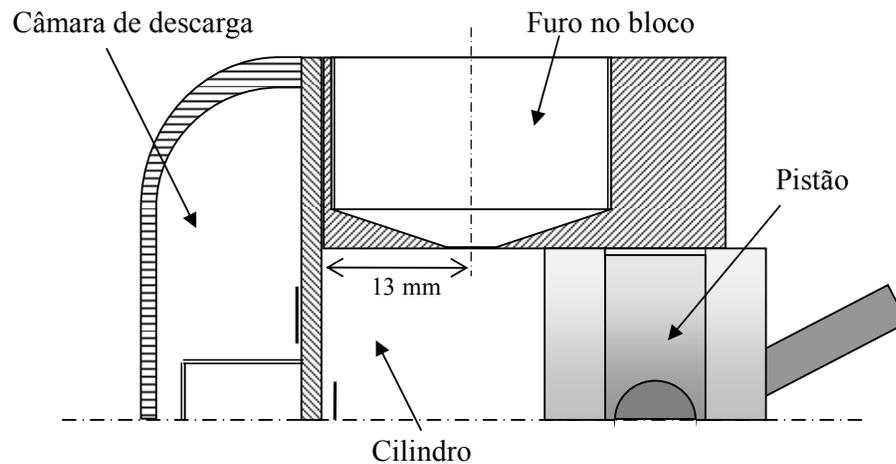


Figura 3.7 – Esboço do furo usinado no bloco.

Algumas alterações na carcaça do compressor foram necessárias para a realização dos testes. Um passador, representado por um tubo com flange que atravessa a carcaça, e uma linha para o óleo pressurizado tiveram que ser construídos para levar o óleo proveniente do separador até o atomizador. Esta linha foi construída com um tubo de cobre de diâmetro interno de 2 mm, iniciando no passador de óleo e terminando no acoplamento do injetor (Figura 3.8). A tubulação de cobre foi enrolada com o objetivo de oferecer flexibilidade ao kit⁴.

⁴ Kit é o nome dado ao conjunto formado pelo bloco, motor e componentes do compressor, exceto a carcaça.

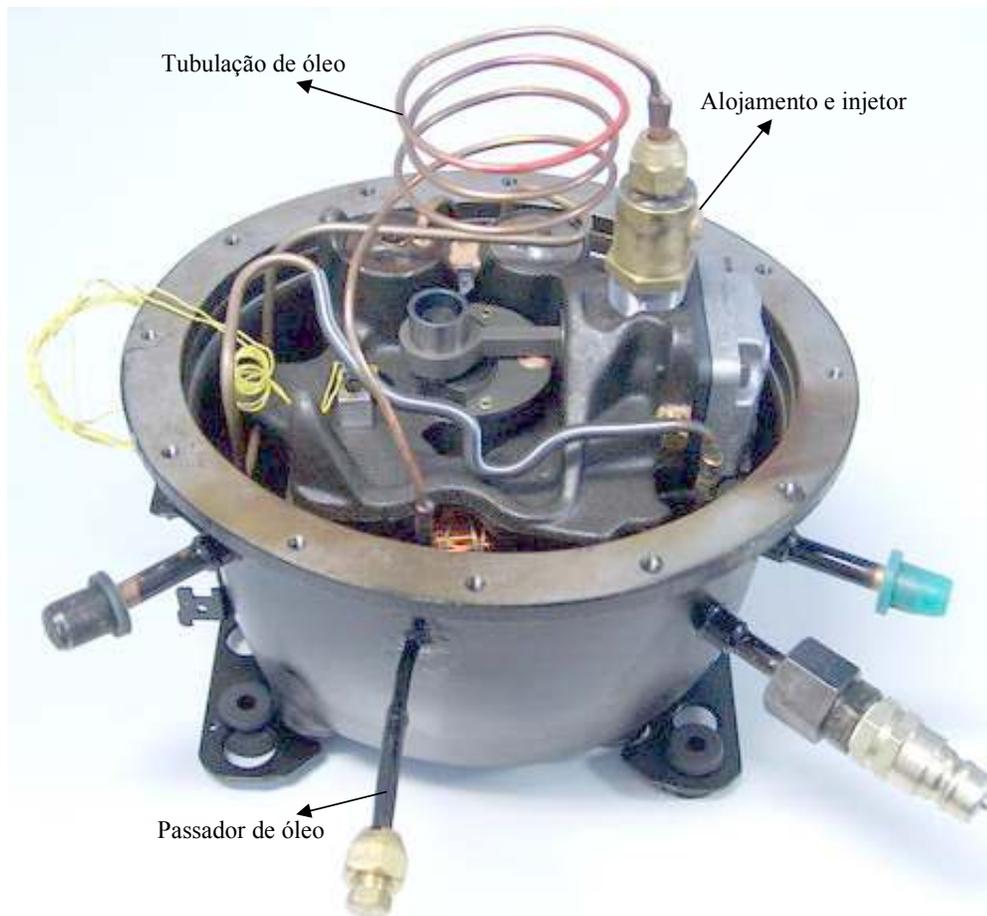


Figura 3.8 – Compressor com o injetor, passador e linha de óleo.

3.2.2. Instrumentação

Os experimentos propostos no trabalho com o protótipo se destinam a medição do perfil de temperaturas do compressor, a aquisição do sinal de pressão do gás no interior do cilindro e a obtenção da posição do pistão, gerando dados que fornecerão informações necessárias para a avaliação dos desempenhos termodinâmico, mecânico e elétrico do compressor. Todos os procedimentos de instrumentação do compressor, aqui aplicados, são empregados rotineiramente pela equipe do laboratório de mecânica da EMBRACO, com bons resultados.

Para a medição do perfil térmico do compressor vários termopares do tipo T foram instalados, conforme ilustrado na Figura 3.9. No trajeto do óleo, foi colocado um termopar no passador e outro junto ao injetor, de modo a medir a temperatura aproximada de injeção do óleo e a troca de calor na tubulação. Na sucção foram alojados termopares para medir a temperatura do gás no passador, por onde o gás é admitido para o interior do compressor, na

entrada e na saída do filtro de sucção⁵. A medição da temperatura na saída do filtro, junto à entrada da válvula de sucção, tem grande importância pois, como discutido anteriormente, quanto menor for o seu valor, menor será o trabalho específico de compressão do gás e maior a eficiência volumétrica do compressor. Na descarga também foram instalados termopares para medir a temperatura do gás na câmara de descarga⁶, nos volumes do bloco⁷ e no passador de descarga. Como não é possível a medição da temperatura instantânea do gás no interior do cilindro, visto que o transiente térmico do gás é muito rápido e a inércia térmica dos termopares muito alta, somente a temperatura na câmara de descarga foi medida, sendo que o seu valor é um pouco abaixo da temperatura média final de compressão. Além das medidas de temperatura na linha de sucção e de descarga, foram também registradas as temperaturas do óleo no cárter, do gás no ambiente interno da carcaça, da superfície externa da carcaça e do ambiente externo da carcaça. Também foram efetuadas medições de temperatura em dois pontos sobre o bloco, um deles no cilindro e o outro no mancal primário. As temperaturas do óleo e do mancal são dados importantes para a análise de perdas mecânicas do compressor. Já a temperatura do cilindro é necessária para uma estimativa da sua troca de calor com o gás no cilindro.

A instalação dos termopares para a medição da temperatura em fluidos foi efetuada seguindo alguns cuidados. Por exemplo, para diminuir o efeito aleta dos fios sobre a junta quente dos termopares, os fios do termopar foram enrolados dentro do ambiente no qual a temperatura deve ser medida.

⁵ O filtro de sucção tem como função amortecer as pulsações de pressão no gás, originadas pela operação das válvulas, e servir como reservatório de gás à baixa temperatura.

⁶ Câmara de descarga é um volume interno da tampa do cilindro, onde o gás proveniente da compressão é descarregado através da válvula de descarga.

⁷ Dois volumes internos ao bloco recebem o gás oriundo da câmara de descarga e tem a função de amortecer as pulsações de pressão do gás na descarga.

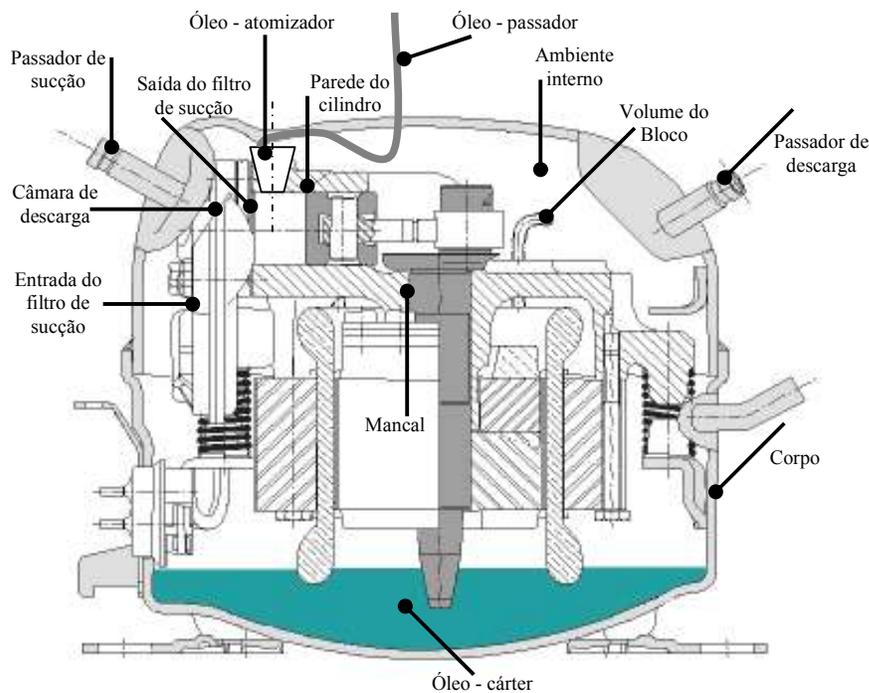


Figura 3.9 - Esquema do compressor com os pontos de medição de temperatura.

Devido à impossibilidade da acomodação de termopares nas paredes do cilindro e do mancal, os mesmos foram instalados por meio de furos feitos em determinadas posições do bloco do compressor, de modo que a junta quente de cada termopar ficasse a uma distância de aproximadamente 1 mm da superfície a ser medida.

Além de fornecer dados essenciais para análise termodinâmica, a medição do perfil térmico também propicia estimar as trocas de calor em cada componente e as perdas mecânicas do mecanismo.

Para mensurar a pressão do refrigerante no interior do cilindro, um transdutor do fabricante Kistler, modelo 601A, foi cedido pela EMBRACO. Este transdutor emprega cristal de quartzo, o qual gera um sinal eletrostático de carga proporcional à pressão. Pressões na faixa de 0-250 bar podem ser medidas pelo transdutor, sob condições de temperatura de até 200°C. O tamanho reduzido e o tempo de resposta extremamente pequeno do transdutor possibilitam o seu uso em compressores e em motores de combustão interna. Um amplificador de carga modelo 5011, também do fabricante Kistler, foi utilizado com a função de receber o sinal de carga do transdutor, amplificá-lo e gerar um sinal proporcional em tensão, o qual é adquirido pelo sistema de aquisição a uma taxa da ordem de 60 kHz.

A instalação do transdutor de pressão no bloco do compressor foi feita com o auxílio da oficina de protótipos da EMBRACO. Primeiramente, um furo é fresado no bloco onde é posteriormente colado um alojamento para o transdutor. Em seguida, usando uma técnica de eletro-erosão, um canal de pequeno diâmetro é aberto ligando o alojamento à câmara de compressão junto à placa de válvulas. Para que se possa associar a pressão do gás ao volume instantâneo do cilindro de forma, por exemplo, a construir o diagrama pV do ciclo, é necessário também registrar a posição do pistão, simultaneamente ao valor da pressão. A posição do pistão é adquirida seguindo os padrões de instrumentação do laboratório da Embraco, que neste trabalho são mantidos em sigilo.

O compressor instrumentado, mostrado na Figura 3.10, possui então 14 termopares, um transdutor de pressão e um transdutor para indicar a posição do pistão. A instrumentação, com certeza, altera as características originais do compressor. De fato, comparando um compressor original e um compressor instrumentado, uma diferença da ordem de 10% pode ser encontrada na vazão de massa bombeada. Porém, como a base para a comparação do compressor com injeção de óleo é o próprio compressor instrumentado, esta questão não representa um problema.

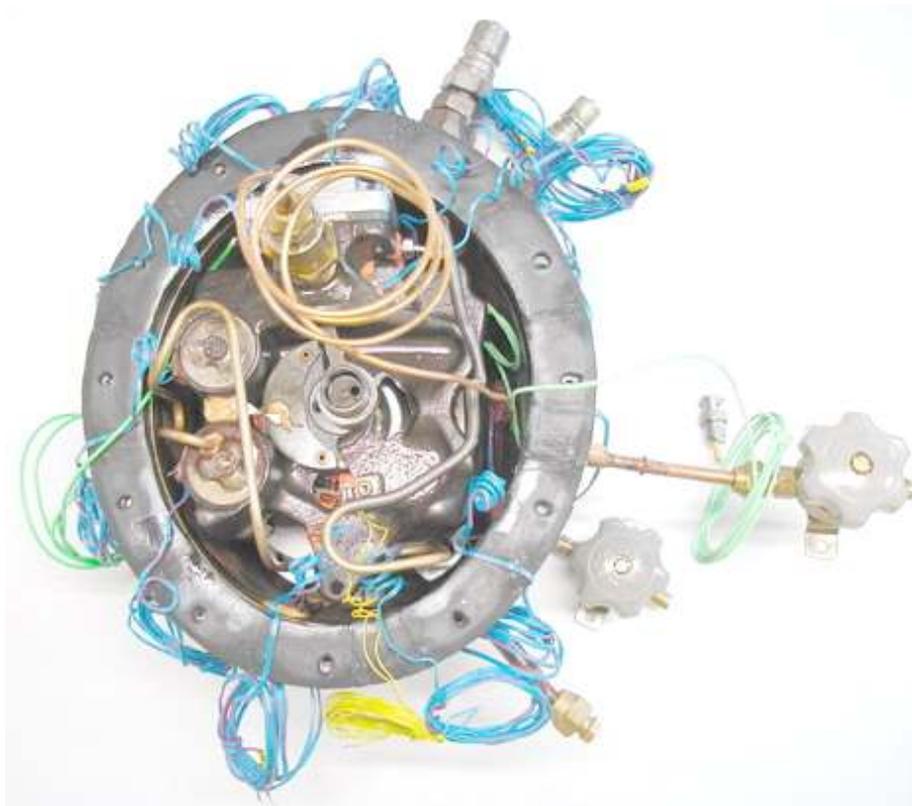


Figura 3.10 – Compressor instrumentado.

O sistema de aquisição utilizado é composto pelos seguintes componentes da *National Instruments*: placa de aquisição modelo PCI-6251, módulo condicionador de sinais de 32 canais para termopares modelo SCXI-1102, módulo condicionador de sinais de 32 canais, com frequência de corte de 10 kHz, modelo SCXI-1102C e acessórios diversos.

3.2.3. Bancada Experimental

Uma bancada calorimétrica de ciclo quente foi usada para avaliar o desempenho do protótipo. A função da bancada é medir o consumo e o fluxo de massa bombeado pelo compressor em uma determinada condição, além de adquirir os sinais dos vários sensores instalados no compressor. Nos testes realizados neste trabalho, a condição de operação não pôde atender inteiramente a norma ASHRAE escolhida para os ensaios. Tal fato se deve à falta de um ambiente de confinamento para o compressor, com controle de temperatura e de velocidade do ar. O compressor foi testado numa sala com a temperatura controlada em 25°C ao contrário dos 32°C propostos pela norma.

A bancada, mostrada na Figura 3.11, é composta por um conjunto de tubulações, válvulas e reservatórios e por equipamentos auxiliares, incluindo a instrumentação. A bancada opera com o fluido refrigerante no estado superaquecido, uma condição comumente referenciada como ciclo quente, e se conecta ao compressor através dos passadores de sucção, de descarga e de óleo. A pressão da linha de descarga é controlada por uma válvula micrométrica do tipo agulha, denominada válvula de controle da descarga. Ainda na linha de descarga, um separador de óleo foi instalado com a finalidade de receber o óleo injetado no compressor e arrastado pela descarga. O separador é envolto por um traceamento elétrico, o qual mantém, por meio de um termo-controlador, a temperatura do separador acima da temperatura de condensação do fluido refrigerante. Uma linha de pressão intermediária é formada após a válvula de controle da pressão de descarga, contendo um acumulador e um transdutor de vazão mássica do tipo Coriolis do fabricante Micro Motion. O acumulador de gás tem a função de estabilizar as pressões do sistema. Um traceamento elétrico é posto na tubulação a montante do fluxímetro, aquecendo o fluido refrigerante e evitando que haja condensação no interior do medidor de fluxo de massa, o que ocasionaria erros consideráveis de medição. Ao sair do medidor de fluxo de massa, o gás passa por outra válvula micrométrica do tipo agulha, através da qual a sua pressão é reduzida e controlada de forma alcançar a pressão da linha de sucção. Na linha de sucção, outro traceamento elétrico é controlado para manter a temperatura do fluido refrigerante sempre na condição de 32°C

definida para os testes. O fluido refrigerante retorna ao compressor pelo passador de sucção, é comprimido e descarregado pelo passador de descarga, completando o seu ciclo. O óleo ao ser separado na linha de descarga, é conduzido por uma tubulação até um banho termostático, responsável pelo controle de temperatura de injeção do óleo, e posteriormente re-injetado, caso a válvula de bloqueio do óleo esteja aberta.

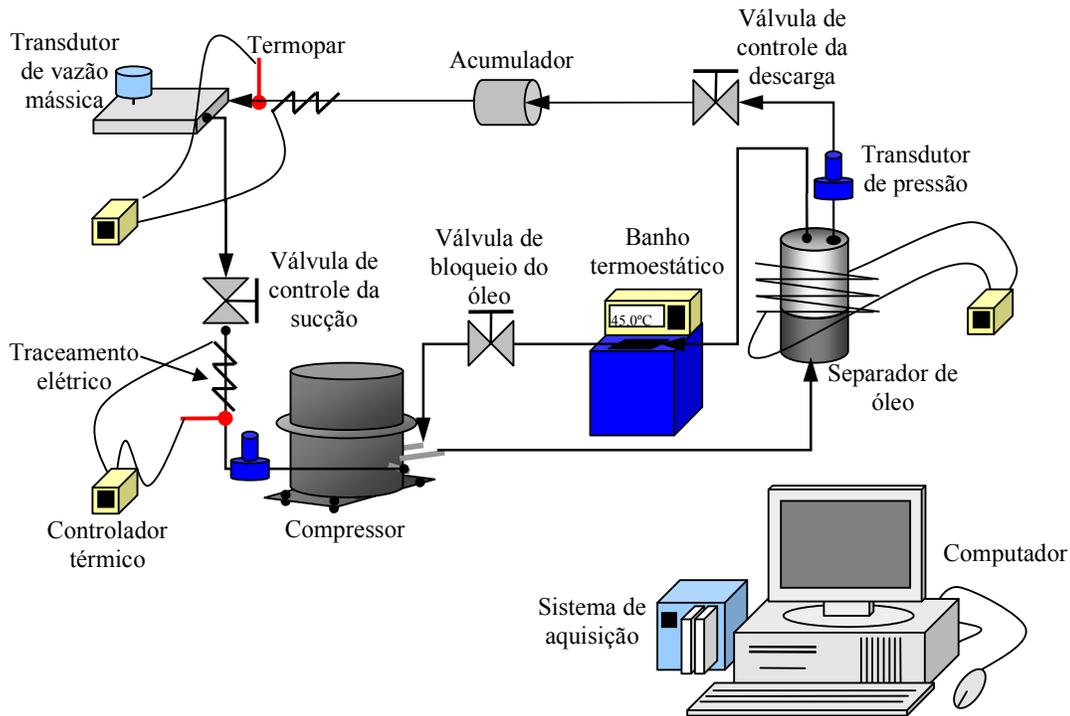


Figura 3.11 – Diagrama esquemático da bancada de testes de compressores.

A bancada é equipada também com transdutores de pressão absoluta modelo P3MB do fabricante HBM, com faixas de operação de 0-10 bar e 0-50 bar para as pressões de sucção e de descarga, respectivamente. Estes transdutores foram calibrados para a faixa de pressão de operação do compressor. Para medir a potência consumida pelo compressor, um transdutor de potência do fabricante Yokogawa, modelo WT210, foi utilizado nos testes. Estes equipamentos, juntamente com o medidor de fluxo de massa e os sensores instalados no compressor, têm os seus sinais registrados pelo sistema de aquisição do computador da bancada.

3.2.4. Procedimento Experimental

Os experimentos foram realizados com o fluido refrigerante R-134a nas pressões correspondentes às seguintes condições de sistema: temperatura de evaporação de -27°C e

temperatura de descarga de 42°C. A temperatura da sala foi controlada para se manter em 25°C.

O protótipo montado com o injetor Lechler foi testado da seguinte maneira. A cada dia de teste, primeiramente se testava o protótipo com a válvula da linha do óleo fechada, tomando este teste como referência. Depois, abria-se a válvula liberando o óleo para ser injetado, sem abrir ou mexer no compressor. Desta forma, os dois testes podem ser comparados visto que a única variável alterada é a injeção de óleo. Cada sessão de testes leva um tempo de aproximadamente 7 horas, permitindo no máximo duas sessões de testes por dia. É importante notar assim que, para cada teste com injeção de óleo, tem-se sempre um teste referência feito no mesmo dia, sem a injeção de óleo.

O compressor protótipo foi testado de forma a avaliar a influência da temperatura de injeção do óleo e do tipo de óleo utilizado sobre a tecnologia de injeção de óleo no cilindro. Os testes foram feitos comparando os resultados obtidos para os compressores com e sem injeção de óleo, em duas temperaturas de injeção e dois tipos de óleo. Para uma boa representatividade dos resultados, uma média dos valores obtidos em pelo menos cinco sessões de testes (referência e injeção) foi efetuada cada configuração testada.

Para dar início aos testes, a bancada juntamente com o compressor deve ser submetida a uma condição adequada de vácuo, eliminando assim o ar, a umidade e as impurezas contidas dentro do sistema. Com a operação de vácuo concluída, o sistema recebe uma carga de gás R-134a e a escala do medidor de fluxo de massa é ajustada para o valor zero.

Após a preparação da bancada, o teste inicia-se com o acionamento do compressor, sendo necessário um longo período para que o mesmo entre em regime permanente. O tempo necessário para regime permanente pode chegar a 6 horas. Para tanto, o operador deve continuamente ajustar as válvulas micrométricas para que as pressões de sucção e de descarga se mantenham na condição estabelecida para o teste. Nesses ajustes, a diferença permitida entre os valores ajustados e especificados para as pressões de sucção e de descarga é de $\pm 1\%$. No teste com injeção de óleo, o operador também deve regular a temperatura do banho termostático de modo a manter a temperatura de injeção do óleo no valor requerido para o teste.

Ao longo do teste, o perfil de temperaturas, o fluxo de massa bombeado e a potência requerida pelo compressor são alterados até que se estabeleça a condição de regime. O critério adotado para identificar esta condição é de que as temperaturas monitoradas apresentem uma variação menor que 1°C e a capacidade e o consumo do compressor apresentem uma variação

menor que 1% durante um período de 45 min. Atendida esta condição, uma média é feita com os dados adquiridos nos 10 min seguintes e, então, o teste é finalizado com a aquisição dos sinais de 50 ciclos de pressão.

É importante fechar a válvula de bloqueio do óleo antes de desligar o compressor para evitar que o mesmo inunde o cilindro e ocasione uma quebra por golpe de líquido, caso o compressor seja ligado novamente sem uma manutenção prévia.

3.2.5. Incertezas de Medição

A instrumentação do compressor, conforme dito anteriormente, seguiu os procedimentos padrões estabelecidos pelo Laboratório de Mecânica da EMBRACO, quanto a características de posicionamento, tipo de transdutores, fixação e tratamento do sinal. Sendo assim, muitos dos valores de incerteza apresentados neste trabalho são informações relatadas em Relatórios Técnicos internos da EMBRACO.

A incerteza dos termopares divulgada pelo fabricante é de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$. Porém, a incerteza considerada pela EMBRACO é de $\pm 1^{\circ}\text{C}$, a qual deve ser adicionada às variações decorrentes da instrumentação em si como, por exemplo, posicionamento e colagem. Não há um estudo sobre estas variações, no entanto estima-se de uma maneira geral que se não houver erro grosseiro de instrumentação e medição, a incerteza padrão máxima de medição não deve ultrapassar $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Este valor de incerteza de medição é adequado para avaliar as diferenças de temperatura que se pretende observar neste estudo.

O cálculo da potência indicada sofre a influência de duas grandezas medidas experimentalmente, a pressão e o volume, conforme a equação (1. 12). A pressão no interior da câmara de compressão é mensurada com transdutores do fabricante Kistler, cuja incerteza de medição é de $\pm 0,12$ bar. A incerteza padrão de medição da potência indicada fica em torno de $\pm 3\%$ conforme estimativas realizadas em trabalhos na EMBRACO.

Parte da oscilação observada no valor da pressão no cilindro durante a descarga do gás decorre da instrumentação, conforme analisado por Pereira (2006). Resumidamente, a geometria criada pelo alojamento do transdutor de pressão na parede do cilindro origina uma pulsação de pressão no transdutor, devido à presença da propagação e reflexão de ondas de pressão no canal de ligação entre o transdutor e o cilindro. Mesmo assim, em termos relativos, a precisão dos resultados para o diagrama pV e a potência indicada é satisfatória.

Na bancada calorimétrica a medição de pressão do fluido refrigerante é efetuada com transdutores de pressão absoluta HBM P3MB calibrados para a faixa de pressão utilizada. A

incerteza fornecida pelo fabricante é de $\pm 0,1$ bar para a medição na linha de alta pressão e de $\pm 0,004$ bar para a medição na linha de baixa pressão.

O cálculo da capacidade de refrigeração requer a vazão mássica do compressor, o qual é medido com um transdutor cuja incerteza divulgada pelo fabricante é de 0,15% do valor da leitura. Porém, a incerteza real da medição da capacidade de refrigeração é uma função que envolve também as incertezas dos transdutores de pressão de evaporação e de condensação, pois tais pressões influenciam na massa bombeada pelo compressor. Conforme dados da EMBRACO, a incerteza no cálculo da capacidade de refrigeração não deve ultrapassar a $\pm 4\%$ do valor obtido.

A incerteza na medição da potência consumida pelo compressor é, semelhantemente à capacidade de refrigeração, calculada em função da incerteza do equipamento de medição e da incerteza das pressões de evaporação e de condensação. O transdutor de potência utilizado tem incerteza de $\pm 1,37$ W, sendo que o valor estimado da incerteza total é de $\pm 3\%$ do valor obtido.

Já o cálculo da incerteza padrão do COP e do $COP_{p,v}$ do compressor é uma função das incertezas da capacidade de refrigeração e da potência consumida, estimando-se uma incerteza de $\pm 5\%$ em relação ao valor obtido.

As incertezas apresentadas acima são incertezas padrão de medição, resultantes de dados fornecidos pelos fabricantes dos equipamentos utilizados. Tais valores são conservativos, visto que os resultados considerados são obtidos através da média de ao menos cinco ensaios para cada condição de teste.

Vale ressaltar que, os resultados das grandezas medidas sofrem também a influência da montagem do compressor. Porém, como os resultados são avaliados comparativamente com o caso de referência, esta influência é reduzida na comparação.

Para avaliar a dispersão da distribuição normal dos resultados, apresenta-se a Tabela 3 com os valores de temperatura em cada ponto de medição e os parâmetros de eficiência com seus respectivos desvios padrões. O desvio padrão pequeno da temperatura do ambiente externo e do corpo do compressor indica a repetitividade das condições ambientais externas. No geral, a dispersão da distribuição normal é pequena apresentando valores inferiores a 3,5% do valor médio.

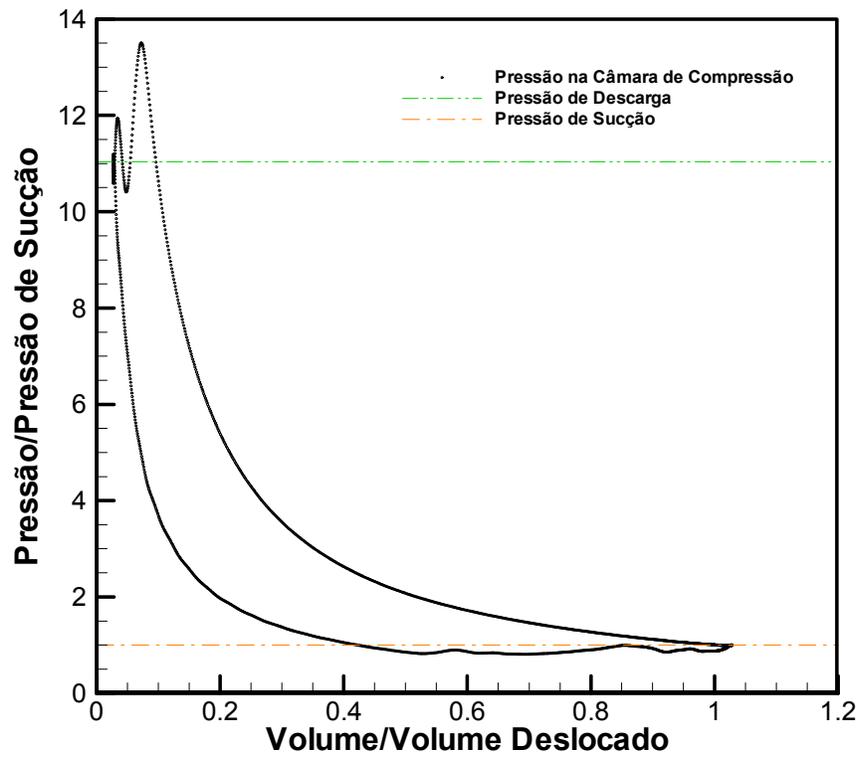
Tabela 3 – Dispersão dos resultados experimentais

Temperatura [°C]	Repetições						Média	Desvio Padrão
	1	2	3	4	5	6		
Amb. Ext.(T _{ce})	24,2	26,0	23,6	24,6	25,0	25,0	24,7	0,8
Sucção (T _{sc})	55,2	56,6	56,2	55,6	55,8	55,9	55,9	0,5
Cilindro (T _w)	88,6	89,6	89,5	89,9	90,1	90,2	89,7	0,6
Descarga	115,3	116,1	116,0	116,5	116,6	116,8	116,2	0,5
Amb. Int. (T _{ie})	72,4	72,5	72,3	72,8	72,8	72,9	72,6	0,2
Corpo (T _H)	51,4	52,1	51,5	51,8	52,0	52,2	51,8	0,3
Desempenho	1	2	3	4	5	6	Média	Desvio
Cap. [W]	185,53	171,19	180,89	187,51	182,69	177,84	180,94	5,86
Potência [W]	108,15	108,73	108,61	107,97	108,22	107,93	108,27	0,33
Pot. Ind. [W]	76,52	77,18	76,67	76,34	76,92	76,57	76,70	0,30
COP [W/W]	1,715	1,575	1,666	1,737	1,688	1,648	1,671	0,057

Um diagrama típico de pressão versus volume da câmara de compressão obtido nos testes pode ser visualizado na Figura 3.12. Para esta aquisição de dados, foi utilizada uma frequência de aquisição da ordem de 60 kHz para a pressão da câmara e a posição do pistão, usado posteriormente para calcular o volume. Esta taxa de aquisição elevada é imprescindível por vários motivos, como por exemplo:

- Aquisição das pulsações de pressão na câmara de compressão;
- Indicação precisa da posição do pistão no ponto médio do curso;
- Boa resolução temporal para a integração do trabalho de compressão.

Os valores de pressão empregados para construir o diagrama são médias dos valores registrados durante 50 ciclos contínuos, diminuindo assim as incertezas de medição.

Figura 3.12 – Diagrama pV de um teste típico.

4.1. Introdução

Além dos testes experimentais realizados em protótipo neste trabalho, foram feitas simulações computacionais com o objetivo de avaliar o desempenho do compressor (eficiências térmica, mecânica e elétrica) e investigar os fenômenos que ocorrem com a injeção de óleo no cilindro. Outro objetivo das simulações foi o de analisar a atomização de óleo na câmara de compressão em condições diferentes daquelas testadas experimentalmente.

Para a realização das análises teóricas, o programa RECIP, desenvolvido pela EMBRACO, foi utilizado como base para a implementação dos modelos de atomização de óleo no cilindro. Este programa, escrito na linguagem FORTRAN, simula os compressores considerando aspectos termodinâmicos, mecânicos e elétricos. Para a simulação do compressor, é utilizada uma formulação integral que trata o compressor como sendo composto por vários volumes de controle, cada um deles representando um componente ou região do compressor. Como exemplo, pode-se citar os volumes de controle que representam a câmara de sucção, o cilindro e a câmara de descarga. Em cada volume de controle são aplicados os princípios de conservação, as equações são resolvidas e são usadas correlações para representar fenômenos, tais como a transferência de calor junto a parede do cilindro. Vale destacar que a dinâmica do refrigerante no cilindro não é resolvida na formulação integral.

Para simular os efeitos da atomização de óleo no cilindro, modelos para as gotículas de óleo no cilindro foram implementados no programa RECIP. Para fornecer dados necessários a estes modelos, algumas simulações foram realizadas utilizando a metodologia de volumes finitos, algumas vezes referenciada neste trabalho por CFD (*computational fluid dynamics*). Detalhes destas simulações estão apresentadas no Apêndice A.

Neste capítulo, são apresentados na Seção 4.2 os modelos matemáticos do RECIP, juntamente com os modelos de atomização de óleo. Na Seção 4.3 é detalhada a metodologia de solução do problema e na Seção 4.4 uma validação da ferramenta numérica é efetuada com base em resultados experimentais.

4.2. Modelos Matemáticos

O ciclo de operação de um compressor de deslocamento positivo pode ser descrito como vários processos complexos interagindo em um curto intervalo de tempo. Sendo assim, estes processos são descritos por modelos matemáticos idealizados, via formulação integral, de maneira a reduzir os custos computacionais de simulação.

Um modelo básico que descreve os fenômenos físicos apresentados no compressor foi desenvolvido por Wambsganss (1966) e reapresentado por Soedel e Pandeya (1978). Este modelo foi a base para o desenvolvimento do código RECIP (Ussyk, 1984), consistindo no acoplamento de quatro conjunto de equações:

- a) Equações para o volume da câmara de compressão, relacionando o volume do cilindro em função do ângulo do eixo de manivela;
- b) Equações termodinâmicas que estimam a pressão e a temperatura instantâneas do refrigerante ao longo do ciclo de compressão;
- c) Equações para a vazão mássica nos sistemas de sucção e de descarga e na folga radial pistão-cilindro;
- d) Equações para a dinâmica das válvulas que definem a posição das mesmas ao longo do ciclo de compressão.

O modelo originalmente desenvolvido por Ussyk (1984) sofreu, ao longo dos anos, diversas mudanças no sentido de representar, de maneira mais precisa, a física dos processos. Neste sentido, vale destacar a implementação de um modelo para a simulação térmica do compressor apresentado por Prata *et al.* (1992). Neste modelo, as transferências de calor entre os componentes do compressor são computadas, permitindo a avaliação de eventuais modificações de projeto sobre o perfil de temperatura e a eficiência do compressor.

A atomização de óleo no interior do cilindro foi modelada utilizando o código RECIP como base, modificando algumas equações e propondo outras necessárias ao modelo. Desta forma, foi possível avaliar o impacto da atomização sobre o desempenho global do compressor. Os modelos matemáticos do RECIP e os modelos propostos para a atomização de óleo são apresentados a seguir.

4.2.1. Equação para o Volume da Câmara de Compressão:

O volume instantâneo da câmara de compressão em função do ângulo de manivela, $V(\theta)$, é definido em função de vários parâmetros geométricos do mecanismo biela-manivela. A Figura 4.1 apresenta as grandezas características deste sistema.

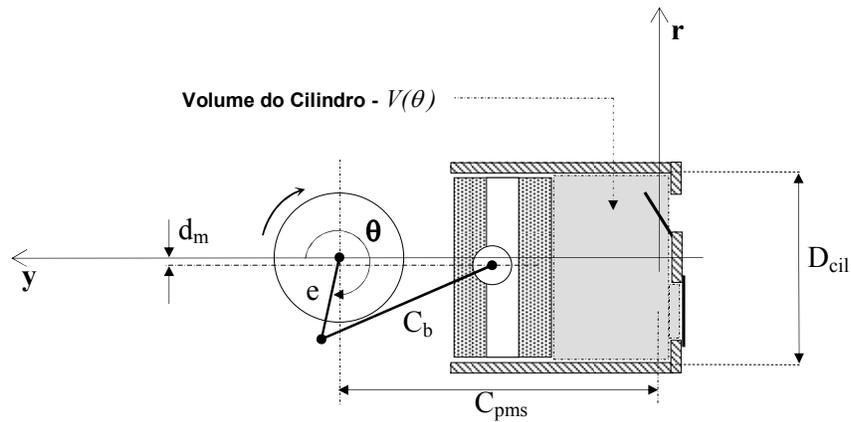


Figura 4.1 – Parâmetros geométricos que caracterizam o mecanismo biela-manivela.

De acordo com a Figura 4.1, D_{cil} é o diâmetro do cilindro, C_b é o comprimento da biela, e é a excentricidade, θ é o ângulo da manivela e d_m é a distância do eixo da manivela ao eixo do cilindro. Segundo Matos (2002), a equação para o volume da câmara de compressão pode ser escrita em função do ângulo de manivela da seguinte forma:

$$V(\theta) = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \left\{ C_{pms} - \left[-e \cos(\theta) + \left(C_b^2 - (e \sin(\theta) - d_m)^2 \right)^{1/2} \right] \right\} + V_m \quad (4.1)$$

onde C_{pms} é a distância do ponto morto superior (PMS) ao eixo da manivela.

4.2.2. Equações para a Termodinâmica do Gás na Câmara de Compressão:

Para o fluido refrigerante no interior do cilindro é empregada a primeira lei da termodinâmica, incluindo os fluxos de massa e de energia através das válvulas e pela folga entre pistão e cilindro. As propriedades do fluido são consideradas uniformes no interior da câmara e a temperatura de suas paredes é considerada constante ao longo do ciclo. O volume de controle ao qual a primeira lei da termodinâmica é aplicada é apresentado na Figura 4.2.

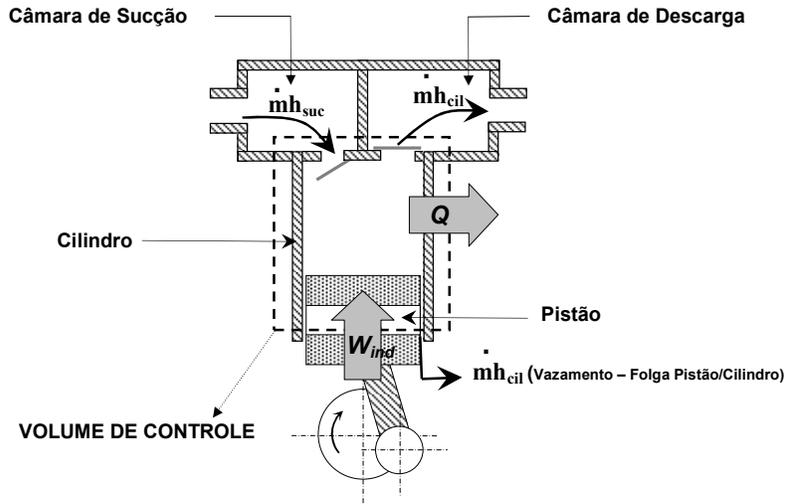


Figura 4.2 - Volume de controle para balanço de energia no cilindro.

A equação da conservação da energia aplicada ao volume de controle apresentado é escrita como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i e_i dV + \int_{sv} \rho_j (e_j + p_j v_j) \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q} + \dot{W}_{ind} \quad (4.2)$$

onde e representa a energia específica do gás, v é o volume específico, \dot{Q} é a taxa de transferência de calor no refrigerante, \dot{W}_{ind} a potência transferida ao gás (potência indicada) e os subíndices i e j referem-se, respectivamente, ao interior do cilindro e às fronteiras.

Se desprezarmos a energia cinética e a energia potencial, a energia específica se torna igual à energia interna do refrigerante. Juntamente com a relação entre entalpia e energia interna, dada por $h = u + pv$, tem-se que:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i dV + \int_{sv} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q} + \dot{W}_{ind} \quad (4.3)$$

Analisando cada termo da equação (4.3), reconhece-se primeiramente que \dot{W}_{ind} é dado por:

$$\dot{W}_{ind} = -p_i \frac{d\forall_i}{dt} \quad (4.4)$$

onde p_i representa a pressão média do gás no interior do cilindro e $d\forall_i/dt$ a taxa de variação do volume geométrico da câmara de compressão.

O termo \dot{Q} representa a taxa de transferência de calor total envolvendo o refrigerante e pode ser escrito como:

$$\dot{Q} = h_c A_w (T_w - T_i) + \dot{Q}_{oleo} \quad (4.5)$$

onde $h_c A_w (T_w - T_i)$ representa o calor trocado por convecção entre o refrigerante e as paredes do cilindro. Neste termo, A_w é a área de parede disponível para a troca térmica, T_w é a temperatura média no espaço e no tempo das paredes e T_i é a temperatura instantânea do refrigerante no interior do cilindro. O coeficiente de transferência de calor por convecção h_c é estimado a partir da correlação de Annand (1963), seguindo a sugestão de Prata *et al.* (1992). O segundo termo no lado direito da equação (4.5), \dot{Q}_{oleo} representa o calor trocado por convecção entre o refrigerante e as gotículas de óleo atomizadas e será detalhado mais adiante.

O primeiro e o segundo termo da equação (4.3) representam, respectivamente, a variação da energia interna no volume de controle e a energia entálpica que atravessa as suas fronteiras. Ambos os termos podem ser desenvolvidos e escritos da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i d\forall = \frac{d}{dt} (m_i u_i) = m_i \frac{du_i}{dt} + u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (4.6)$$

$$\int_{sv} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{m}_j h_j \quad (4.7)$$

sendo m_i a massa no volume de controle, dm_i/dt a taxa de variação de massa, \dot{m}_j a vazão mássica através das fronteiras e h_j a entalpia associada à vazão mássica nas fronteiras. Substituindo as equações (4.4), (4.5), (4.6) e (4.7) na equação (4.3), obtém-se:

$$m_i \frac{du_i}{dt} = \dot{Q}_{oleo} + h_c A_w T_w - h_c A_w T_i - p \frac{dV}{dt} - \dot{m}_j h_j - u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (4.8)$$

Usando as relações termodinâmicas:

$$\frac{du_i}{dt} = C_{vi} \frac{dT_i}{dt} + \left[T \frac{\partial p_i}{\partial T} \Big|_v - p_i \right] \frac{dv_i}{dt} \quad (4.9)$$

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{V_i}{m_i} \right) = \frac{1}{m_i} \frac{dV_i}{dt} - \frac{v_i}{m_i} \frac{dm_i}{dt} \quad (4.10)$$

e fazendo os arranjos necessários, a equação (4.8) pode ser reescrita como:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i C_{vi}} \left[\dot{Q}_{oleo} + h_c A_w T_w - h_i \frac{dm_i}{dt} - \dot{m}_j h_j \right] - \frac{T_i}{m_i C_{vi}} \left[h_c A_w + \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \Big|_v \frac{dV_i}{dt} - \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \Big|_v v_i \frac{dm_i}{dt} \right] \quad (4.11)$$

De maneira simplificada a equação (4.11) pode ser expressa da seguinte forma:

$$\frac{dT_i}{dt} = A - BT_i \quad (4.12)$$

onde:

$$A = \frac{1}{m_i C_{vi}} \left[\dot{Q}_{oleo} + h_c A_w T_w - h_i \frac{dm_i}{dt} - \dot{m}_j h_j \right] \quad (4.13)$$

$$B = \frac{1}{m_i C_{vi}} \left[h_c A_w + \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \Big|_v \frac{dV_i}{dt} - \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \Big|_v v_i \frac{dm_i}{dt} \right] \quad (4.14)$$

A taxa de variação da massa de refrigerante na câmara de compressão é obtida aplicando a conservação da massa ao volume de controle:

$$\frac{dm_i}{dt} = (\dot{m}_s - \dot{m}_d - \dot{m}_{vaz} - \dot{m}_{sr} + \dot{m}_{dr}) \quad (4.15)$$

Por outro lado, o balanço da energia decorrente dos fluxos de massa através da superfície do volume de controle pode ser avaliada, em cada instante de tempo, pela soma das diversas contribuições:

$$\dot{m}_j h_j = -(\dot{m}_s h_{sc} - \dot{m}_d h_i - \dot{m}_{vaz} h_i - \dot{m}_{sr} h_i + \dot{m}_{dr} h_{dc}) \quad (4.16)$$

Nas equações acima, \dot{m}_s , \dot{m}_d , \dot{m}_{sr} , \dot{m}_{dr} e \dot{m}_{vaz} representam as vazões mássica succionada, descarregada, por refluxo na sucção, por refluxo na descarga e por vazamento na folga pistão-cilindro. Por outro lado, h_{sc} e h_{dc} representam a entalpia específica do refrigerante nos orifícios de sucção e de descarga, respectivamente.

As vazões mássicas supracitadas são conseqüências da dinâmica das válvulas e da folga pistão-cilindro. As equações necessárias para as suas avaliações serão apresentadas posteriormente.

Com a equação (4.12) e seus coeficientes A e B, é possível calcular a temperatura do refrigerante em cada avanço no tempo do ciclo de operação do compressor. Como a massa e o volume de refrigerante são conhecidos a cada passo de tempo, o volume específico também é conhecido. Conhecendo duas propriedades termodinâmicas, o estado termodinâmico para o refrigerante puro pode, então, ser caracterizado. Para conhecer as demais propriedades do refrigerante em cada passo da simulação, interpolam-se as propriedades em uma tabela para gás real, empregando o software REFPROP, versão 7.0 (Lemmon et al., 2002).

Vale notar que o volume de refrigerante no cilindro é igual ao volume geométrico do cilindro menos o volume ocupado pelo óleo presente no mesmo.

4.2.3. Dinâmica das Válvulas

O escoamento de refrigerante através dos sistemas de sucção e de descarga está diretamente relacionado com a dinâmica das válvulas. Conhecida a posição de abertura das válvulas, a vazão de refrigerante pode ser avaliada.

As válvulas utilizadas em compressores alternativos de refrigeração são em sua grande maioria do tipo automática. Esta denominação refere-se ao fato de que o seu acionamento se dá pela própria diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e de descarga. A modelagem das válvulas na forma de uma viga engastada com um único grau de liberdade tem-se mostrado suficiente para o cálculo de suas dinâmicas.

A partir de um sistema massa-mola-amortecedor pode-se obter a seguinte equação para o movimento da válvula em função do tempo:

$$\ddot{x}_v(t) = \frac{1}{m_v} [F_v(t) - K_v x_v(t) - C_v \dot{x}_v(t)] \quad (4.17)$$

onde \ddot{x}_v , \dot{x}_v e x_v representam a aceleração, a velocidade e a posição da válvula. Por outro lado, m_v , F_v , K_v , e C_v denotam a massa equivalente da válvula, a força resultante sobre a válvula, o coeficiente de rigidez e o coeficiente de amortecimento do sistema.

A força sobre a válvula é calculada pela seguinte equação:

$$F_v(t) = A_{ef} \Delta p \quad (4.18)$$

onde A_{ef} é a área efetiva de força que caracteriza a força sobre a válvula a partir da diferença de pressão, Δp , entre o cilindro e a câmara de descarga ou de sucção, dependendo da situação. A área efetiva depende essencialmente do escoamento através da válvula, o qual é muito dependente da sua posição de abertura. Por este motivo, os valores de A_{ef} utilizados pelo RECIP devem ser obtidos através de experimentos ou, mais recentemente, através de simulações numéricas do escoamento (Matos, 2002).

A integração da equação (4.17) fornece a posição e a velocidade da válvula em cada instante da simulação. A partir da posição da válvula, pode-se calcular então a vazão mássica através da válvula, conforme apresentado a seguir.

4.2.4. Equações para a Vazão Mássica

De acordo com Ussyk (1984), a vazão mássica através dos sistemas de sucção e de descarga pode ser obtida, tomando o escoamento compressível isentrópico em bocais como referência e considerando condições crítica ou subcrítica, dependendo da diferença de pressão através da válvula. Fazendo desta forma, a equação para o fluxo de massa nos sistemas de sucção e de descarga, segundo Ussyk (1984), pode ser escrita como:

$$\dot{m} = A_{ee} p_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{r_s^{2/k} - r_s^{(k+1)/k}} \quad (4.19)$$

onde A_{ee} , p_{up} , k , T_{up} e r_s representam a área efetiva de escoamento, a pressão do gás a montante do escoamento, a relação de calores específicos (c_p/c_v), a temperatura do gás a montante do escoamento e a razão de pressões, respectivamente.

Se a condição de escoamento for subcrítica, a razão de pressões é igual à razão entre a pressão a jusante e a montante (p_{down}/p_{up}). Porém, se a condição for de escoamento crítico, ou seja, $(p_{down}/p_{up}) \leq (2^{k/(k-1)})/(k+1)$, a razão de pressões será dada por:

$$r_s = \frac{2^{k/(k-1)}}{k+1} \quad (4.20)$$

A área efetiva de escoamento pode ser entendida como uma correção para a área de passagem do escoamento. Os valores de A_{ee} utilizados pelo RECIP são obtidos atualmente através de simulações do escoamento para diferentes posições de abertura da válvula (Matos, 2002).

O cálculo da vazão mássica através da folga radial entre o pistão e o cilindro é muito importante, pois este vazamento representa uma importante parcela nas perdas de capacidade de refrigeração. Além disso, o trabalho realizado sobre o gás que vaza é totalmente perdido, diminuindo também a eficiência da compressão. A folga pistão-cilindro é também um parâmetro de projeto da lubrificação para evitar o contato metálico entre as duas superfícies e, portanto, deve haver um compromisso no seu dimensionamento, de forma a minimizar o vazamento e garantir uma eficiente lubrificação.

A Figura 4.3 apresenta o vazamento na folga entre o pistão e o cilindro, bem como os parâmetros que influenciam na sua magnitude.

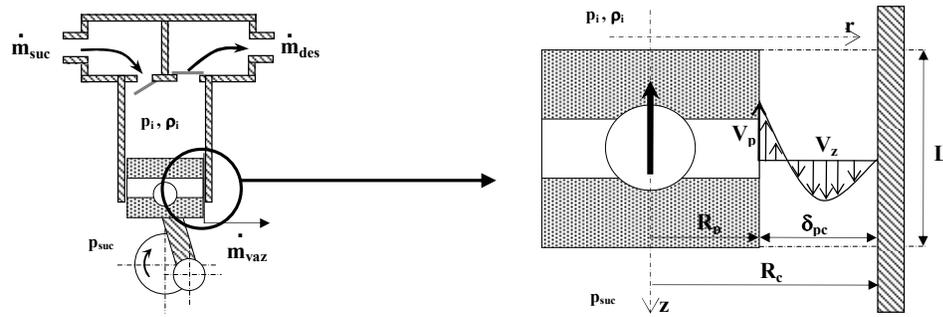


Figura 4.3 – Vazamento na folga pistão-cilindro e suas variáveis.

Como pode ser observado mais detalhadamente em Ferreira (1983), a equação para a velocidade média do escoamento na folga pode ser escrita da seguinte forma:

$$\bar{V}_z = V_p \frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln K}{2 \ln K (1 - K^2)} + \frac{(p_i - p_{suc}) R_c^2}{8 \mu L} \left[\frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln K} \right] \quad (4.21)$$

onde V_p , K , p_i , p_{suc} e L representam a velocidade instantânea do pistão, a razão entre os raios do pistão e do cilindro, a pressão na câmara de compressão, a pressão na carcaça e o comprimento de contato entre pistão e cilindro, respectivamente. Assim, a vazão mássica na folga é avaliada por:

$$\dot{m}_{vaz} = \bar{V}_z \rho_i A_{passagem} = \bar{V}_z \rho_i [2\pi \delta_{pc} (R_c - \delta_{pc}/4)] \quad (4.22)$$

Vale destacar que, no cálculo da vazão mássica na folga pistão-cilindro, considera-se a presença de refrigerante puro na folga. Desta forma, as propriedades do óleo lubrificante não aparecem na equação (4.21). Este modelo vem sendo utilizado no código RECIP e o resultado para o vazamento é possivelmente superestimado.

4.2.5. Modelo Térmico

A primeira lei da termodinâmica aplicada à câmara de compressão, como foi visto anteriormente, necessita de informações sobre a temperatura de sucção, T_{sc} , para o cálculo de h_{sc} , a temperatura da câmara de descarga, T_{dc} , e a temperatura média da parede do cilindro, T_w . Estas temperaturas podem ser medidas experimentalmente mas quaisquer testes subsequentes, tais como a atomização de óleo na câmara, resultam em um novo perfil de temperatura. Para contornar este problema, um modelo térmico é implementado no RECIP,

conforme descrito em Prata et al. (1992), permitindo a previsão das temperaturas em diferentes partes do compressor. Este modelo será apresentado a seguir, juntamente com as alterações necessárias à implementação do modelo de atomização. Para auxiliar no entendimento do modelo térmico, um esquema ilustrativo dos volumes de controle aplicados ao compressor é apresentado na Figura 4.4.

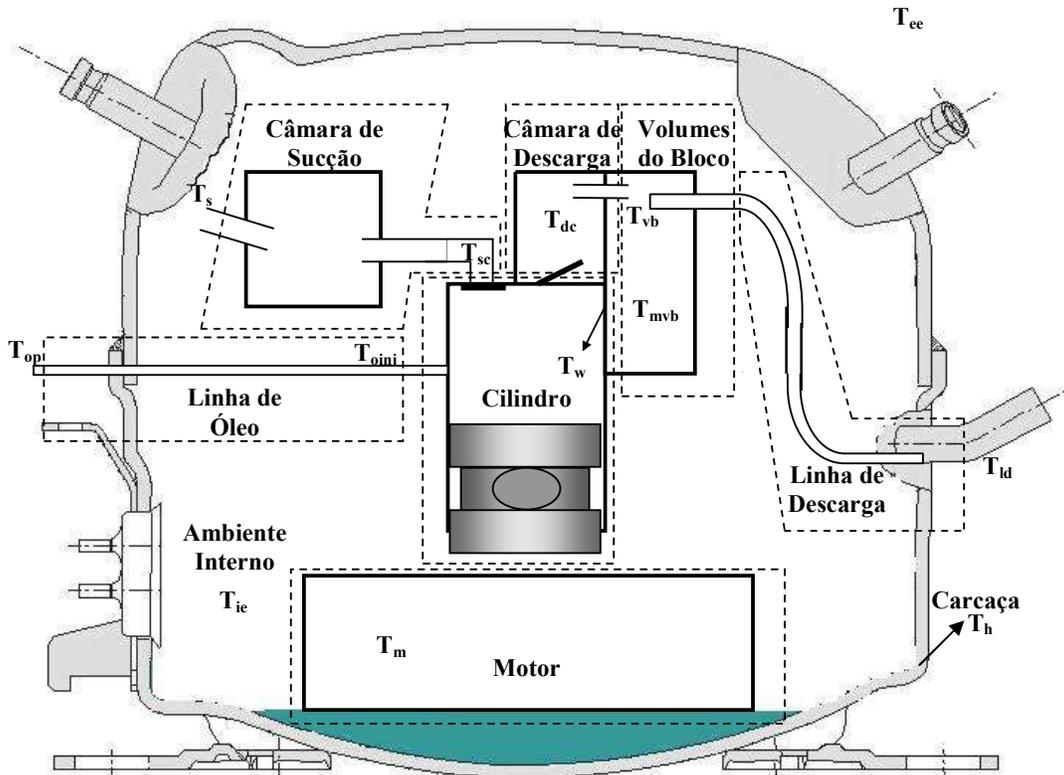


Figura 4.4 – Esquema do compressor com os volumes de controle aplicados a ele.

No modelo apresentado, as temperaturas são calculadas nos volumes de controle que representam as diversas partes do compressor como, por exemplo, o filtro de sucção, a linha de óleo e o cilindro. Para tanto, em cada um dos volumes são aplicadas as equações de conservação da massa e da energia, considerando a hipótese de regime permanente. No balanço de energia, os coeficientes de transferência de calor requeridos são obtidos experimentalmente.

O balanço de energia na câmara de sucção (Figura 4.5) resulta na seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_s h_{sc} - \dot{m}_c h_s - \dot{m}_{spc} h_{ie} + \dot{m}_{epc} h_{sc} - \dot{m}_{sr} h_i \quad (4.23)$$

onde \dot{Q}_{sc} é o calor transferido entre o gás dentro da câmara e o gás confinado no ambiente interno da carcaça do compressor. Em termos de balanço de energia global \dot{Q}_{sc} pode ser escrito como:

$$\dot{Q}_{sc} = \overline{UA}_s [T_{ie} - (T_s + T_{sc})/2] \quad (4.24)$$

sendo \overline{UA}_s a condutância térmica global entre a câmara de sucção e o ambiente interno, T_{ie} a temperatura do ambiente interno do compressor, T_s a temperatura do passador de sucção e T_{sc} a temperatura de saída da câmara de sucção. As vazões mássicas representadas por \dot{m}_s , \dot{m}_c , \dot{m}_{spc} , \dot{m}_{epc} e \dot{m}_{sr} na equação (4.23) são as vazões mássicas na válvula de sucção, no passador de sucção, que sai pela folga pistão-cilindro, que entra pela folga e que ocorre por refluxo na válvula de sucção, respectivamente. Já as entalpias, caracterizadas pelas variáveis h_{sc} , h_s , h_{ie} e h_i , são, respectivamente, as entalpias do gás na saída da câmara, no passador de sucção, no ambiente interno e no interior do cilindro.

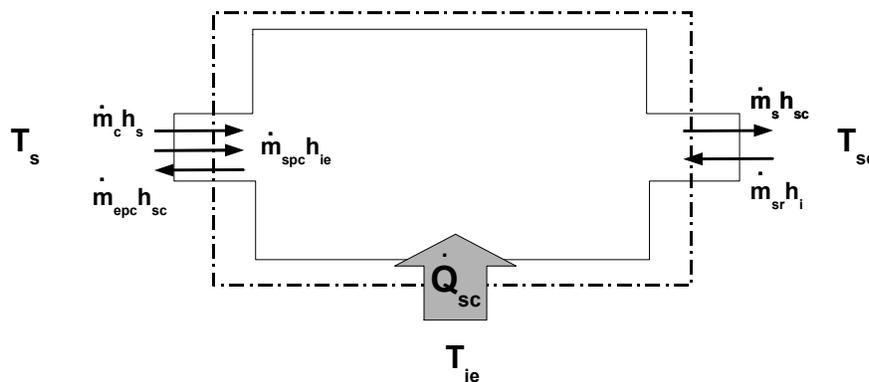


Figura 4.5 – Balanço de energia na câmara de sucção.

O óleo que entra pelo passador de óleo segue por uma tubulação através do interior do compressor até o atomizador posicionado na parede do cilindro. Durante este trajeto, o óleo troca calor com o ambiente interno do compressor. Da variação de energia que ocorre entre a entrada e a saída do fluido (Figura 4.6) segue que o calor total trocado é:

$$\dot{Q}_{op} = \dot{m}_{oleo} c_{p,o} (T_{op} - T_{oinj}) \quad (4.25)$$

onde o calor acima pode ser também avaliado através da transferência de calor através da parede da tubulação:

$$\dot{Q}_{op} = \overline{UA}_{op} [T_{ie} - (T_{op} + T_{oinj})/2] \quad (4.26)$$

Nas expressões acima, \overline{UA}_{op} é a condutância térmica global entre a linha de óleo e o ambiente interno, $c_{p,o}$ é o calor específico do óleo e \dot{m}_{oleo} é a vazão mássica de óleo no atomizador. Por outro lado, T_{op} e T_{oinj} são as temperaturas do óleo no passador e no atomizador.

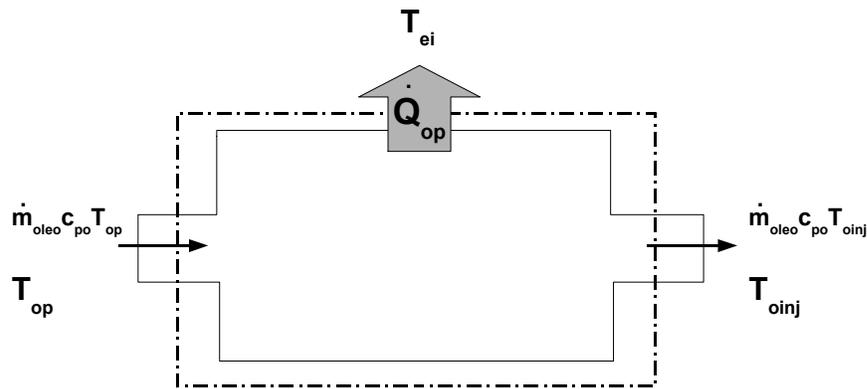


Figura 4.6 - Balanço de energia na linha de óleo.

Do balanço de energia global no cilindro (Figura 4.7) para regime permanente, chega-se a:

$$\dot{Q}_{cil} = \dot{W}_i + \dot{W}_{mec} - \dot{m}_{spc} h_i + \dot{m}_{epc} h_{ie} + \dot{m}_s h_{sc} - \dot{m}_d h_i + \dot{m}_{dr} h_{dc} - \dot{m}_{sr} h_i + \dot{m}_{oleo} c_{p,o} (T_{oinj} - T_{od}) \quad (4.27)$$

onde \dot{Q}_{cil} é o calor trocado pelo gás no cilindro, avaliado por $\dot{Q}_{cil} = h_c A_w (T_w - T_i)$, \dot{W}_i é a potência indicada, \dot{W}_{mec} é a potência dissipada por atrito nos mancais (perda mecânica), T_{od} é a temperatura com que o óleo é descarregado do cilindro e T_i é a temperatura média volumétrica do refrigerante no cilindro. A variação da viscosidade do óleo em função da temperatura é considerada no cálculo das perdas mecânicas. No caso do cálculo do atrito no mancal do pistão, considera-se a presença de óleo puro na folga pistão-cilindro na temperatura de injeção, T_{oinj} .

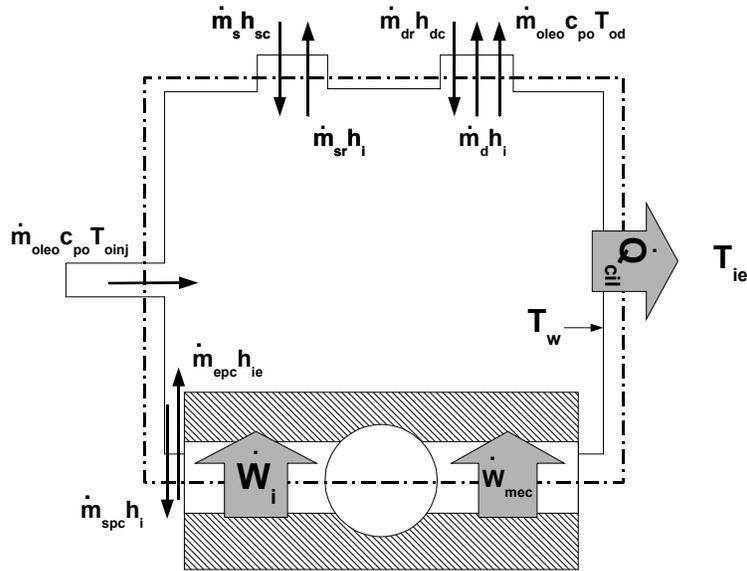


Figura 4.7 - Balanço de energia no cilindro.

Na câmara de descarga, onde o refrigerante a alta pressão é descarregado, o balanço de energia (Figura 4.8) pode ser escrito como:

$$\dot{Q}_{dc} = \dot{m}_d h_i - \dot{m}_{dr} h_{dc} - \dot{m}_c h_{dc} + \dot{m}_{oleo} c_{p,o} (T_{od} - T_{dc}) \quad (4.28)$$

sendo T_{dc} a temperatura de equilíbrio com que as fases óleo e refrigerante supostamente deixam a câmara de descarga. O calor trocado através da parede da câmara, \dot{Q}_{dc} , é dado pela equação:

$$\dot{Q}_{dc} = \overline{UA}_{dc} (T_{mdc} - T_{ie}) \quad (4.29)$$

onde \overline{UA}_{dc} é a condutância térmica global entre a câmara de descarga e o ambiente interno do compressor e T_{mdc} é a temperatura média na câmara dada por: $T_{mdc} = (T_i + T_{dc})/2$.

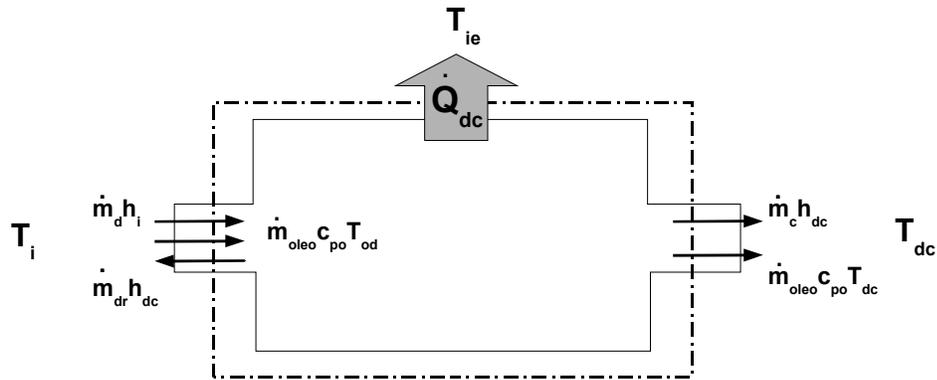


Figura 4.8 - Balanço de energia na câmara de descarga.

Ao sair da câmara de descarga, o refrigerante, juntamente com o óleo, entra no filtro de descarga, o qual tem a função de amortecer as pulsações de pressão do gás, reduzindo a geração de ruído. O balanço de energia neste volume de controle (Figura 4.9) pode ser escrito como:

$$\dot{Q}_{vb} = \dot{m}_c (h_{dc} - h_{vb}) + \dot{m}_{oleo} c_{p,o} (T_{dc} - T_{vb}) \quad (4.30)$$

onde h_{vb} e T_{vb} são, respectivamente, a entalpia do gás e a temperatura das fases óleo e refrigerante na saída do filtro. Da mesma forma, \dot{Q}_{vb} é calculado pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{vb} = \overline{UA}_{vb} (T_{m vb} - T_{ie}) \quad (4.31)$$

sendo \overline{UA}_{vb} e $T_{m vb}$ a condutância térmica global entre os volumes do bloco e o ambiente interno e a temperatura média do gás no filtro, respectivamente. Analogamente à câmara de descarga, $T_{m vb} = (T_{dc} + T_{vb})/2$.

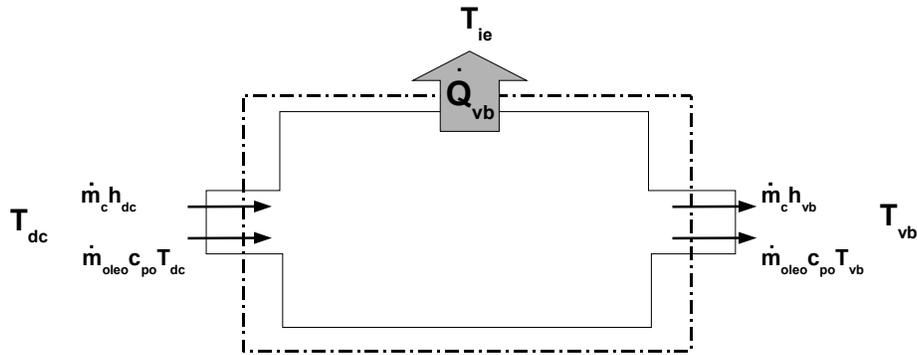


Figura 4.9 - Balanço de energia no filtro de descarga (volume do bloco).

O filtro de descarga se conecta ao passador de descarga através de uma tubulação de cobre. Para esta tubulação, o balanço de energia (Figura 4.10) implica que:

$$\overline{UA}_{ld}(T_{mld} - T_{ie}) = \dot{m}_c (h_{vb} - h_{ld}) + \dot{m}_{oleo} c_{p,o} (T_{vb} - T_{ld}) \quad (4.32)$$

onde \overline{UA}_{ld} é a condutância térmica global entre a linha de descarga e o ambiente interno, h_{ld} é a entalpia do gás no passador de descarga, T_{ld} é a temperatura de equilíbrio das fases no mesmo passador e T_{mld} a temperatura média do gás na tubulação, calculada por $T_{mld} = (T_{vb} + T_{ld})/2$.

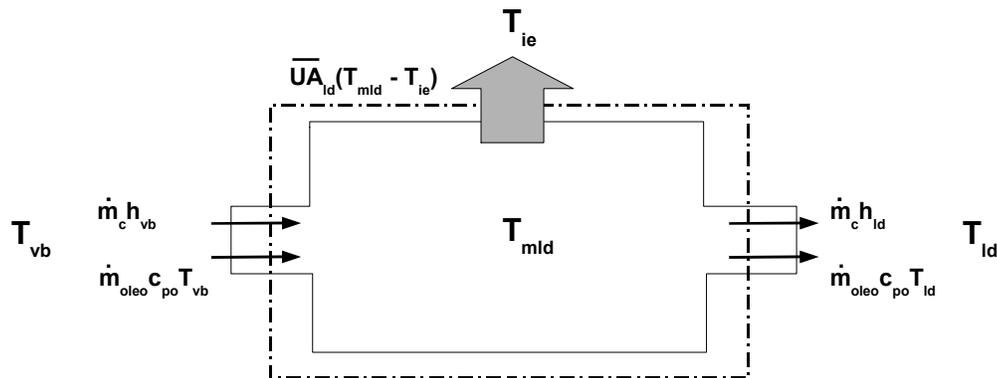


Figura 4.10 - Balanço de energia na linha de descarga.

Uma das fontes de calor do compressor é o motor elétrico alojado no interior da carcaça. A eficiência elétrica do motor diminui com a temperatura, mostrando a importância da sua inclusão na análise térmica. Sendo assim, do balanço efetuado no motor elétrico (Figura 4.11), tem-se:

$$\overline{UA}_m(T_m - T_{ie}) = \dot{W}_{el} - \dot{W}_i - \dot{W}_{mec} \tag{4.33}$$

onde \overline{UA}_m é a condutância térmica global entre o motor elétrico e o ambiente interno, T_m a temperatura e \dot{W}_{el} é a potência consumida pelo motor elétrico.

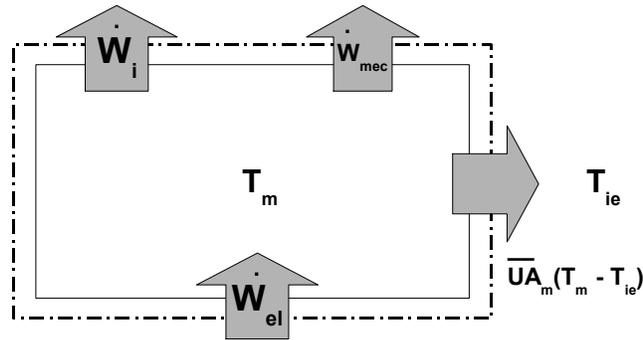


Figura 4.11 - Balanço de energia no motor.

O compressor transfere calor para a vizinhança devido à diferença entre a temperatura ambiente (T_{ee}) e a temperatura externa da sua carcaça, T_h . Para obter a temperatura média da carcaça, o seguinte balanço global de energia (Figura 4.12) é realizado:

$$\overline{UA}_e(T_h - T_{ee}) = \dot{W}_{el} + \dot{m}_c(h_s - h_{ld}) + \dot{m}_{oleo}c_{p,o}(T_{op} - T_{ld}) \tag{4.34}$$

onde \overline{UA}_e é a condutância térmica global entre a carcaça e a vizinhança e T_{ee} é a temperatura do ambiente externo.

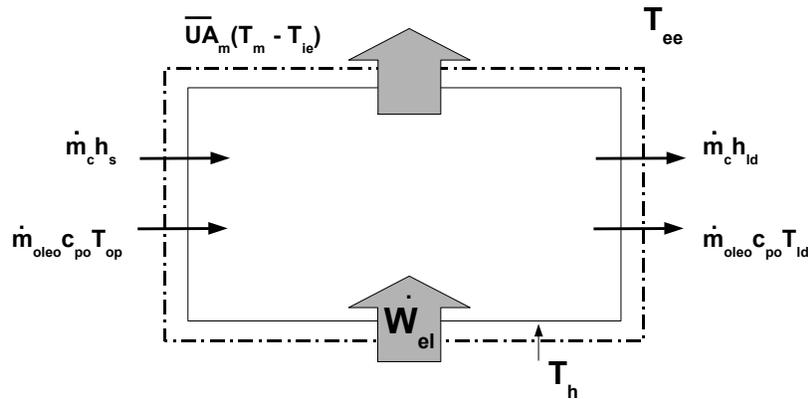


Figura 4.12 - Balanço de energia no compressor.

A temperatura da carcaça é relacionada com a temperatura do refrigerante no interior do compressor, T_{ie} , pela equação:

$$\overline{UA}_i(T_{ie} - T_h) = \overline{UA}_e(T_h - T_{ee}) \quad (4.35)$$

Combinando as equações (4.23), (4.25), (4.27), (4.28), (4.30), (4.32), (4.33), (4.34) e (4.35) pode-se então determinar as temperaturas T_{sc} , T_{oinj} , T_w , T_{dc} , T_{vb} , T_{ld} , T_m , T_h e T_{ie} . Estas equações não são lineares devido à dependência da entalpia específica com as temperaturas, sendo resolvidas de forma acoplada através de um procedimento iterativo. As vazões mássicas necessárias nos balanços de energia são obtidas através das equações (4.19) e (4.22) e por relações apresentadas no modelo de atomização. Para simplificar o problema, o escoamento das fases óleo e refrigerante, após a câmara de descarga, foi tratado como homogêneo. Desta forma, assume-se equilíbrio térmico e hidrodinâmico entre as fases, excluindo-se a necessidade de cálculos de processos entre ambas.

A determinação dos coeficientes globais de transferência de calor é uma tarefa muito difícil e, por este motivo, os mesmos são estimados a partir de temperaturas medidas experimentalmente em diversas partes do compressor, em uma condição de operação de referência. O uso destes coeficientes em condições diferentes da condição de referência é com certeza uma hipótese simplificativa, pois as variações na vazão mássica e na temperatura do gás influenciam os coeficientes de transferência de calor por convecção e, conseqüentemente, as condutâncias globais.

4.2.6. Modelo para a Atomização de Óleo

O modelo para a atomização é baseado na injeção de famílias de gotas de óleo em instantes de tempo m ao longo do ciclo de compressão. Cada família é representada pelo número de gotículas $np_{m,n}$, que depende da quantidade de massa de óleo atomizada naquele instante. Assim, $np_{m,n}$ representa o número de gotículas que, tendo sido geradas em um instante m (família m), ainda se encontram no cilindro em um instante $n > m$. Assume-se que o comportamento de todas as gotículas pertencentes a uma família m é igual em cada instante n . Ou seja, cada família é formada por gotas com uma determinada velocidade e temperatura, que permanecem uniformes para aquela família, a cada passo de tempo da simulação.

Cada família considerada na simulação contém uma quantidade de gotas igual a:

$$np_{m,n} = \frac{3\dot{V}_{inj}}{4\pi R_p^3} \Delta_{tempo} \quad (4.36)$$

onde R_p é o raio das gotículas, Δ_{tempo} é o intervalo de tempo correspondente à injeção das famílias na simulação e a vazão volumétrica de injeção é dada por:

$$\dot{V}_{inj} = \dot{V}_{exp} \sqrt{\frac{p_c - p_i}{\Delta p_{exp}}} \quad (4.37)$$

onde \dot{V}_{exp} é a vazão volumétrica obtida experimentalmente nos ensaios dos bicos injetores com uma diferença de pressão igual a Δp_{exp} . Adicionalmente, p_c é a pressão de condensação do ciclo de refrigeração e p_i é a pressão média volumétrica do gás no cilindro.

As gotas de uma família m têm velocidade inicial dada pela seguinte equação:

$$U_{m,n} = C_d \sqrt{\frac{2(p_c - p_i)}{\rho_{oinj}}} \quad (4.38)$$

onde ρ_{oinj} é a densidade do óleo na temperatura T_{oinj} e C_d é o coeficiente de descarga. Para atomizadores com o comprimento do orifício maior do que quatro diâmetros, um valor típico para C_d é 0,78, conforme indicado por Lichtarowicz *et al.* (1965). Vale ressaltar que a temperatura inicial das gotas, T_{oinj} , é calculada através das equações de balanço térmico.

Considerando uma família de gotas m , pode-se calcular a taxa de variação da massa desta família no cilindro em um instante n a partir de:

$$\frac{d}{dt} M_{L,m,n} = -\dot{m}_{L,out,m,n} \quad (4.39)$$

onde $\dot{m}_{L,out,m,n}$ é a vazão com que gotas da família m saem pela descarga no instante n .

A massa de óleo no cilindro em um dado instante é dada por:

$$M_{L,m,n} = np_{m,n}Mp_{m,n} \quad (4.40)$$

onde $Mp_{m,n}$ é a massa de uma gota atomizada em m e presente no cilindro em n . Assim, a equação (4.39) pode ser escrita como:

$$np_{m,n} \frac{d}{dt} Mp_{m,n} + Mp_{m,n} \frac{d}{dt} np_{m,n} = -\dot{m}_{L,out,m,n} \quad (4.41)$$

Como a gota de óleo não evapora, $Mp_{m,n} = \text{constante}$, e:

$$\frac{d}{dt} np_{m,n} = -\frac{1}{Mp_{m,n}} \dot{m}_{L,out,m,n} \quad (4.42)$$

Para o cálculo das vazões mássicas de óleo e de gás pela descarga, recorre-se à definição de fração mássica de gotículas no cilindro, x_L . Assim:

$$\dot{m}_{L,out,n} = F_{out} x_L \dot{m}_{out,n} \quad (4.43)$$

$$\dot{m}_{d,n} = (1 - F_{out} x_L) \dot{m}_{out,n} \quad (4.44)$$

onde $\dot{m}_{out,n}$ é a vazão mássica total pela descarga, calculada pela equação (4.19), F_{out} é o fator de descarga das gotículas, $\dot{m}_{L,out,n}$ é a vazão mássica de óleo na descarga e $\dot{m}_{d,n}$ é a vazão mássica de refrigerante. A fração mássica de gotículas no cilindro, x_L , é dada por:

$$x_L = \frac{\sum_{m=0}^m np_{m,n} Mp_{m,n}}{m_i + \sum_{m=0}^m np_{m,n} Mp_{m,n}} \quad (4.45)$$

onde m_i é a massa de refrigerante na câmara de compressão.

O fator de descarga, F_{out} , é uma grandeza referente à distribuição das gotículas de óleo no cilindro e ao escorregamento das mesmas em relação ao refrigerante durante a descarga. $F_{out} = 1$ equivale ao modelo homogêneo, para o qual a fração mássica das fases na descarga é igual à sua fração mássica a montante do escoamento, ou seja, no cilindro. Segundo as

análises efetuadas em CFD apresentadas no Apêndice A, um valor adequado para o fator de descarga, F_{out} , é 0,65.

Da mesma forma, para uma família m , é possível definir a vazão mássica de gotículas que sai pela descarga em um instante n :

$$\dot{m}_{L,out,m,n} = \frac{F_{out} np_{m,n} Mp_{m,n}}{m_i + \sum_{m=0}^m np_{m,n} Mp_{m,n}} \dot{m}_{out,n} \quad (4.46)$$

Logo, a equação (4.42), que fornece a taxa de variação do número de gotículas de uma família m , se reduz a:

$$\frac{d}{dt} np_{m,n} = \frac{F_{out} np_{m,n}}{m_i + \sum_{m=0}^m np_{m,n} Mp_{m,n}} \dot{m}_{out,n} \quad (4.47)$$

onde a condição inicial para o número de partículas da família m injetadas é função da pressão no cilindro no instante da injeção, conforme indica a equação (4.36).

É importante ressaltar que através do sistema de sucção não há fluxo de óleo, uma vez que a massa succionada é de refrigerante puro.

Para a solução da equação da energia do gás e também para a obtenção de várias propriedades, é preciso conhecer o volume de refrigerante no cilindro. Assim, para o caso com injeção de gotículas, o volume de gás na equação (4.11) precisa ser corrigido para:

$$V_i = V_{cil} - \sum_{m=0}^m np_{m,n} Vp_{m,n} \quad (4.48)$$

onde $Vp_{m,n}$ é o volume de uma gota da família m , no instante n , dado por $Vp_{m,n} = Mp_{m,n} / \rho_o$.

A densidade do óleo lubrificante, ρ_o , é corrigida pela pressão e temperatura a cada instante n , através de uma rotina de propriedades termofísicas implementada no RECIP.

O princípio da conservação de energia aplicado às gotas fornece:

$$\frac{d}{dt}T_{m,n} = \frac{Nu_{m,n}}{2\theta_t}(T_i - T_{m,n}) \quad (4.49)$$

onde θ_t é o tempo de resposta térmico, $T_{m,n}$ e $Nu_{m,n}$ são, respectivamente, a temperatura e o número de Nusselt para as gotas de uma família m , no instante n .

O tempo de resposta térmico é definido como (Crowe *et al.*, 1998):

$$\theta_t = \frac{cp_o\rho_o dp^2}{12\lambda_g} \quad (4.50)$$

onde λ_g é a condutividade térmica do refrigerante e dp é o diâmetro das gotículas de óleo. Para o diâmetro das gotículas, considera-se o valor médio encontrado nas simulações realizadas em CFD, conforme descrito no Apêndice A deste trabalho. As propriedades do óleo são calculadas a uma temperatura média das gotículas no cilindro:

$$\bar{T}p_n = \frac{\sum_{m=0}^m np_{m,n}Mp_{m,n}T_{m,n}}{\sum_{m=0}^m np_{m,n}Mp_{m,n}} \quad (4.51)$$

onde $T_{m,n}$ é a temperatura de uma família de gotículas m , no instante n .

O número de Nusselt para a convecção de calor do gás ao redor da gotícula é baseado na correlação de Ranz e Marshall (1952), para a família m no instante n .

$$Nu_{m,n} = 2 + 0,6Re_{m,n}^{1/2} Pr_g^{1/3} \quad (4.52)$$

onde Pr_g é o número de Prandtl para o gás dado pela razão entre a viscosidade cinemática e a difusividade térmica do fluido refrigerante. Já o número de Reynolds do escoamento em relação à gotícula é expresso por:

$$Re_{m,n} = \frac{\rho_i dp U_{m,n}}{\mu} \quad (4.53)$$

onde ρ_i representa a massa específica do refrigerante no cilindro, dp o diâmetro das gotículas de óleo, μ a viscosidade do refrigerante e $U_{m,n}$ a velocidade das gotículas da família m , no

instante n . Como a dinâmica do gás não é contemplada neste modelo, a velocidade da fase gasosa é desconsiderada.

A velocidade das gotículas pertencentes à família m é atualizada a cada instante n , através da equação:

$$\frac{d}{dt}U_{m,n} = \frac{F_d}{Mp_{m,n}} \quad (4.54)$$

A força de arrasto F_d é avaliada pela seguinte expressão:

$$F_d = \frac{1}{2}C_d\rho_iU_{m,n}^2Ap_F \quad (4.55)$$

onde Ap_F é a área frontal de uma gotícula esférica e C_d é o coeficiente de arrasto aerodinâmico, cujo valor é calculado como:

$$C_d = a_1 + \frac{a_2}{\text{Re}_{m,n}} + \frac{a_3}{\text{Re}_{m,n}^2} \quad (4.56)$$

onde a_1 , a_2 e a_3 são constantes que se aplicam para partículas esféricas lisas para várias faixas de Re dadas por Morsi e Alexander (1974). C_d assume um valor praticamente igual a 0,4 para números de Reynolds elevados. Novamente, como a dinâmica da fase gasosa não é computada, é suposto que as gotículas são continuamente desaceleradas em um ambiente quiescente.

A taxa de transferência de calor entre as gotas de óleo e o gás no interior da câmara de compressão, necessária para a solução da primeira lei da termodinâmica, equação (4.12), pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_{oleo} = \sum_{m=0}^m np_{m,n}\dot{Q}p_{m,n} \quad (4.57)$$

onde $\dot{Q}p_{m,n}$ é a taxa de transferência de calor de uma gota da família m , no instante n . Desprezando os gradientes de temperatura no interior da gota, conforme a idéia de um modelo de parâmetros concentrados, chega-se a:

$$\dot{Q}_{oleo} = \pi D p \lambda_g \sum_{m=0}^m n p_{m,n} Nu_{m,n} (T_{m,n} - T_i) \quad (4.58)$$

Como hipótese simplificativa, é suposto que, ao longo da compressão, as gotículas de óleo trocam calor somente com o refrigerante ao seu redor, desprezando qualquer interação com as paredes que delimitam a câmara de compressão. É evidente que as gotículas de óleo se aderem às paredes do cilindro ao longo do movimento ascendente do pistão, porém este é um fenômeno difícil de ser modelado. A hipótese adotada aqui considera que as gotículas encontradas no ponto morto superior (PMS), estão aderidas às paredes do cilindro. De fato, no PMS a distância entre o pistão a placa de válvulas é muito pequena (em torno de 70 μm) e a razão entre a área superficial e o volume do cilindro é muito elevada, aumentando a probabilidade de colisão das gotículas com as paredes da câmara de compressão. Assim, quando o pistão chega ao ponto morto superior, é suposto que as gotículas de óleo remanescentes do processo de descarga se aderem às paredes, adquirindo a temperatura das mesmas, $T_{m,n} = T_w$, e velocidade igual a zero, $U_{m,n} = 0$.

4.3. Metodologia de Solução

Nesta seção é apresentada a metodologia numérica utilizada para a solução das equações dos modelos matemáticos.

O procedimento de simulação do compressor pode ser dividido nas seguintes etapas: (i) leitura dos dados do compressor e condições de operação; (ii) solução transiente das propriedades do refrigerante e da dinâmica das gotas de óleo na câmara de compressão; (iii) cálculo das condutâncias térmicas globais entre regiões distintas se o módulo de balanço térmico estiver ativado, ou determinação das temperaturas em regime permanente nos diversos componentes se o módulo de simulação térmica estiver ativado; (iv) cálculo dos parâmetros de eficiência do compressor.

Primeiramente, o programa de simulação faz a leitura de dados, com informações relativas à geometria do compressor, características dos sistemas de sucção e descarga, temperaturas obtidas experimentalmente, propriedades do refrigerante e do óleo lubrificante, condições de operação do sistema, variáveis da atomização de óleo e parâmetros da simulação.

Para efetuar a simulação térmica do compressor, precisa-se das condutâncias térmicas globais inseridas nas equações (4. 24), (4. 26), (4. 29), (4. 31), (4. 32), (4. 33), (4. 34) e (4. 35)

que caracterizam a distribuição térmica entre os diversos componentes e regiões do compressor. Estas condutâncias são obtidas das equações supracitadas, empregando as temperaturas experimentais como condições de contorno. Estes cálculos são realizados através do módulo de balanço térmico do programa, devendo ser feito anteriormente à simulação térmica do compressor.

A simulação térmica do compressor tem como objetivo analisar termicamente um compressor sob condições diferentes daquelas testadas experimentalmente, associadas a modificações de parâmetros construtivos ou de operação do compressor. Desta forma, a simulação térmica do compressor calcula um novo campo de temperaturas dos componentes e das regiões internas do compressor, que será considerado no cálculo transiente da câmara de compressão, resultando em um novo desempenho do compressor.

A simulação térmica parte de uma distribuição conhecida de valores de algumas temperaturas experimentais (T_{s_a} , T_{sc} , T_{op} , T_{oinj} , T_w , T_{dc} , T_{vb} , T_{ld} , T_m , T_h , T_{ie} e T_{ee}), identificadas na Figura 4.4, para o cálculo transiente do ciclo de compressão.

A simulação do transiente da câmara de compressão começa com o pistão no ponto morto inferior (PMI), nas condições de temperatura, T_{sc} , e pressão, P_s , do gás na sucção. Caso a simulação contemple a atomização de óleo, o processo de compressão também se inicia com uma quantidade de gotículas no cilindro correspondente à massa de óleo atomizada durante meio período de ciclo. Depois de estabelecidas as condições iniciais, através de incrementos $\Delta\theta$ de 0,001 radiano no eixo de manivela ($\Delta t = 2,653e-6s$), calcula-se o volume específico, a temperatura, a pressão do refrigerante e as grandezas referentes às gotículas de óleo ao longo dos ciclos simulados.

Com as características do mecanismo biela-manivela e com a nova posição angular θ , calcula-se através da equação (4. 1) o volume da câmara de compressão. O atomizador é posicionado na lateral do cilindro e, conforme a posição do pistão, o mesmo estará encoberto pelo pistão ou exposto à câmara de compressão. Se a posição do pistão permitir a atomização de óleo, acrescenta-se mais uma família m ao domínio de solução. Depois de atingido o ponto morto superior (PMS), o número de famílias de gotas é zerado e as gotículas remanescentes do processo de descarga são incorporadas à nova família injetada. Isto facilita a solução, pois evita a existência de famílias antigas, remanescentes de ciclos anteriores, reduzindo o custo computacional. Geralmente, 12 ciclos são necessários para se obter a convergência do procedimento de solução do processo de compressão com injeção de gotículas. Adicionalmente, conforme descrito no final da seção anterior, depois de atingido o ponto

morto superior, assume-se que as partículas remanescentes do processo de descarga se aderem às paredes do cilindro, com a temperatura igual à da parede, T_w , e a velocidade nula.

Ainda para este mesmo θ , é efetuado um balanço de massa de óleo no cilindro, empregando a equação (4. 47) e considerando a vazão mássica na descarga da posição angular anterior. Na seqüência são calculadas as novas temperaturas para as famílias de gotas e a transferência de calor total entre as fases, conforme as equações (4. 49) e (4. 58). Atualizam-se, então, as velocidades das gotículas dada pela equação (4. 54), e calcula-se o volume real ocupado pelo refrigerante na câmara através da equação (4. 48).

Sabendo o volume real ocupado pelo gás e a massa de refrigerante no interior do cilindro, tem-se o volume específico do gás. Pela correlação de Annand (1963) estima-se a transferência de calor do gás com as paredes do cilindro que, somada à troca de calor entre as fases, resulta no calor total transferido ao gás. Com esta informação, através da primeira lei da termodinâmica aplicada ao volume de controle, equação (4. 12), computa-se a nova temperatura do refrigerante. Para este cálculo com a equação da conservação da energia, também considera-se a vazão mássica da posição angular anterior. A pressão, P_i , e as demais propriedades são interpoladas através de tabelas para gás real, visto que, com as propriedades volume específico e temperatura, o estado termodinâmico do refrigerante já está definido.

Na seqüência é calculada a dinâmica das válvulas, possibilitando o cálculo das vazões mássicas pelas fronteiras e o balanço de massa de refrigerante no cilindro.

As informações das variáveis de interesse são então armazenadas para a nova posição angular θ . Ao final de uma revolução do eixo de manivela, inicia-se um novo ciclo até satisfazer a convergência que é dada por um número fixo de N ciclos. No último ciclo, a cada ângulo, efetua-se a integração das variáveis de interesse como, por exemplo, o trabalho realizado e a vazão através das válvulas. Além disto, são também armazenadas em arquivos as variáveis de processo (temperatura, pressão, deslocamento das válvulas, temperatura média das gotas, calor transferido).

Após a convergência dos ciclos, as equações do modelo térmico são resolvidas via método de Newton-Raphson, com o objetivo de calcular o novo perfil de temperaturas do compressor. Se a variação observada nos valores das temperaturas for maior que a tolerância definida (0,2% do valor da variável), simulam-se novamente os N ciclos, até que a convergência térmica seja atingida.

Conforme comentado anteriormente, a formulação integral considera o ciclo de compressão de forma transiente, porém, sem variações espaciais das propriedades. Para a

solução transiente do ciclo de compressão, modelado por equações diferenciais ordinárias, o RECIP utiliza o método numérico de Euler explícito no tempo, que é aplicado também à solução das equações associadas às gotículas de óleo.

Após a convergência das equações do balanço térmico, os parâmetros de eficiência são calculados e arquivados, concluindo-se a simulação. O tempo computacional depende fortemente da condição de contorno da simulação e dos dados iniciais. Entretanto, com o uso de um processador de 2,4 GHz, não se gastou mais de 10 min em nenhuma das simulações realizadas. O fluxograma do programa de simulação é apresentado na Figura 4.13.

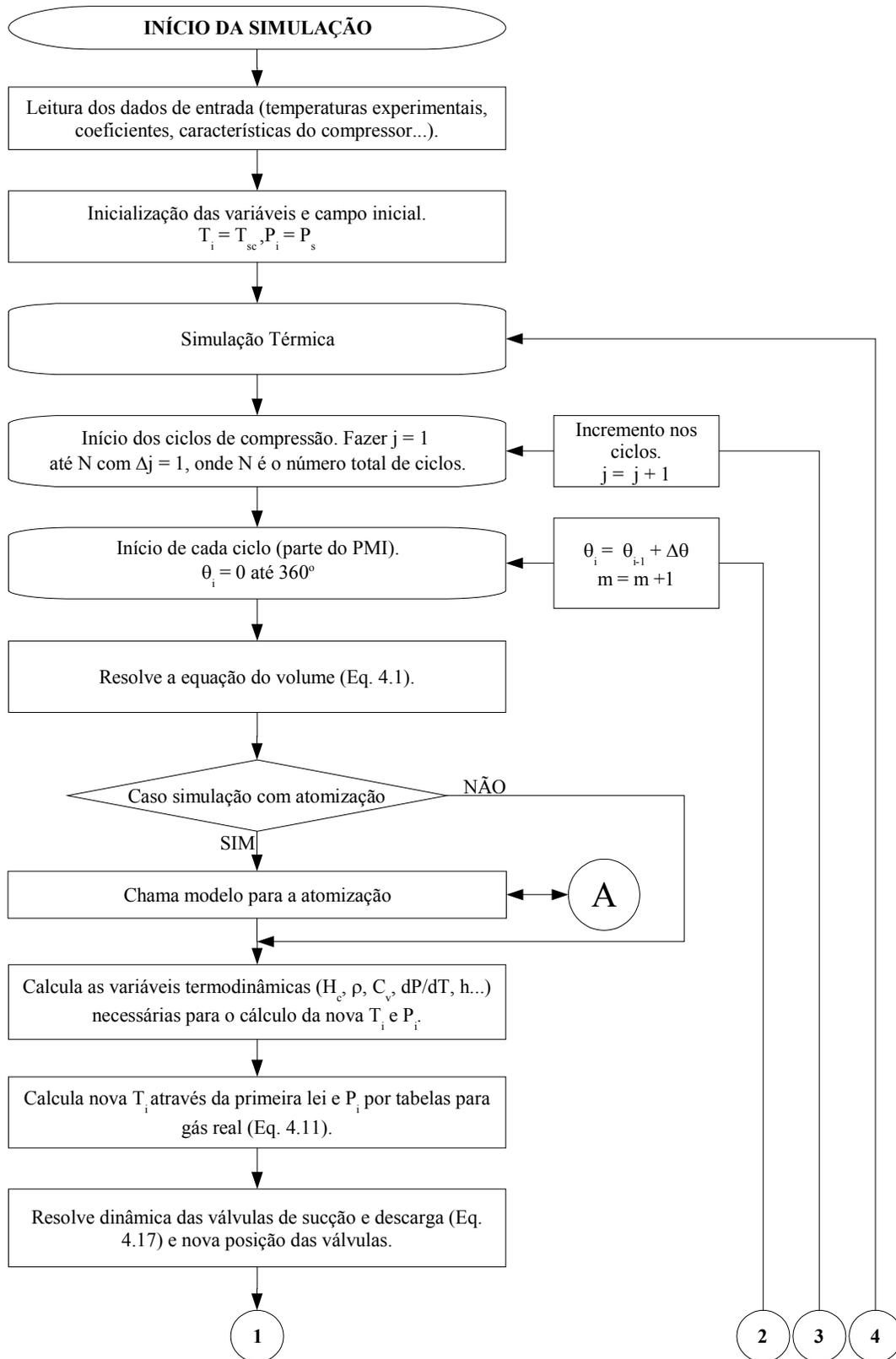


Figura 4.13 – (continua)

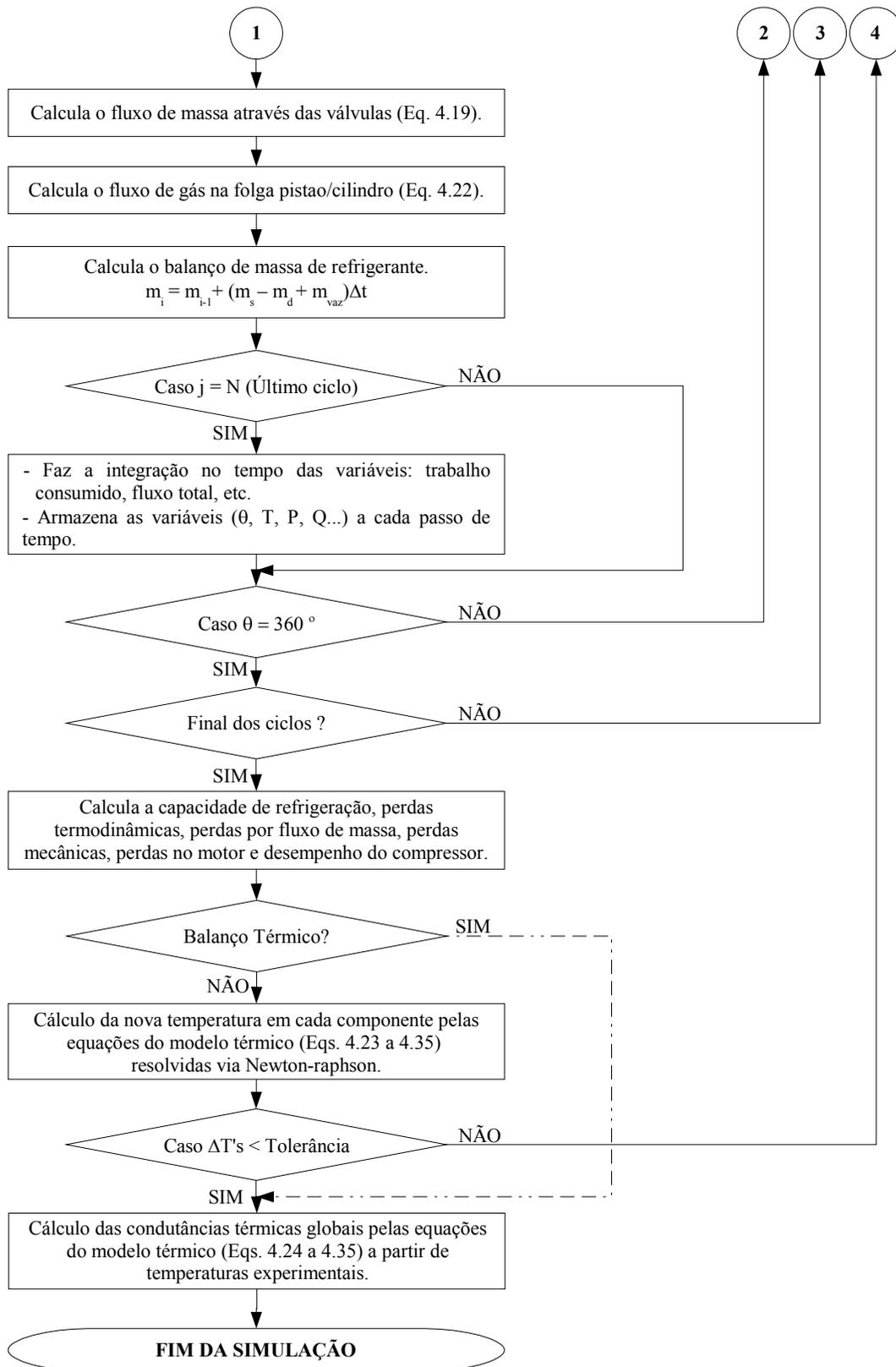


Figura 4.13 – (continua)

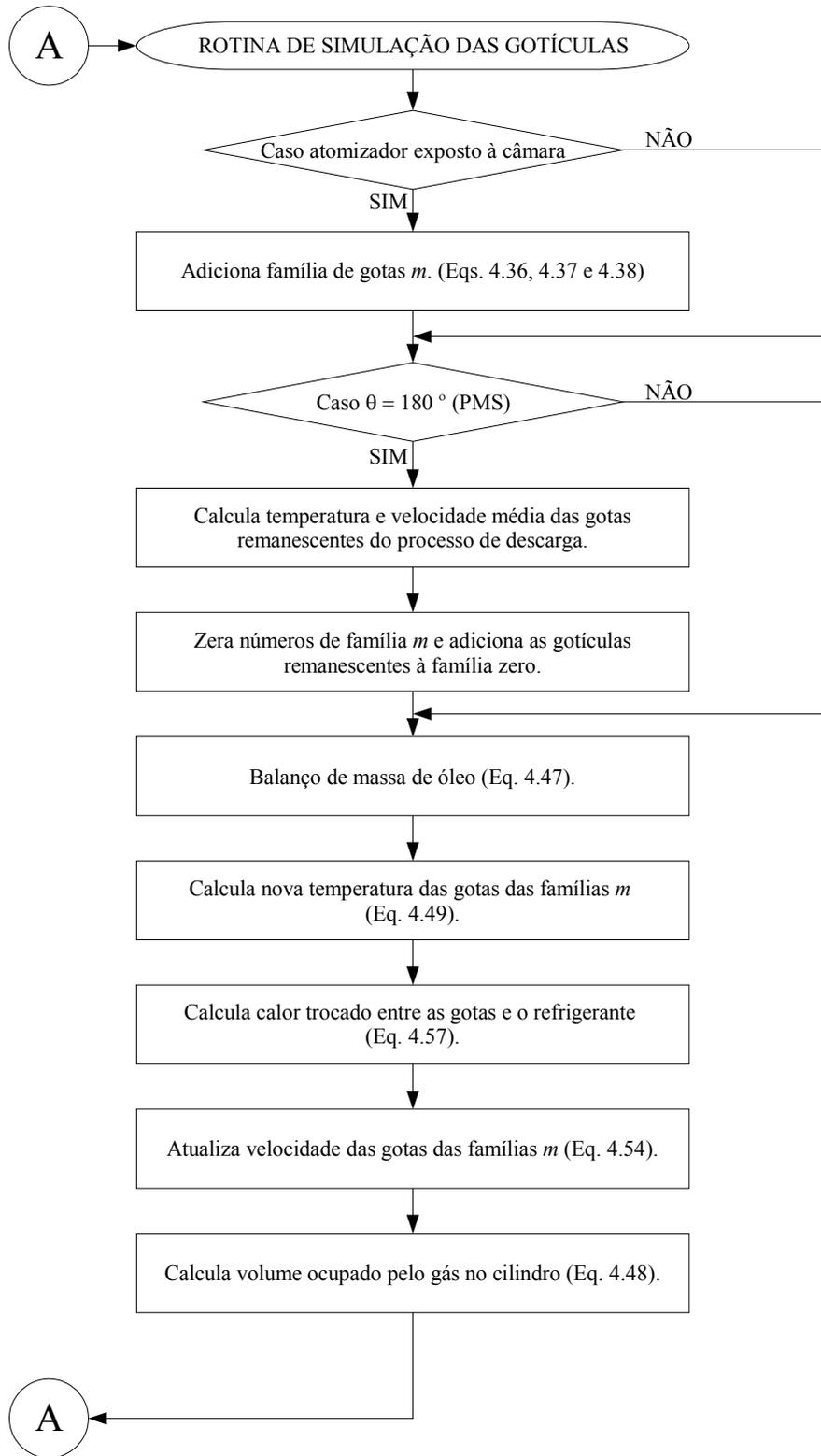


Figura 4.13 – Fluxo de informações do modelo integral.

4.4. Validação dos Modelos

Uma etapa fundamental na simulação numérica de qualquer fenômeno é a validação dos modelos utilizados, com base nos resultados e tendências apresentadas. Para validar o modelo proposto, foram comparados os resultados da simulação com dados experimentais para os casos com e sem atomização de óleo. Em ambas as situações, as condições de sistema adotadas foram a de temperaturas de evaporação e de condensação iguais a -27°C e 42°C , respectivamente. O caso onde não há a atomização de óleo é denominado caso referência. No segundo caso, o óleo é atomizado e entra no compressor com uma temperatura de $36,2^{\circ}\text{C}$.

Os resultados experimentais de temperatura em diversos pontos do compressor são apresentados na Tabela 4. Os locais de cada um desses pontos de medição de temperatura estão apresentados na Figura 3.9. Estes resultados serão discutidos em detalhes no próximo capítulo, sendo que neste capítulo serão explorados somente para com o objetivo de validação dos modelos.

Tabela 4 – Temperaturas experimentais.

Pontos de Medição	Temperaturas [$^{\circ}\text{C}$]	
	Referência	Atomização 1GS
Ambiente	24,7	24,6
Passador de sucção	34,7	33,5
Entrada do Filtro de Sucção	45,6	41,7
Saída do Filtro de Sucção	56,0	51,9
Parede do Cilindro	89,7	66,1
Câmara de Descarga	116,3	85,4
Volume do Bloco	95,3	75,2
Passador de Descarga	76,7	67,8
Ambiente Interno	72,6	59,7
Mancal	79,1	62,5
Corpo	51,8	55,6
Óleo - Cárter	60,1	47,4
Óleo – Passador	44,1	36,2
Óleo - Atomizador	81,9	44,6

Para avaliar o modelo no caso referência, aplicou-se o módulo de balanço térmico do programa de simulação, utilizando as temperaturas experimentais como condições de

contorno para as equações (4. 23) a (4. 35) do modelo térmico. Os resultados teóricos e experimentais dos parâmetros de eficiência do compressor são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetros de eficiência para o caso referência

	\dot{Q}_e [W]	\dot{W}_c [W]	\dot{W}_{ind} [W]	\dot{W}_{ef} [W]	COP	COP_{pV}	COP_{ef}
Experimental	180,87	108,19	76,65	70,83	1,672	2,360	2,554
Teórico	180,82	104,33	76,56	71,66	1,733	2,362	2,523
Erro [%]	-0,03	-3,57	-0,12	1,17	3,65	0,08	-1,21

Observa-se a boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, com diferenças inferiores a 4%. Os valores de potência indicada e efetiva, integrados do diagrama pV , juntamente com a capacidade de refrigeração, apresentam diferenças desprezíveis. Vale lembrar que \dot{W}_{ef} é definido como a potência indicada (\dot{W}_{ind}) menos a potência necessária para bombear o refrigerante na sucção (\dot{W}_{suc}) e na descarga (\dot{W}_{des}). O COP_{ef} é a razão entre \dot{Q}_e e \dot{W}_{ef} e representa um parâmetro importante para a avaliação da eficiência de compressão. A adequação da simulação termodinâmica do compressor é também reforçada na Figura 4.14, onde resultados numérico e experimental para o diagrama pV são apresentados.

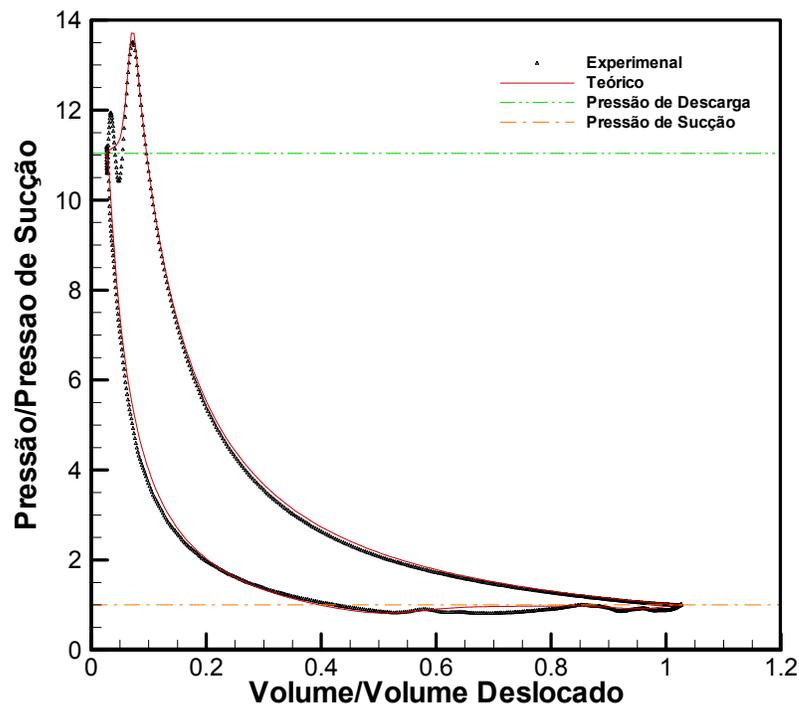


Figura 4.14 – Diagrama pV para o caso referência – Validação.

A maior discrepância encontra-se na estimativa da potência total consumida pelo compressor, sendo conseqüentemente refletida no *COP*. Tal discrepância deve-se a imprecisões nos modelos de perdas mecânicas e elétricas do compressor, uma vez que se manifestou mais notadamente no \dot{W}_c . Porém, mesmo neste caso, as diferenças são pequenas e a metodologia é considerada adequada para a simulação do caso referência, sem a atomização de óleo.

A simulação do caso com atomização de óleo na câmara de compressão poderia ser efetuada usando o módulo de simulação térmica do compressor do protótipo. Porém, conforme observado por Possamai (2003), variações extremas de temperatura no compressor, como as observadas na Tabela 4, causam variações significativas nas condutâncias térmicas globais calibradas para uma dada condição.

Sendo assim, da mesma forma como realizado para o caso referência, na avaliação do modelo com atomização de óleo aplicou-se primeiro o balanço térmico, utilizando dados experimentais de temperatura para calibrar valores de *UA* para esta nova condição. Este método foi empregado visto que as condutâncias térmicas globais utilizadas para o cálculo térmico do compressor mudam consideravelmente após a atomização de óleo na câmara de compressão. Portanto, o compressor é aqui simulado tendo as temperaturas experimentais da atomização de óleo como condição de contorno, e conseqüentemente, com valores de *UA* diferentes dos valores do caso referência.

Os resultados dos parâmetros de eficiência numéricos e experimentais são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 – Parâmetros de eficiência para o caso com atomização

	\dot{Q}_e [W]	\dot{W}_c [W]	\dot{W}_{ind} [W]	\dot{W}_{ef} [W]	<i>COP</i>	<i>COP</i> _{pV}	<i>COP</i> _{ef}
Experimental	183,03	118,44	79,07	71,11	1,545	2,315	2,574
Teórico	183,62	113,18	75,59	70,22	1,622	2,429	2,615
Erro [%]	0,32	-4,44	-4,40	-1,25	5,00	4,93	1,59

As diferenças percentuais entre os resultados numéricos e experimentais para o caso com injeção são inferiores a 5%. Porém, uma diferença desta ordem é observada também na potência indicada, além da potência total consumida. É importante observar que, apesar dos desvios encontrados nos parâmetros de eficiência sejam inferiores a 5%, sua ordem de grandeza é da ordem dos ganhos de eficiência da atomização de óleo na câmara de

compressão sobre o caso referência. Tal fato gera imprecisões nas estimativas de aumento do desempenho do compressor sob os efeitos da atomização de óleo no cilindro, como pode ser visto através da Tabela 7.

Tabela 7 – Ganho percentual da atomização de óleo sobre o caso referência

Ganho [%]	\dot{Q}_e	\dot{W}_c	\dot{W}_{ind}	\dot{W}_{ef}	COP	COP_{pV}	COP_{ef}
Experimental	1,19	9,47	3,16	0,39	-7,59	-1,91	0,8
Teórico	1,55	8,48	-1,27	-2,00	-6,40	2,84	3,65

O modelo teórico prevê uma redução na potência indicada e na potência efetiva do compressor, o que reflete em ganho em COP_{pV} e $COP_{efetivo}$. Isto não acontece experimentalmente, o que demonstra que o modelo não reproduz fielmente os fenômenos envolvidos na atomização de óleo lubrificante na câmara de compressão. Os resultados numérico e experimental do diagrama pV são apresentados na Figura 4.15.

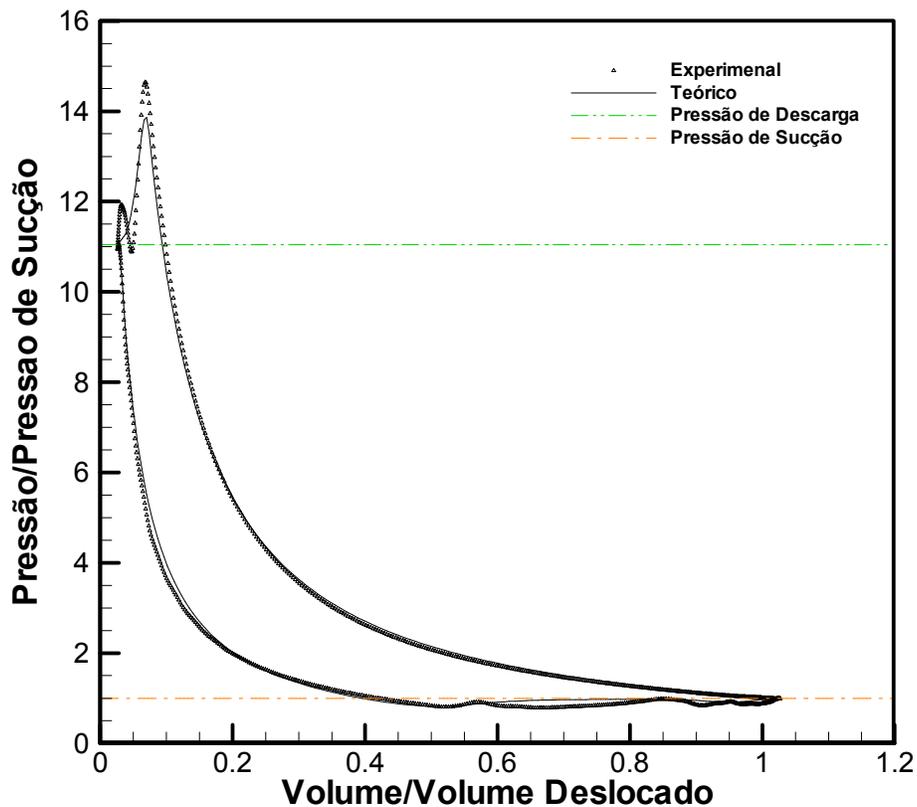


Figura 4.15 – Diagrama pV para o caso com atomização – Validação.

Apesar da certa imprecisão na modelação dos fenômenos envolvidos na atomização de óleo na câmara de compressão, o programa de simulação apresenta grande importância. Como será visto no próximo capítulo, os modelos matemáticos podem explicar os resultados experimentais com mais propriedade.

5.1. Introdução

O presente capítulo se concentra na apresentação e discussão dos principais resultados do trabalho. Inicialmente, na Seção 5.2, é realizada uma análise teórica detalhada da compressão isotérmica e do efeito da temperatura inicial de compressão nos diversos parâmetros de eficiência do sistema. Este estudo permitiu, por exemplo, determinar a taxa de transferência de calor necessária para a realização de uma compressão isotérmica e quantificar o ganho efetivo que a mesma oferece em relação à compressão isentrópica.

Na seqüência, na Seção 5.3, são apresentados e discutidos os resultados experimentais da atomização de óleo na câmara de compressão, considerando dois tipos de óleo: um com baixa solubilidade no refrigerante e outro com maior solubilidade.

Na Seção 5.4, a influência de vários parâmetros de atomização é analisada numericamente, permitindo um melhor entendimento dos fenômenos físicos associados à atomização de óleo no interior do cilindro. Os parâmetros testados correspondem às condições de entrada para o modelo, tais como a temperatura de entrada do óleo no compressor, a posição do bico atomizador e a vazão de óleo. A influência desses parâmetros é discutida a partir de resultados de temperaturas de várias partes do compressor e de parâmetros de eficiência como, por exemplo, potência indicada, potência total e capacidade de refrigeração.

A Seção 5.5 encerra o capítulo, trazendo discussões destinadas ao julgamento do potencial da tecnologia de atomização de óleo no cilindro, com base nos resultados apresentados.

5.2. Análise Preliminar dos Processos de Compressão

Conforme discutido no capítulo 1, do ponto de vista do compressor e do trabalho por ele entregue ao fluido refrigerante no ciclo de refrigeração, observa-se que um processo de compressão isotérmico se mostra mais atrativo, uma vez que incorre em um menor consumo de trabalho do que a compressão isentrópica para o mesmo fluxo de massa bombeada. Para quantificar a vantagem de um processo sobre o outro, é imprescindível conhecer os parâmetros que influenciam no trabalho requerido para comprimir o refrigerante. Para tanto,

torna-se necessária uma análise numérica dos processos de compressão isotérmico e isentrópico.

Para efetuar esta análise, foi utilizado o modelo termodinâmico do cilindro de compressão do código RECIPI, com algumas modificações impostas pela análise. Já para a sucção e descarga do refrigerante, foi utilizado um modelo de escoamento ideal. Neste modelo idealizado, avalia-se a quantidade de massa que deve ser bombeada para que a pressão no cilindro se mantenha constante durante os processos de sucção e descarga. Desta forma, isola-se o efeito do bombeamento dos resultados, resultando em uma análise mais consistente dos processos de compressão com e sem atomização de óleo.

O estudo apresentado nesta seção visa determinar o ganho real da compressão isotérmica, conhecer os efeitos da não idealidade do gás na compressão, saber a quantidade de calor que deve ser retirada durante a compressão para fazê-la isotérmica e avaliar como os vários parâmetros influenciam no trabalho despendido na compressão do fluido refrigerante.

O ganho percentual de eficiência da compressão isotérmica sobre a compressão isentrópica pode ser verificado pela linha contínua na Figura 5.1 em função da temperatura inicial de compressão. É interessante notar que este ganho é decrescente com o aumento da temperatura inicial de compressão, sendo inferior a 14% para a temperatura de 70°C e chegando a 16% para temperaturas próximas a 42°C. Os coeficientes de performance efetivos em função da temperatura de início de compressão para o caso isentrópico e isotérmico também podem ser vistos na Figura 5.1.

Um importante ponto a ser analisado nesta etapa é a eficiência isentrópica, do ciclo de compressão isotérmico dada pela equação (1. 10). O cálculo desta eficiência leva a um valor de η_s da ordem de 1,15, comprovando que a compressão isotérmica é mais eficiente quando comparada à compressão isentrópica. Conforme dito no capítulo 1, é pouco comum obter-se um valor de eficiência maior que a unidade. Entretanto, isto só ocorre porque a eficiência é definida tomando como base o processo isentrópico. Desta forma sugere-se então o uso da eficiência isotérmica, equação (1. 18), para estes casos.

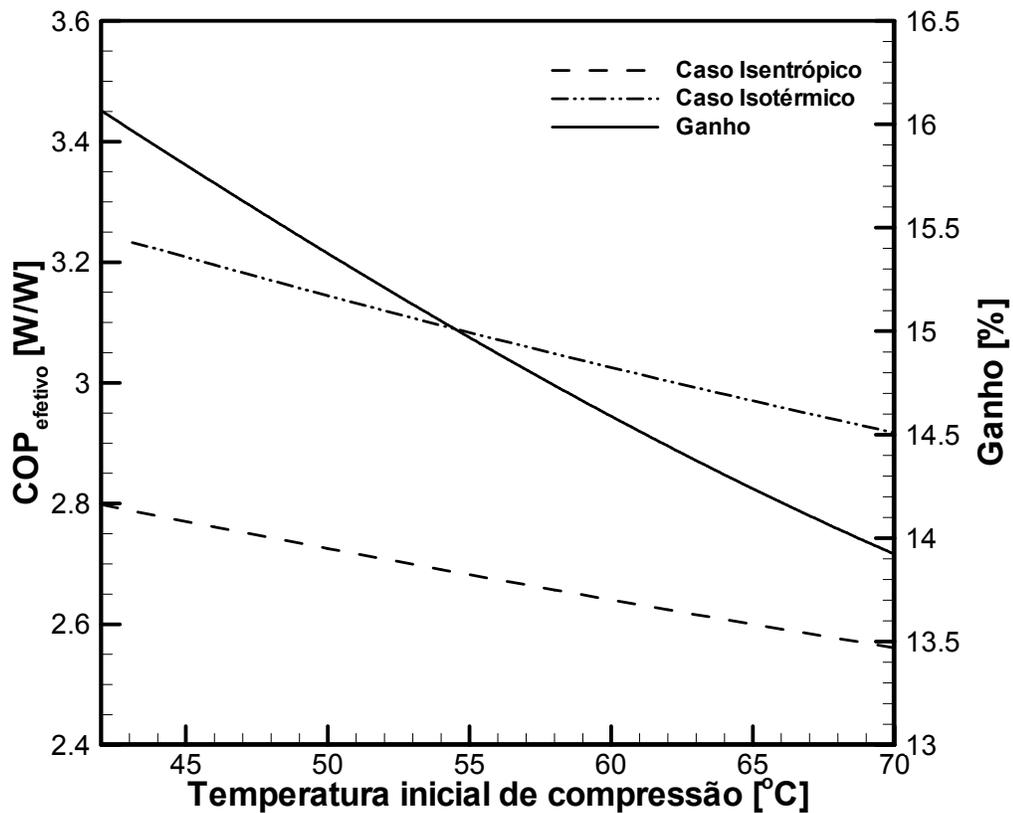


Figura 5.1 Comparação entre os processos de compressão – temperatura de compressão.

Comparando os resultados de ganho percentual da compressão isotérmica sobre a compressão isentrópica apresentados acima, com o resultado citado no Capítulo 1 através das equações (1. 13), (1. 14) e (1. 15) para gás ideal, pode-se indicar algumas diferenças entre os resultados. Na abordagem considerando gás ideal, o ganho percentual do processo isotérmico sobre o isentrópico foi de 12,8% para qualquer temperatura inicial de compressão. Os resultados da Figura 5.1 divergem daquela análise inicial, devido ao desvio do comportamento de gás ideal do R-134a, quando a massa específica do gás aumenta, ou seja, próximo à saturação. É importante observar que o estado termodinâmico do refrigerante no final do processo de compressão isotérmico, na condição de sistema, é muito próximo da condição de gás saturado.

Uma medida do afastamento do comportamento de gás ideal pode ser dada através do Fator de Compressibilidade Z , obtido pela seguinte equação:

$$Z = \frac{pv}{RT}$$

5. 1

onde R é a constante do gás.

Substituindo na equação (5. 1) os valores das propriedades obtidas em cada passo da simulação, com uma temperatura inicial de 46°C, obtém-se a evolução de Z ao longo do ciclo de compressão, conforme mostrada na Figura 5.2.

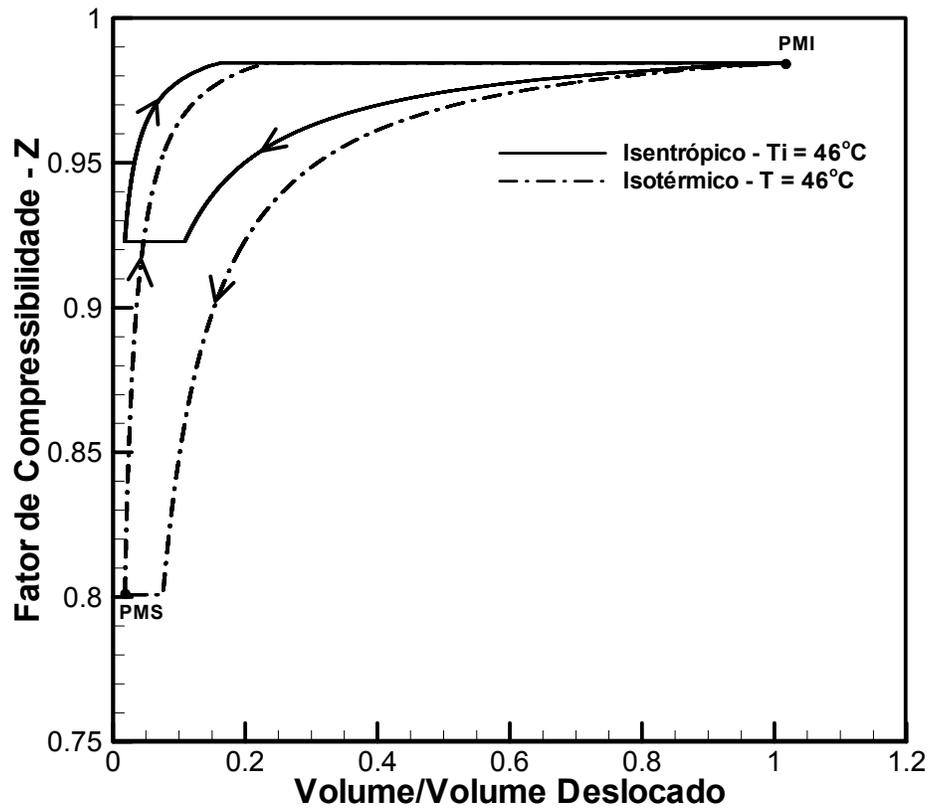


Figura 5.2 Fator de compressibilidade ao longo do ciclo de compressão.

Fica evidente o desvio do comportamento de gás perfeito do R-134a nestas condições de simulação, principalmente para o caso da compressão isotérmica, onde Z cai para valores em torno de 0,8. O porquê do ganho maior verificado para o processo com o gás real pode ser explicado pelo fato de Z diminuir ao longo da compressão. Assim, a pressão para uma mesma temperatura, volume e massa em cada instante, fica progressivamente menor quando comparada à pressão que ocorreria com a hipótese de gás perfeito. Como resultado, a área interna do diagrama pV , que representa o trabalho entregue ao refrigerante, fica menor e justifica o ganho maior da compressão isotérmica considerando propriedades de gás real.

Simulando os dois processos de compressão para uma situação hipotética de gás sendo admitido com uma temperatura de 120°C (baixa massa específica e fortemente superaquecido), o ganho apresentado pela compressão isotérmica se aproxima ao valor obtido considerando gás perfeito, como seria esperado. Esta constatação serve assim como uma validação dos resultados obtidos através das simulações para gás real.

O uso das equações (1. 13), (1. 14) e (1. 15) para o estudo do potencial da compressão isotérmica nas diversas aplicações pode implicar em erros nos resultados de aproximadamente 25%, quando a temperatura de compressão isotérmica se aproxima da temperatura de condensação. Desta forma, é indispensável que se considerem as propriedades de gás real nas análises do presente trabalho.

Na Figura 5.3 e na Figura 5.4, são apresentadas respectivamente os diagramas pV e TV dos processos de compressão isentrópico e isotérmico. Pode-se notar que o trabalho de compressão diminui consideravelmente para o caso isotérmico. Não na mesma proporção, a capacidade de refrigeração também é reduzida devido à maior massa residual no cilindro ao final do processo de compressão. Isto pode ser evidenciado no diagrama, pelo posicionamento da linha de expansão isotérmica acima da linha de expansão isentrópica. Uma característica típica do modelo de sistemas de sucção e descarga ideais adotado nesta análise é a linha isobárica resultante nos processos de sucção e descarga.

A temperatura para o caso isentrópico atinge níveis da ordem de 140°C, sendo que no caso isotérmico a temperatura do gás se mantém na temperatura de sucção ao longo da compressão e expansão.

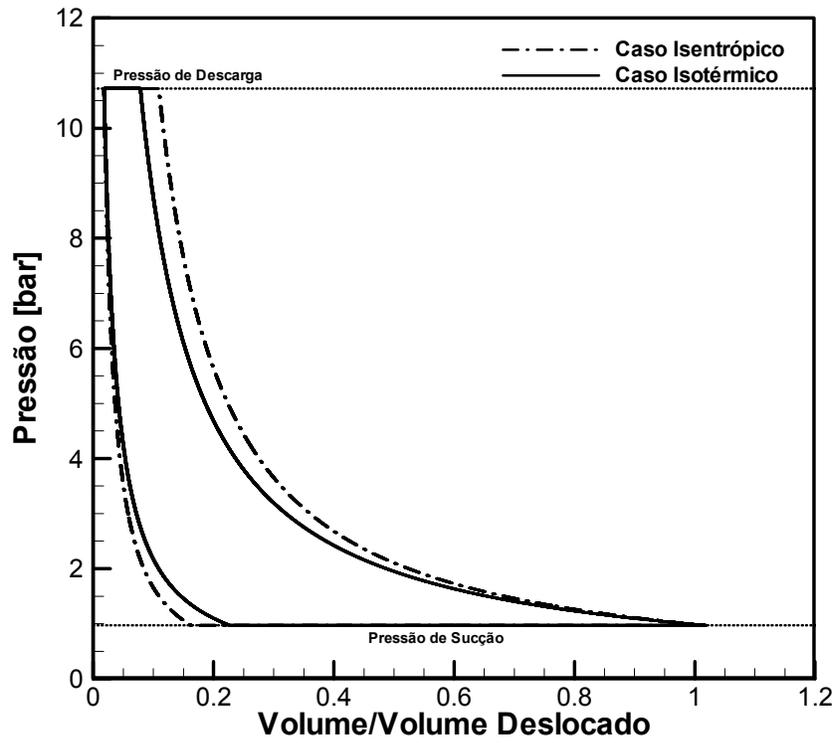


Figura 5.3 Diagrama pV .

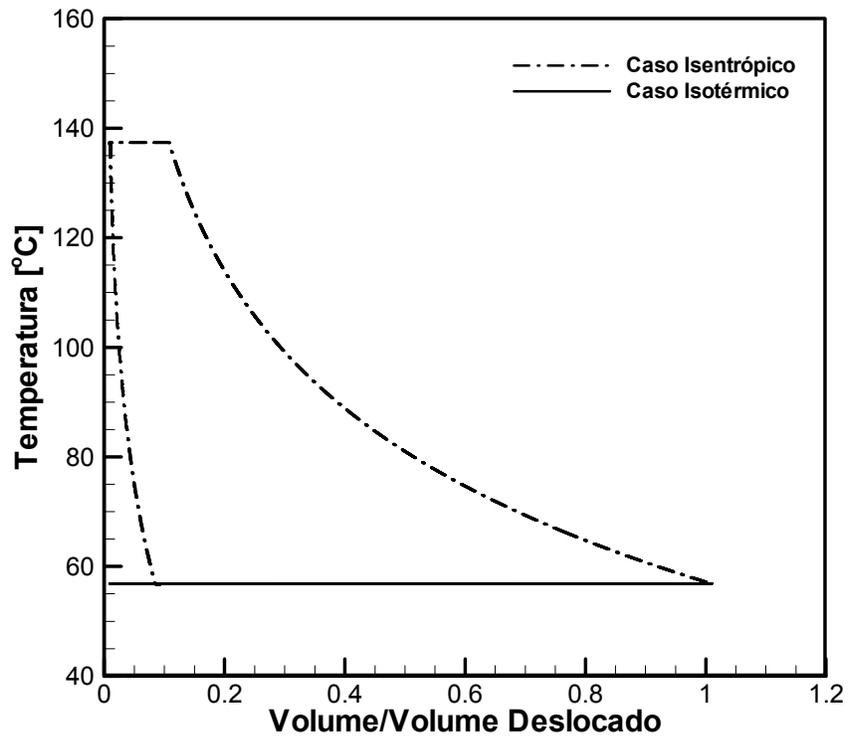


Figura 5.4 Diagrama TV .

Para que se alcance um processo isotérmico é necessário retirar calor do refrigerante durante a compressão e repor calor ao fluido residual durante a sua expansão, sendo que o balanço líquido de calor transferido ao longo de uma revolução do eixo para o refrigerante é sempre negativo, ou seja, uma maior quantidade de calor é removida. Uma questão interessante é saber a quantidade de calor a ser retirada do refrigerante em cada posição do eixo de manivela, de forma a se passar de um processo adiabático isentrópico para um isotérmico. Naturalmente, a resposta depende da quantidade de massa bombeada, da condição de operação e do fluido refrigerante, dentre outros aspectos. Para o caso em questão, onde são conhecidas a geometria do compressor e a condição de operação, a transferência de energia necessária por unidade de massa de refrigerante bombeada para a realização de um processo isotérmico é apresentada na Figura 5.5. Também é apresentada na mesma figura, a energia transferida pelas paredes do cilindro por unidade de massa bombeada de um compressor típico de média capacidade da Embraco, calculada utilizando os dados das simulações realizadas com o programa computacional RECIP.

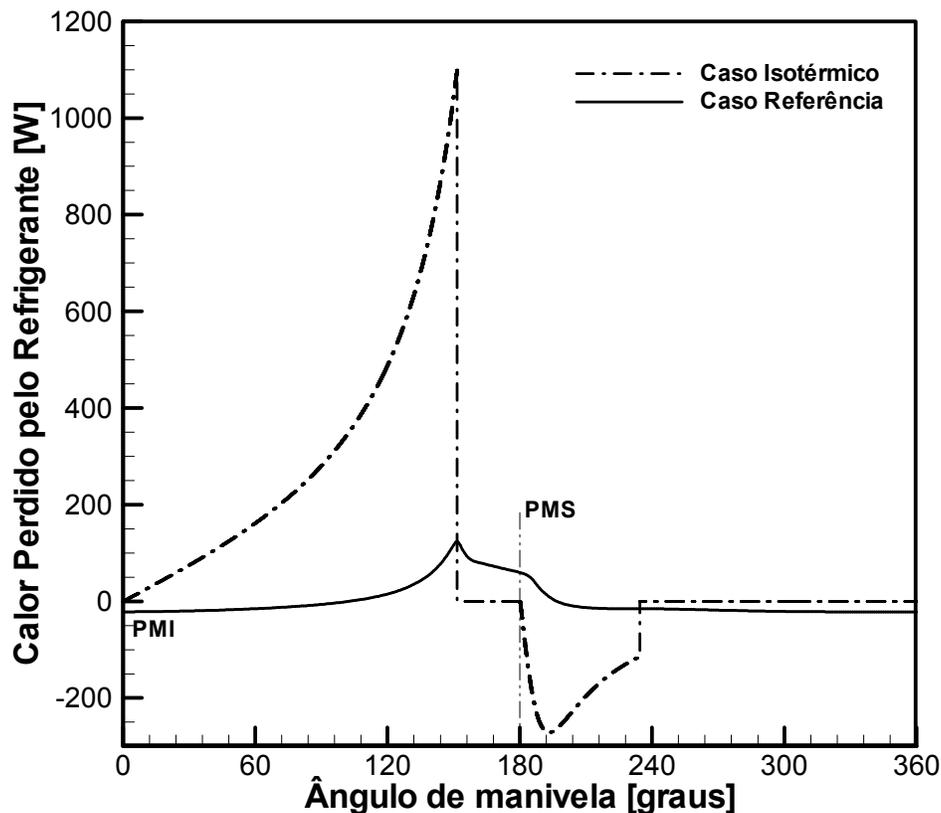


Figura 5.5 Energia transferida para a parede em um processo isotérmico e um processo real.

Nota-se na Figura 5.5 que a energia retirada do refrigerante necessária para realizar o processo de compressão isotérmico atinge valores próximos a 900 kJ/kg de refrigerante no cilindro. Multiplicando este valor pela vazão mássica bombeada pelo compressor de média capacidade em análise, resulta em uma taxa de transferência de calor a ser removida do fluido próxima a 1100 W, no momento em que a pressão no cilindro se aproxima da pressão de descarga, evidenciado pelo pico da curva do processo isotérmico. Um valor aproximado da taxa de calor necessária para efetuar uma compressão isotérmica é então obtido multiplicando os valores da curva do gráfico pela vazão mássica de R-134a bombeado pelo compressor.

Como se pode observar, o calor trocado durante os processos de sucção e de descarga é nulo, visto que estes processos são ideais e por, conseqüência, a pressão e a temperatura se mantêm constantes. Vale lembrar que esta análise não leva em conta as perdas através de atrito viscoso e gradientes de pressão no cilindro (processo irreversível) devido à formulação integral adotada para a primeira lei da termodinâmica no cilindro.

Dois pontos são importantes para que se faça possível um ciclo de compressão isotérmico. O primeiro deles é a retirada de calor progressiva do refrigerante desde o início da compressão, durante o movimento ascendente do pistão. O segundo é transferir calor para o refrigerante durante a expansão do mesmo, conforme mostra a figura, para garantir que se estabeleça um regime permanente periódico. É importante também notar que a quantidade de calor a ser devolvida ao refrigerante durante sua expansão será proporcional à massa residual no volume morto e não à massa bombeada pelo compressor.

Comparando a curva de energia transferida para o caso isotérmico com a curva para um compressor real (caso referência), observa-se uma grande diferença. Devido à temperatura elevada do cilindro, da placa de válvulas e do pistão, o fluxo de calor para o refrigerante confinado no cilindro ora é positivo, ora é negativo durante o ciclo de compressão de um compressor real. Deste modo, durante a parte inicial da compressão, quando a temperatura do fluido é inferior à da parede do cilindro, o calor é transferido para o fluido, indo contra o que se necessita para uma compressão isotérmica. Sendo assim, no início do processo o gás se aquece devido à compressão e à transferência de calor. Já no final do processo, quando a temperatura do refrigerante é superior a da parede do cilindro, uma quantidade de calor é retirada do refrigerante favorecendo o processo. Durante quase toda a expansão do gás residual e durante a sucção do refrigerante, calor proveniente do cilindro superaquece o fluido refrigerante, aumentando o valor da temperatura inicial do processo de compressão, o qual por sua vez aumenta o trabalho específico de compressão.

A taxa de transferência de calor líquido entre as paredes do cilindro e o refrigerante em um compressor real é praticamente nula. Já a taxa de calor média que deve ser retirada para realizar um processo isotérmico é da ordem de 100 W. Além desta taxa de transferência de calor ser muito superior àquela que ocorre em um compressor real, é necessário ainda que o processo de troca de calor aconteça de forma transiente, conforme apresentado na Figura 5.5.

O volume morto composto pelos espaços que retêm o refrigerante no cilindro no ponto morto superior, é uma variável importante que influencia o comportamento do compressor de uma forma muito interessante. Na Figura 5.6, a razão entre a capacidade de refrigeração real e a capacidade de refrigeração para o caso com volume morto nulo é apresentada em função do valor do volume morto.

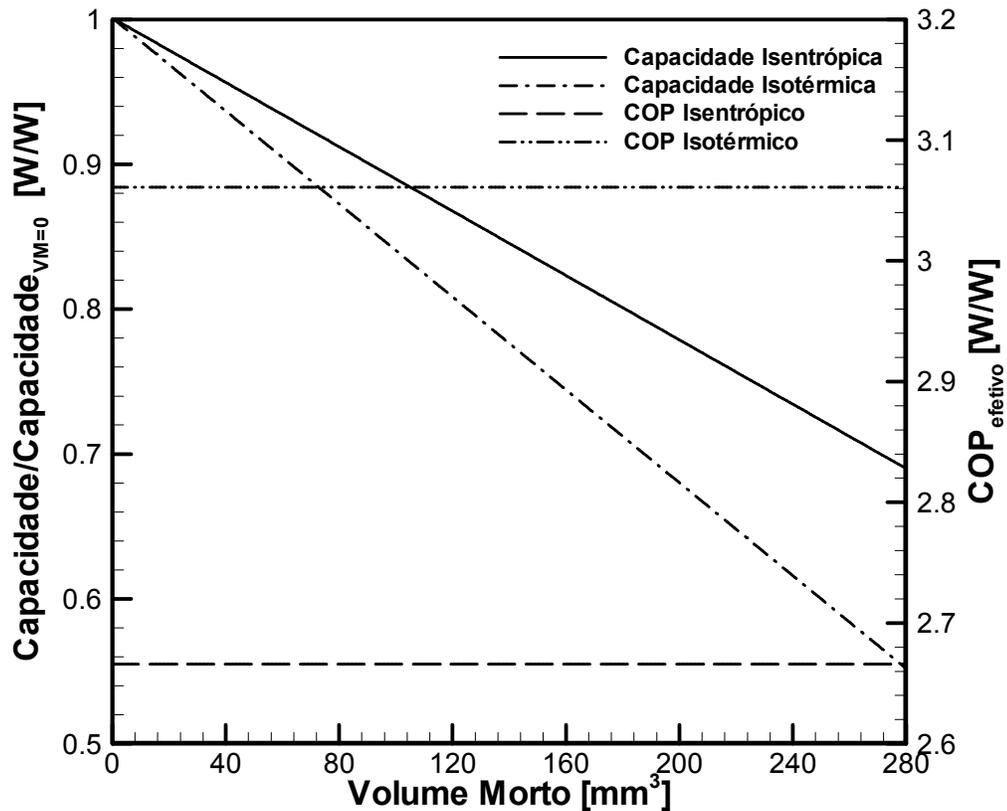


Figura 5.6 Efeito do volume morto sobre a razão entre as capacidades de refrigeração.

Conforme apresentado, a capacidade de refrigeração decresce linearmente com o aumento do volume morto. A causa deste comportamento é a massa residual armazenada no volume morto, que provoca um atraso na abertura da válvula de sucção, diminuindo a massa

total aspirada. Sendo assim, quanto menor a temperatura no final da compressão, maior a densidade do refrigerante e, por conseqüência, menor a massa bombeada. Isto explica o porquê da queda mais acentuada de capacidade com o volume morto para o caso isotérmico, verificada na Figura 5.6.

Ainda na Figura 5.6, pode-se observar que o coeficiente de performance efetivo, $COP_{efetivo}$, não se altera com a variação do volume residual para ambos os ciclos de compressão. Devido à formulação integral aplicada ao volume de controle, a dissipação viscosa e os gradientes de pressão no interior do cilindro não são calculados. Sendo assim, ambos os processos são calculados como sendo reversíveis, porém um adiabático (isentrópico) e outro envolvendo troca de calor (isotérmico). Com esta formulação, todo o trabalho exercido sobre a massa de refrigerante residual durante sua compressão é devolvido integralmente ao pistão quando a mesma é expandida. A questão que se coloca, então, é se esta hipótese de processos reversíveis é realmente válida.

Um estudo do efeito do volume morto no desempenho de compressores alternativos é também apresentado por Pereira (2006). Em seu trabalho, uma formulação diferencial é empregada para resolver numericamente o ciclo de operação de um compressor, através da metodologia de volumes finitos, sendo avaliados os gradientes de pressão e a dissipação viscosa no interior do cilindro. Os resultados obtidos por Pereira (2006), para um ciclo de compressão considerando processos de sucção e descarga ideais, ratificam a conclusão da análise realizada acima de que o coeficiente de performance termodinâmico (COP_{pv}) não é alterado com a variação do volume morto. Conclui-se, assim, que a dissipação viscosa é pequena e que a pressão sobre o pistão, responsável pelo fluxo de trabalho, é próxima da pressão média no interior do cilindro. De fato, a velocidade do som do fluido refrigerante no interior cilindro é muito maior do que a velocidade do pistão, resultando efetivamente em uma expansão resistida. A hipótese de compressão e expansão reversíveis, aplicada na formulação integral, é então aceitável.

Contudo, em um compressor real a dinâmica das válvulas pode ser afetada pelo volume morto. Isto acontece devido a alterações no ponto de abertura da válvula de sucção e na perda de carga, devido à variação da dimensão da folga deixada entre o pistão e a placa de válvulas, durante a descarga do gás. Eventuais alterações na dinâmica das válvulas geralmente acarretam em variações nas potências requeridas nos processos de sucção e de descarga. Sendo assim, mantendo as características do sistema de sucção e de descarga, o volume morto pode mudar o trabalho específico necessário para a realização da sucção e da descarga do

refrigerante, alterando assim o COP_{pV} . Além disso, conforme discutido por Pereira (2006), o problema é um tanto complexo e o COP_{pV} pode tanto aumentar como diminuir devido a alteração do volume morto, de acordo com as características das válvulas.

Considerando o compressor como um todo, o efeito do volume morto se faz sentir de forma global, pois a potência total consumida é a soma da potência entregue ao refrigerante (termodinâmica) com a potência dissipada nos mancais e no motor elétrico. A potência dissipada nos mancais não é proporcional ao fluxo de massa bombeado. Sendo assim, uma redução da capacidade de refrigeração, por consequência de menor vazão mássica, não será acompanhada por uma redução proporcional da potência dissipada nos mancais. Conseqüentemente, a potência consumida pelo compressor não diminui na mesma proporção da capacidade de refrigeração. Desta forma, o coeficiente de performance do compressor, COP , definido na equação (1. 1), tende a decrescer com o aumento do volume morto, principalmente em compressores com baixa capacidade, nos quais a dissipação nos mancais representa uma fração mais significativa da potência total consumida.

Na Figura 5.1 e nas figuras subseqüentes, observa-se que o trabalho de compressão diminui com a remoção de calor ao longo da compressão do refrigerante. Nota-se também que o $COP_{efetivo}$ decresce com a temperatura inicial de compressão. Neste ponto, é interessante analisar o que acontece com a potência de compressão com o aumento da temperatura inicial do refrigerante. A Figura 5.7 auxilia na elucidação desta questão.

Na figura observa-se o quanto o $COP_{efetivo}$ se afasta do COP_{ciclo} , índice de desempenho do ciclo padrão de refrigeração doméstica, com o aumento do superaquecimento do refrigerante no início da compressão. Nota-se uma degradação de quase 10% com o aumento de 30°C na temperatura do refrigerante no início de um processo de compressão isentrópica. Esta degradação representa a perda por superaquecimento comentada no capítulo introdutório. Porém, o que surpreende é a constância da potência efetiva observada neste caso, representada também na Figura 5.7. Recorrendo à equação (1. 16), percebe-se que a potência efetiva de compressão isentrópica é o produto entre a vazão mássica e a diferença de entalpia entre os estados inicial e final de compressão. Das tabelas de propriedades termodinâmicas sabe-se que esta diferença de entalpia cresce com o aumento do superaquecimento do refrigerante. Deste modo, para que a potência efetiva permaneça constante, é necessário que a vazão mássica se reduza na mesma proporção, compensando o aumento da diferença entre as entalpias final e inicial.

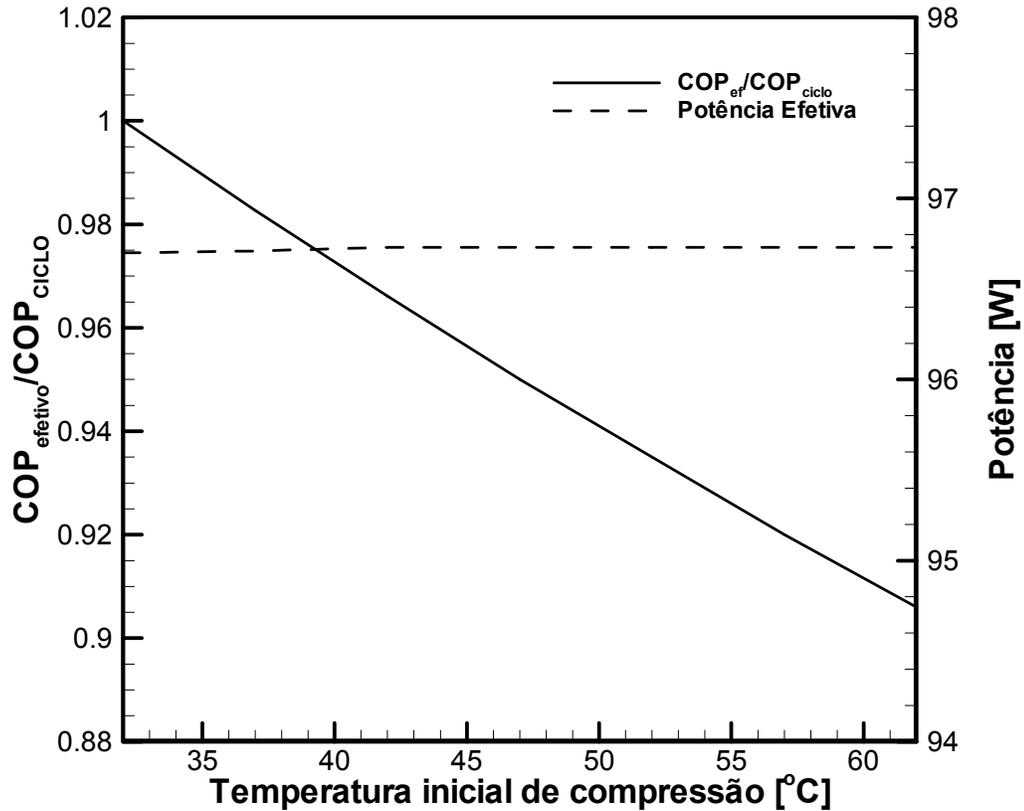


Figura 5.7 – Influência da temperatura na compressão isentrópica.

Tal característica foi também evidenciada por Ussyk (1984). Desta forma, pode-se afirmar que todo o ganho observado no COP devido ao abaixamento da temperatura inicial de compressão é causado pelo aumento da capacidade de refrigeração do sistema.

Como conclusão desta análise preliminar da potencialidade do ciclo de compressão isotérmico, destaca-se o significativo ganho de desempenho atingido por este ciclo, comparado com o ciclo de compressão isentrópica, e a sua melhor caracterização com o uso de propriedades de gás real. Também é verdade que conseguir uma compressão totalmente isotérmica é muito difícil, pois exigiria uma extração de calor do refrigerante extremamente elevada. Porém, a grande margem para ganho em eficiência do compressor motiva os esforços neste sentido. Vale ressaltar que a queda de capacidade devido ao abaixamento da temperatura final de compressão é minimizada pela tecnologia de atomização de óleo proposta neste trabalho, pois a presença de gotículas do óleo no ponto morto superior atua no sentido de reduzir o volume morto real.

5.3. Avaliação do Protótipo

Nesta seção serão apresentados e discutidos os resultados dos experimentos com o compressor dotado de atomização de óleo na câmara de compressão. Para enriquecer a análise, os resultados teóricos serão apresentados em conjunto com os dados experimentais sempre que possível.

Primeiramente, serão descritos os resultados obtidos com a atomização do óleo RL10H, geralmente usado com refrigerante 134a em sistemas de refrigeração doméstica devido as suas características favoráveis de miscibilidade e solubilidade. Em uma segunda etapa, serão apresentados resultados de testes realizados com o óleo mineral Suniso 1GS, o qual possui uma faixa de miscibilidade reduzida com o R-134a e, mesmo nessas faixas, valores menores de solubilidade. Desta forma, o efeito da quantidade de refrigerante dissolvido no óleo para uma determinada condição de operação sobre o desempenho do sistema poderá ser avaliado.

5.3.1. Atomização de Óleo RL10H

O óleo RL10 é um lubrificante tipo poliol-éster (POE) comumente empregado em sistemas de refrigeração que utilizam o refrigerante R-134a como fluido de trabalho. Os lubrificantes POE, como já comentado anteriormente, formam juntamente com o refrigerante R-134a um par miscível em toda a sua faixa de utilização, o que é essencial para o bom funcionamento do sistema de refrigeração.

Após a estabilização do compressor e das condições de operação do calorímetro de acordo com os procedimentos experimentais, os resultados de temperatura em diversos pontos do compressor foram adquiridos, conforme mostra a Tabela 8. Os dados apresentados para o caso referência e para o caso com atomização de óleo RL10H, a 45°C, representam a média de oito testes para cada caso.

Pode-se notar que a atomização do óleo RL10H na câmara de compressão reduziu significativamente a temperatura do compressor, principalmente a temperatura da parede do cilindro e da câmara de descarga. Para estes componentes, a redução de temperatura foi de 25,3°C e de 27,4°C, respectivamente. De acordo com o que foi dito no capítulo 1, uma das principais fontes de calor do compressor é o gás que é comprimido no cilindro e que percorre a linha de descarga do compressor. Conforme esperado, ao se resfriar o refrigerante durante a compressão com a atomização de óleo, resfria-se também os componentes da linha de

descarga, e conseqüentemente, as demais partes do compressor como, por exemplo, a linha de sucção.

Tabela 8 – Temperaturas experimentais / referência e atomização de RL10H

Pontos de Medição	Temperaturas [°C]	
	Referência	Atomização RL10H
Ambiente	24,7	24,6
Passador de sucção	34,7	33,5
Entrada do Filtro de Sucção	45,6	42,1
Saída do Filtro de Sucção	56,0	53,1
Parede do Cilindro	89,7	64,4
Câmara de Descarga	116,3	88,9
Volume do Bloco	95,3	78,2
Passador de Descarga	76,7	66,7
Ambiente Interno	72,6	61,6
Mancal	79,1	63,2
Corpo	51,8	47,7
Óleo - Cárter	60,1	56,3
Óleo – Passador	44,1	33,1
Óleo - Atomizador	81,9	45,6

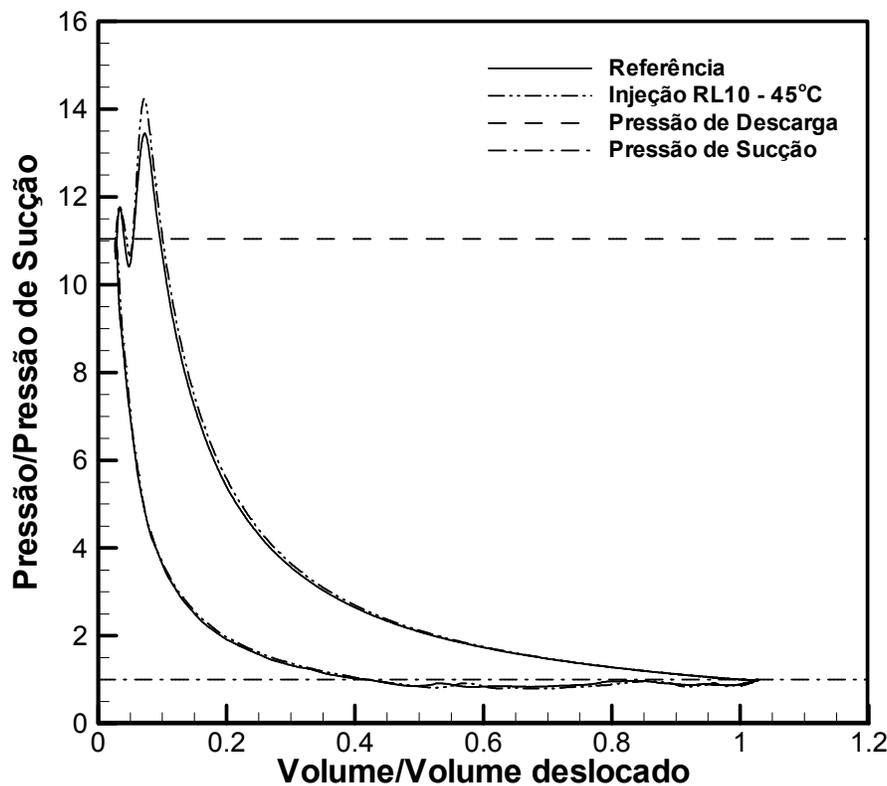
É evidente que a redução de temperatura nas demais partes do compressor não é tão intensa quanto à redução na linha de descarga, porém cerca de 3°C na saída do filtro de sucção já é o suficiente para reduzir as perdas por superaquecimento do refrigerante. É interessante observar que a temperatura do óleo no cárter do compressor caiu na mesma ordem de grandeza da temperatura do corpo do compressor. Tal fato pode ser atribuído à aspersão de óleo contra as paredes internas da carcaça do compressor, pela ação da bomba de óleo. Apesar da queda de temperatura do óleo no cárter não ser tão elevada, a redução da temperatura no mancal primário e nas paredes do cilindro (mancal do pistão), deve causar aumento das perdas mecânicas do compressor devido ao aumento da viscosidade do óleo.

Na Tabela 9, os resultados de desempenho do compressor sob os efeitos da atomização de óleo RL10H são apresentados e comparados com os resultados do caso referência.

Tabela 9 – Parâmetros de eficiência experimental / Atomização RL10H

Óleo RL10H	Parâmetros de Eficiência [W]						
	\dot{Q}_e	\dot{W}_c	\dot{W}_{ind}	\dot{W}_{ef}	COP	COP_{pV}	COP_{ef}
Referência	177,66	107,80	76,50	71,22	1,648	2,322	2,494
Atomização	171,19	119,73	80,02	72,74	1,430	2,139	2,353
Ganho [%]	-3,6	11,1	4,6	2,1	-13,2	-7,9	-5,7

Como pode ser visto, os resultados de desempenho apresentados no caso da atomização de óleo RL10H foram negativos. Primeiramente, houve uma redução significativa na capacidade de refrigeração. Além disso, a potência efetiva necessária para comprimir o refrigerante subiu 2,1%, o que resultou em um decréscimo de 5,7% no $COP_{efetivo}$. O COP_{pV} reduziu ainda mais devido ao aumento das perdas no sistema de sucção e de descarga, o que pode ser visualizado através do diagrama pV da Figura 5.8. Desta forma, obteve-se um aumento nas perdas termodinâmicas do compressor. Adicionalmente a este aumento, as perdas mecânicas aumentaram devido à maior viscosidade do óleo nos mancais, resultando na queda de 13,2% no COP global.

Figura 5.8 – Diagrama pV – Atomização RL10.

O aumento das perdas mecânicas do compressor era esperado devido à redução da temperatura dos mancais, mas pode ser contornado na prática utilizando um óleo com viscosidade menor. Da mesma forma, o aumento da potência de descarga e de sucção pode ser atenuado através de uma otimização de vários parâmetros construtivos das válvulas, tais como rigidez, frequência natural e diâmetro dos orifícios de passagem. Porém, o $COP_{efetivo}$, cujo significado traduz a eficiência do processo de compressão, também experimentou uma redução considerável. Tal fato não era, a priori, esperado uma vez que imaginava-se que a remoção de calor sensível do gás pelas gotículas durante a compressão iria reduzir a quantidade de energia requerida para elevar a pressão do gás, seguindo a tendência de um processo isotérmico. Com o intuito de elucidar os mecanismos físicos que contribuíram para a redução do $COP_{efetivo}$ é apresentada a seguir uma análise qualitativa dos parâmetros que influenciam no $COP_{efetivo}$ na compressão com injeção de gotículas de óleo.

Por definição, o $COP_{efetivo}$ é proporcional à capacidade de refrigeração e ao inverso da potência efetiva. Nos resultados apresentados na Tabela 9, tanto a diminuição da capacidade de refrigeração quanto o aumento da potência efetiva levaram à redução do $COP_{efetivo}$.

Através dos resultados teóricos apresentados na seção anterior, observa-se, que desprezando os efeitos de pulsação de pressão do gás nos sistemas de sucção e descarga e de dinâmica das válvulas, a capacidade de refrigeração diminui com o aumento da temperatura inicial de compressão (Figura 5.7). Deste modo, com a diminuição da temperatura de saída do filtro de sucção e da temperatura do cilindro, esperava-se um aumento da capacidade de refrigeração no experimento em questão. Porém, a Figura 5.6 indica que para um compressor com volume morto diferente de zero, a capacidade de refrigeração para um ciclo com compressão isotérmica é menor do que aquela para um ciclo com compressão isentrópica. Vale ressaltar que esta análise teórica não leva em consideração a presença de óleo na câmara de compressão, o que reduz o volume morto real ocupado pelo gás. Adicionalmente, a análise da Figura 5.6 é para casos extremos, ou seja, com elevada transferência de calor. Contudo, ela serve para evidenciar o fato da compressão com maior transferência de calor ter um efeito de diminuição da capacidade de refrigeração. Sendo assim, devido a parâmetros que influenciam tendências opostas, a priori, não é possível concluir sobre a tendência da capacidade de refrigeração no caso com atomização de óleo na câmara de compressão.

Já para a potência efetiva, pode-se chegar a uma interessante conclusão. Ainda na seção anterior, viu-se que, desconsiderando os efeitos da pulsação de pressão do fluido e da dinâmica das válvulas que influenciam na eficiência volumétrica, a potência de compressão

permanece constante, independente do grau de superaquecimento do refrigerante no início da compressão (Figura 5.7). Porém, ao se retirar calor do refrigerante ao longo da compressão, e extrapolando esta condição até atingir um processo isotérmico, diminui-se consideravelmente a potência de compressão. Assim sendo, pelo fato da redução da temperatura da parede do cilindro e do refrigerante na câmara de descarga, devido a maior remoção de calor do refrigerante no caso da atomização de óleo no interior do cilindro, era esperada uma redução da potência de compressão. Da análise teórica, tal redução na potência de compressão teria que compensar a diminuição da capacidade de refrigeração, resultando em um aumento do $COP_{efetivo}$. Tal comportamento também não foi observado nos experimentos, o que resultou na formulação de algumas hipóteses para tentar explicar o aumento da potência de compressão e, conseqüentemente, a redução do $COP_{efetivo}$, nos experimentos com injeção de óleo RL10H:

1. Pouca efetividade na transferência de calor entre as gotículas de óleo e o fluido refrigerante e, com isso um aumento da potência efetiva devido ao trabalho de bombeamento da massa de óleo injetada;
2. Desprendimento de fluido refrigerante dissolvido no óleo atomizado durante o processo de compressão.

A primeira hipótese sugere que a redução no trabalho de compressão devido à troca de calor entre o refrigerante e o óleo não compensa o trabalho para bombear o próprio óleo atomizado. Desta forma, haveria um aumento da potência de compressão e, conseqüentemente, uma diminuição do $COP_{efetivo}$. Em princípio, a diminuição da temperatura das paredes do cilindro e da câmara de descarga, com relação ao caso de referência, indica uma elevada transferência de calor entre refrigerante e óleo, o que faz esta hipótese pouco verdadeira.

A segunda hipótese, entretanto, parece ser mais razoável, pois o óleo RL10H forma juntamente com o R-134a um par totalmente miscível. Normalmente, quanto maior a miscibilidade dos componentes, maior a solubilidade entre eles. Conforme apresentado no capítulo 2, a solubilidade depende do estado termodinâmico da mistura e, desta forma, o óleo atomizado na câmara de compressão apresentará uma variação na solubilidade ao longo do caminho percorrido no sistema. Ou seja, o óleo contido no separador instalado na linha de descarga tem, em equilíbrio termodinâmico, uma solubilidade maior comparado ao mesmo óleo quando localizado na câmara de compressão, onde a pressão é inferior à de descarga na

maior parte do tempo do ciclo de compressão. Sendo assim, a partir do momento em que o óleo é atomizado na câmara de compressão a uma pressão mais baixa, o refrigerante dissolvido deve se desprender para que seja atingido o equilíbrio termodinâmico. Desta forma, cria-se uma circulação de refrigerante atrelada à circulação de óleo no circuito de atomização (Figura 1.9), sem que o mesmo percorra os outros componentes do sistema de refrigeração como, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. Isto faz com que se gaste trabalho para comprimir este refrigerante sem que o mesmo resulte em capacidade de refrigeração.

Assim, a injeção de refrigerante com óleo afeta o desempenho termodinâmico de duas maneiras. Uma delas é reduzindo a capacidade de refrigeração e a outra é aumentando a potência de compressão. Durante todo o período de sucção do refrigerante, período no qual a válvula de sucção permanece aberta, o atomizador injeta óleo no cilindro de compressão, carregando com ele uma certa quantidade de refrigerante dissolvido. Possivelmente, a velocidade de desprendimento do refrigerante é elevada, em virtude da grande área superficial por unidade de volume das gotículas, suprimindo assim uma parcela da demanda de refrigerante a ser succionado. Deste modo, a massa que entra através do sistema de sucção é reduzida, resultando em uma perda de capacidade de refrigeração.

Após o fechamento da válvula de sucção, a atomização do óleo continua até que o orifício do bico seja encoberto. Ainda pela segunda hipótese, o gás que é desprendido do óleo depois do fechamento da válvula de sucção contribui para a elevação da pressão na câmara de sucção, o que leva ao aumento do trabalho de compressão. Este aumento de pressão reduziria o efeito benéfico de troca de calor entre o refrigerante e o óleo, resultando em um aumento da potência de compressão e justificando os resultados apresentados. Caso a solubilidade fosse constante no caminho do óleo de atomização, não haveria desprendimento de fluido refrigerante. Com isso, apesar de existir circulação de refrigerante, não haveria aumento de trabalho de compressão. A questão é que, devido ao desprendimento do refrigerante, se gasta trabalho de compressão sem que o refrigerante re-circulado com o óleo gere capacidade de refrigeração.

De acordo com dados fornecidos pelo fabricante do óleo RL10H na condição de 10,722 bar e 75°C, condição aproximada da interface óleo-refrigerante no separador de óleo, sua solubilidade com R-134a é de aproximadamente 23%. Já na condição de sucção do refrigerante, a qual é exposta o óleo atomizado, a solubilidade é de quase 3%. Devido à diferença de solubilidade em equilíbrio nas condições antes e depois da atomização, cerca de

20% do total injetado em massa seria refrigerante. Estima-se numericamente que a vazão mássica atomizada pelo injetor seja de aproximadamente 1,0 kg/h. Sendo assim, a vazão de refrigerante que retornaria da linha de descarga ao cilindro seria, por hipótese, 0,2 kg/h. Esta vazão de refrigerante representaria algo em torno de 37 W de capacidade de refrigeração, o que torna plausível a justificativa dos resultados apresentados.

Vale lembrar que estes dados referem-se a condições de equilíbrio termodinâmico. Devido à interface do separador de óleo estar distante da câmara de descarga, o óleo leva um grande período de tempo em contato direto com o refrigerante para percorrer este percurso, o que faz da condição de equilíbrio termodinâmico ser razoável neste caso. Portanto, aproximadamente 23% da massa atomizada no cilindro seria de refrigerante dissolvido no óleo. Porém, devido ao acentuado transiente na câmara de compressão, é pouco provável que se estabeleça equilíbrio termodinâmico entre o óleo e o refrigerante dentro do cilindro. Conseqüentemente, também é pouco provável que a massa de refrigerante re-circulada e comprimida seja de quase 20% da massa da mistura atomizada. Entretanto, devido ao grande potencial de desprendimento do gás, a segunda hipótese para a justificativa do aumento da potência efetiva é coerente e será melhor explorada posteriormente.

Para testar a influência da solubilidade no desempenho do compressor com atomização de óleo, e assim justificar os resultados apresentados acima, propôs-se a utilização do óleo mineral Suniso 1GS como óleo lubrificante e óleo para atomização. Este óleo, como já apresentado anteriormente, tem suas propriedades de transporte semelhantes ao RL10H, porém, sua miscibilidade e solubilidade com R-134a são menores em relação ao par RL10H e R-134a. Desta forma, caso a segunda hipótese seja verdadeira, os resultados termodinâmicos destes novos experimentos deverão ser diferentes.

5.3.2. Atomização de Óleo Suniso 1GS

Os lubrificantes a base de óleo mineral eram utilizados nos sistemas com refrigerantes CFC, pois apresentam elevada miscibilidade. Porém, com o advento dos fluidos HFC, estes óleos deixaram de ser empregados, pois não apresentam miscibilidade com o refrigerante em toda a faixa de operação do sistema. Desta forma, por conseqüência da pior miscibilidade, o par 1GS/R-134a apresenta menor solubilidade. Com base na argumentação da seção anterior, espera-se que a atomização de óleo 1GS seja mais eficiente comparada à atomização de óleo RL10H, quando o R-134a é o fluido refrigerante.

Seguindo os procedimentos experimentais adotados nos testes anteriores, foram adquiridos os sinais de temperatura para a condição em regime permanente de operação do compressor apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 - Temperaturas experimentais / referência e atomização de óleo 1GS.

Pontos de Medição	Temperaturas [°C]	
	Referência	Atomização 1GS
Ambiente	24,7	24,6
Passador de sucção	34,7	33,5
Entrada do Filtro de Sucção	45,6	41,7
Saída do Filtro de Sucção	56,0	51,9
Parede do Cilindro	89,7	66,1
Câmara de Descarga	116,3	85,4
Volume do Bloco	95,3	75,2
Passador de Descarga	76,7	67,8
Ambiente Interno	72,6	59,7
Mancal	79,1	62,5
Corpo	51,8	47,4
Óleo - Cáster	60,1	55,6
Óleo – Passador	44,1	36,2
Óleo - Atomizador	81,9	44,6

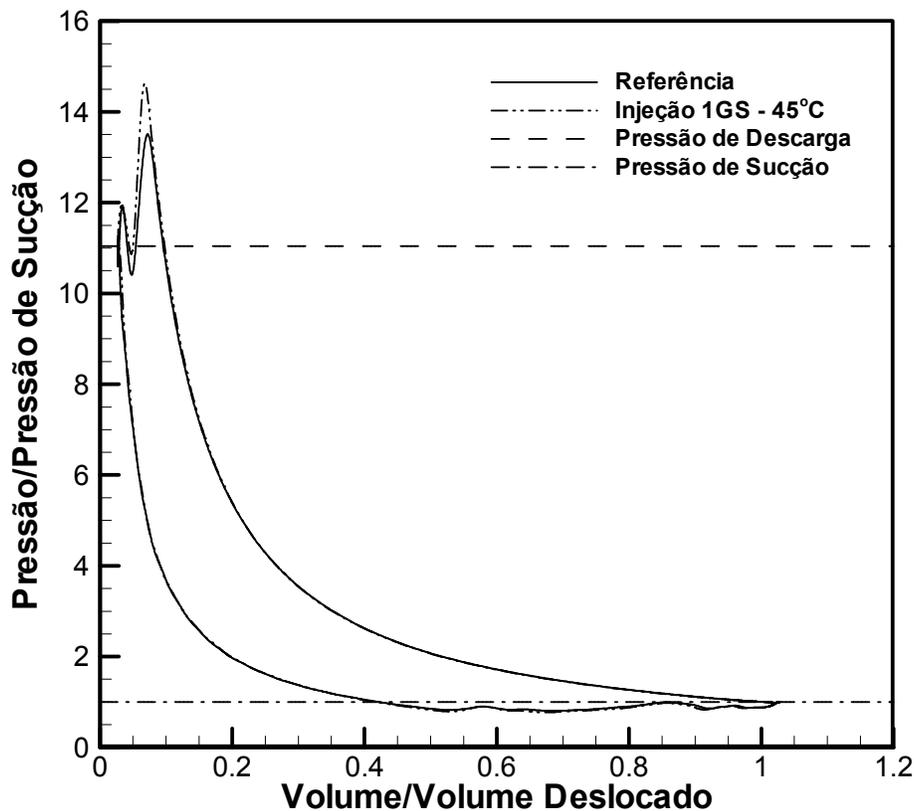
Pode-se notar que o resfriamento do compressor para a atomização de ambos os óleos foi semelhante, sendo o cilindro e a câmara de descarga os pontos mais afetados. Analisando o perfil térmico, esperaríamos um desempenho termodinâmico semelhante ao experimento com óleo RL10H, caso não houvesse influência da solubilidade do óleo. Porém, os parâmetros de eficiência apresentados na Tabela 11 mostram diferenças quando comparados com os dados da Tabela 9, confirmando a hipótese da solubilidade do óleo ser responsável pelos resultados negativos apresentados anteriormente.

Analisando a capacidade de refrigeração, observa-se um ganho de 1,2% em oposição à queda de quase 4% no caso da atomização de óleo RL10H. A potência efetiva apresentou ainda um acréscimo, porém pequeno, de 0,4%. Como resultado, o $COP_{efetivo}$ teve um ganho de 0,8% sobre a referência, o que elevou também o COP do sistema se comparado ao caso com óleo RL10H.

Tabela 11 - Parâmetros de eficiência experimental / Atomização de óleo 1GS.

Óleo 1GS	Parâmetros de Eficiência [W]								
	\dot{Q}_e	\dot{W}_c	\dot{W}_{ind}	\dot{W}_{Suc}	\dot{W}_{Des}	\dot{W}_{ef}	COP	COP_{pV}	COP_{ef}
Referência	180,8	108,1	76,65	3,00	2,82	70,83	1,672	2,360	2,554
Atomização	183,0	118,4	79,07	3,53	4,43	71,11	1,545	2,315	2,574
Ganho [%]	1,2	9,5	3,2	17,6	57,1	0,4	-7,6	-1,9	0,8

Analisando o diagrama pV , Figura 5.9, observa-se uma curva de expansão e compressão muito semelhantes entre a referência e o caso com atomização. Porém, através do detalhe do processo de descarga apresentado na Figura 5.10, ainda observa-se que a curva de compressão, para o caso com atomização, segue um caminho externo ao caso de referência justificando o aumento na potência efetiva de compressão. Ou seja, para um mesmo volume do cilindro, a pressão é maior para o caso com atomização.

Figura 5.9 – Diagrama pV – Atomização de óleo 1GS.

Supondo que o refrigerante encontra-se mais frio durante a compressão no caso com a atomização de óleo, conclui-se que a massa de refrigerante no cilindro pode ser maior neste

caso. Além disso, o volume real ocupado pelo gás é menor se comparado ao volume do caso de referência. De fato, o volume ocupado pelo gás no caso com atomização não é igual ao volume real (geométrico) da câmara de compressão, pois o óleo atomizado no seu interior ocupa um determinado volume. A real contribuição de cada um desses aspectos isoladamente é de difícil quantificação. Entretanto, sabe-se que, mesmo que pequena, a quantidade de refrigerante dissolvido no óleo 1GS não é nula. Assim, é impossível garantir que os efeitos de desprendimento de refrigerante do óleo atomizado dentro da câmara de compressão tenham sido totalmente eliminados.

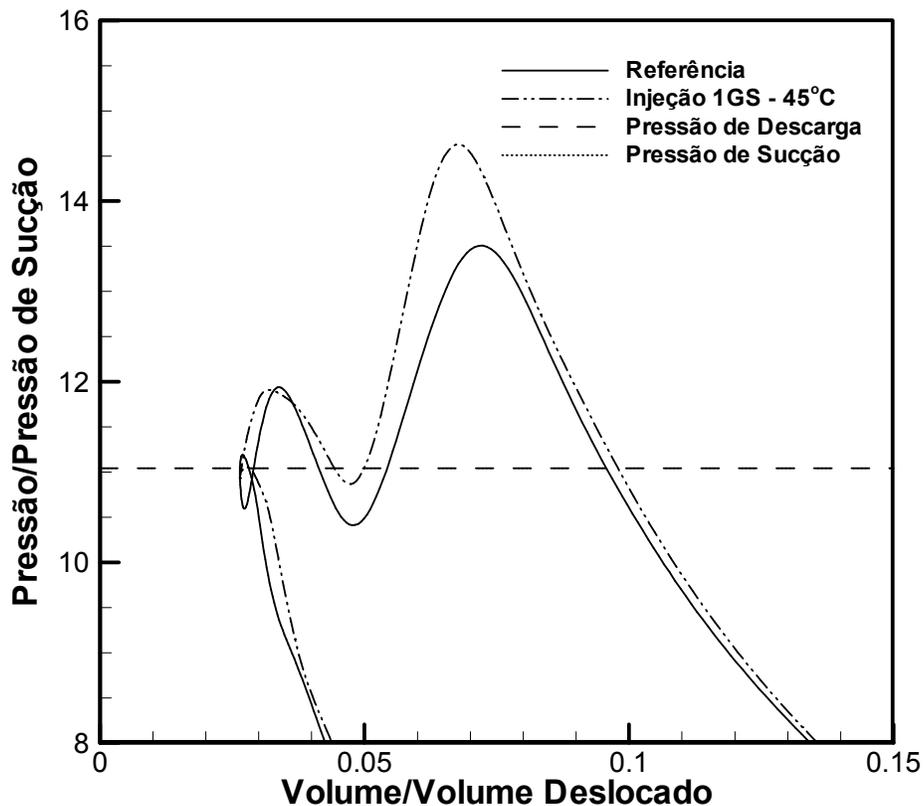


Figura 5.10 – Diagrama pV atomização de óleo 1GS – Detalhe da descarga.

Outro aspecto interessante é o aumento de 57% da potência requerida para a descarga do refrigerante no caso da atomização, quando comparado com ao caso referência. Vários fatores podem contribuir para este aumento na potência de descarga, tais como: aumento da restrição na folga pistão-cabeçote, aumento da massa descarregada e aumento da força de colamento entre a válvula e o assento da válvula. De fato, se houver ainda desprendimento de refrigerante do óleo, a massa bombeada será maior no caso com atomização, o que refletirá em uma possível maior potência requerida, visto que esta é proporcional ao quadrado da

vazão mássica, considerando a mesma dinâmica de válvulas nos dois casos testados. Além disto, pelo fato do óleo se aderir às superfícies do cilindro, pode haver um aumento da restrição na folga pistão-cabeçote pela diminuição da área de passagem, o que pode contribuir para o aumento da potência de descarga. A força de colamento é decorrente de tensões interfaciais na película de óleo contida entre a válvula e seu assento. Uma maior quantidade de óleo pode aumentar esta força de colamento, cuja ação prejudicaria a abertura da válvula, pois uma maior diferença de pressão entre o cilindro e a câmara de descarga seria necessária para contrabalancear as forças contrárias à abertura da mesma. Esta deficiência na abertura da válvula, tratada aqui como um atraso, resultaria então em uma maior pressão na câmara de compressão, aumentando a potência de descarga. Analisando o movimento da válvula de descarga na Figura 5.11, pode-se chegar a algumas conclusões a este respeito.

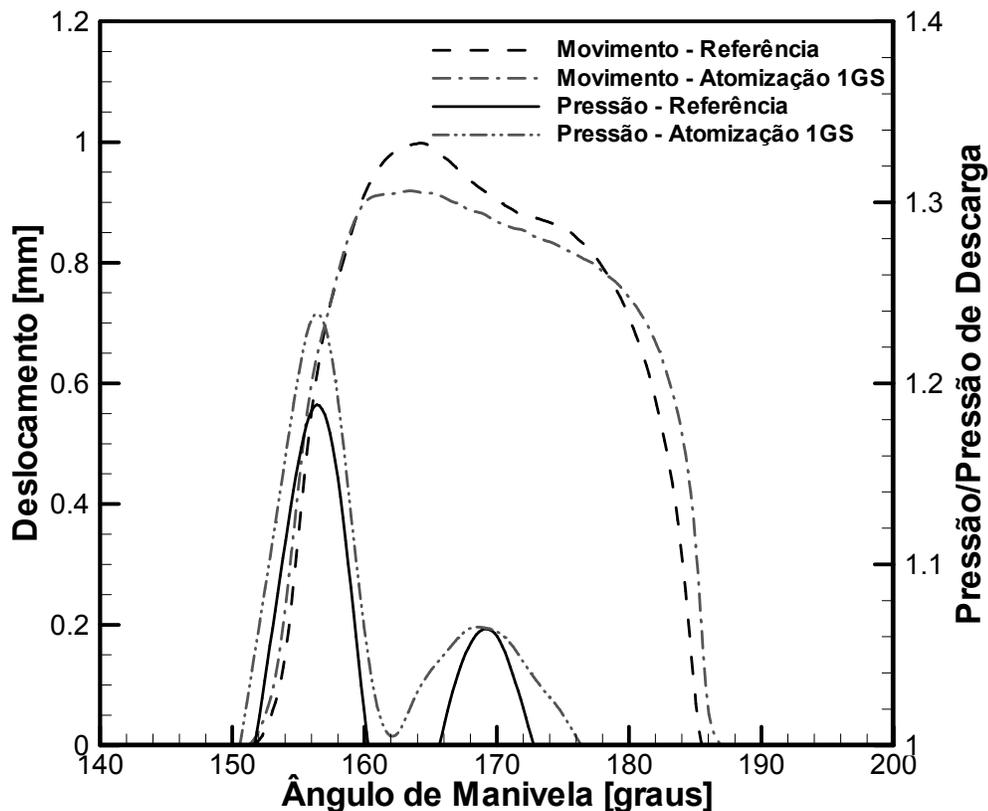


Figura 5.11 – Deslocamento da válvula de descarga e evolução da pressão.

A Figura 5.11 apresenta o deslocamento da válvula de descarga ao longo do ângulo de manivela. Também é apresentada a evolução da pressão no cilindro, sendo que o valor da pressão na interseção com a abscissa corresponde à pressão de descarga. Observa-se que o

ponto de abertura da válvula de descarga para os dois casos é praticamente o mesmo, sendo 151,3 graus do ponto morto inferior. Porém, a pressão na câmara de compressão atinge o valor da pressão de descarga em torno de 1 grau antes para o caso com atomização de óleo. Desta forma, se compararmos o ponto de abertura da válvula com a pressão do refrigerante no interior do cilindro, concluiremos que a válvula de descarga deveria ter aberto ligeiramente antes do caso com a atomização de óleo. O atraso na abertura é da ordem de 1 grau no ângulo de manivela. Contudo, o aumento da potência de descarga é provavelmente consequência da ação conjunta das três razões supracitadas.

O aumento de 17% na potência de sucção pode ser atribuído, também, a um atraso na abertura da válvula de sucção, devido à força de colamento ou a variações na pulsação de pressão ao longo do filtro de sucção. Conforme pode ser visto na Figura 5.12, os vales de pressão durante a sucção são mais profundos no caso com atomização de óleo, apresentando um indício do atraso na abertura da válvula ou mudança no padrão das pulsações de pressão no filtro de sucção. Já a hipótese de redução de área de escoamento pela presença de óleo não é plausível na sucção, visto que o movimento da válvula correspondente é consideravelmente mais amplo e o óleo não passa através do orifício de sucção.

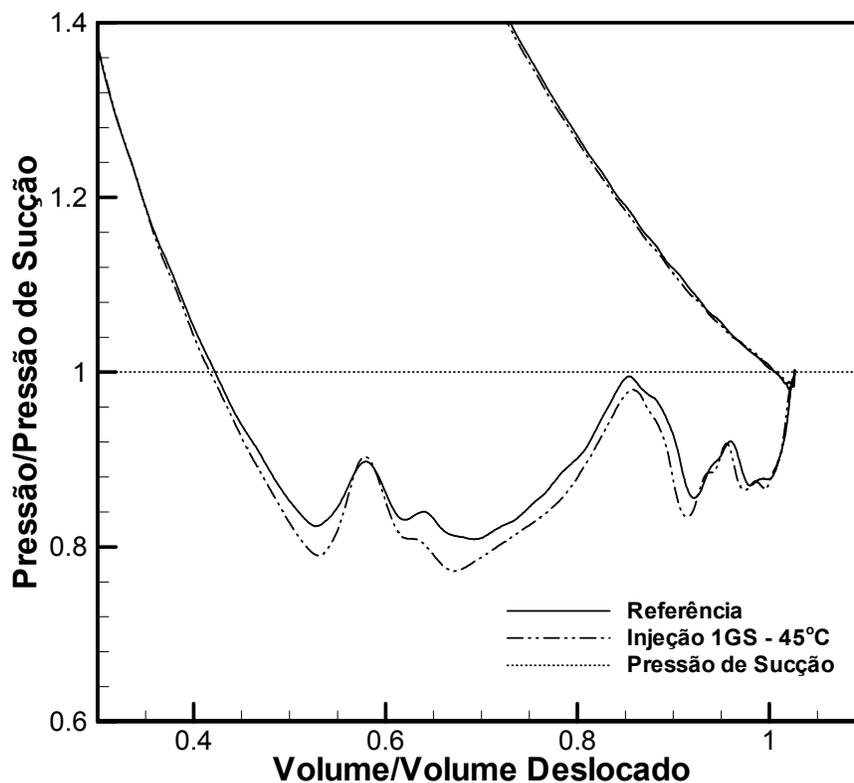


Figura 5.12 – Diagrama pV atomização de óleo 1GS – Detalhe da sucção.

Os resultados de desempenho da Tabela 11 apresentaram um aumento na capacidade de refrigeração significativo, diferentemente dos resultados com o óleo RL10H. Porém, devido ao pequeno aumento da potência efetiva, houve somente um leve aumento no $COP_{efetivo}$. De fato, devido ao aumento da potência de compressão, não houve uma melhora no processo de compressão aliado à troca de calor no refrigerante, conforme estudado anteriormente. O pequeno aumento do $COP_{efetivo}$ de 0,8% ocorreu, desta forma, pela redução da temperatura inicial de compressão, o que levou à redução das perdas por superaquecimento do gás. Tal aumento foi muito abaixo do esperado, visto que o potencial de ganho da compressão isotérmica sobre a isentrópica é cerca de 15%, sem contabilizar o ganho da redução da temperatura de início de compressão.

Para verificar a possível influência da solubilidade do refrigerante R-134a no óleo 1GS, foi avaliada a solubilidade em equilíbrio desta mistura nas condições encontradas no separador de óleo e na câmara de compressão, de forma a confrontar estes dados com os dados referentes ao par R-134a e RL10H. Os dados de solubilidade para a mistura de R-134a e óleo 1GS não são encontrados na literatura aberta, tendo sido necessária a medição de tal propriedade termodinâmica. Esta medição foi realizada em uma bancada de medição de propriedades termofísicas de misturas de óleo e refrigerante (Marcelino Neto, 2006). Como resultados deste experimento, obtiveram-se valores de solubilidade nas condições a montante e a jusante do bico atomizador de 9,1% e 2,6%, respectivamente. Este resultado difere bastante dos dados apresentados para o par R-134a e RL10H (23% e 3%), porém a diferença de 6,5% na solubilidade antes e depois do atomizador ainda gera margem para o desprendimento de refrigerante ao longo do ciclo de compressão. Esta diferença na solubilidade gera uma circulação estimada de 0,065 kg/h de refrigerante pela linha de óleo, o que representaria 12W em capacidade de refrigeração. Somando este valor à capacidade medida, chega-se a 195,18 W. Como consequência o $COP_{efetivo}$ seria igual a 2,744, o que traria um ganho de 7,5% em relação ao caso referência. Sendo assim, torna-se plausível a hipótese de que ainda há efeitos da solubilidade sobre o desempenho termodinâmico do compressor, mesmo utilizando o óleo Suniso 1 GS.

Para completar a análise dos resultados de desempenho do compressor com atomização de óleo 1GS na câmara de compressão, são apresentados a seguir os resultados teóricos dos modelos matemáticos de atomização de óleo puro implementados no programa RECIP. Nesta etapa, serão justificadas as diferenças entre os dados teóricos e experimentais apresentadas na seção de validação dos modelos.

Na Tabela 12 são apresentados os resultados teóricos dos modelos considerando atomização de óleo puro juntamente com os dados experimentais. É interessante observar que as tendências dos resultados experimentais e teóricos, conforme dito na seção de validação dos modelos, concordam em grande parte das análises dos parâmetros. Porém, para a potência de sucção e de descarga e para a potência efetiva no caso com a atomização, há uma certa divergência entre os dados experimentais e numéricos. A potência efetiva teórica abaixou 2% no caso com atomização, ao contrário do leve aumento observado nos experimentos. Considerando que os modelos assumem a atomização de óleo puro, isto faz crer mais uma vez, que a solubilidade do óleo é a principal causa do não abaixamento da potência efetiva de compressão. Desta forma, atribui-se principalmente à solubilidade do óleo as diferenças entre os dados experimentais e teóricos. A maior elevação da potência de sucção e descarga apresentada nos dados experimentais pode ser causada também pelo fato de não serem considerados nos modelos os efeitos da pulsação de pressão do refrigerante nos sistemas de sucção e descarga e da força de colamento sobre a válvula. Sendo assim, estas diferenças entre os dados de \dot{W}_{ef} , \dot{W}_{Suc} e \dot{W}_{Des} são propagadas também para os demais parâmetros, influenciando de forma negativa os resultados obtidos.

Tabela 12 – Parâmetros de eficiência teóricos e experimentais – Óleo 1GS

Potência [W]	Experimental			Calculado		
	Referência	Atomização	Ganho [%]	Referência	Atomização	Ganho [%]
\dot{Q}_e	180,8	183,0	1,2	180,8	183,6	1,5
\dot{W}_c	108,1	118,4	9,5	104,3	113,1	8,5
\dot{W}_{ind}	76,65	79,07	3,2	76,56	75,59	-1,2
\dot{W}_{Suc}	3,00	3,53	17,6	1,86	1,87	0,5
\dot{W}_{Des}	2,82	4,43	57,1	3,05	3,51	15,1
\dot{W}_{ef}	70,83	71,11	0,4	71,66	70,22	-2,0
COP	1,672	1,545	-7,6	1,733	1,622	-6,4
COP_{pV}	2,360	2,315	-1,9	2,362	2,429	2,8
$COP_{efetivo}$	2,554	2,574	0,8	2,523	2,615	3,6

Pode-se observar que o potencial de ganho apontado pelos modelos matemáticos de atomização de óleo puro, considerando suas simplificações, é de um aumento de 3,6% no $COP_{efetivo}$. Este aumento é devido ao aumento de \dot{Q}_e e à redução de \dot{W}_{ef} . Já como

conseqüência do aumento da potência de descarga, a estimativa de ganho para o COP_{pV} é inferior a do $COP_{efetivo}$, ficando com um valor de 2,8%. De forma coerente aos resultados experimentais, o COP obteve uma queda de 6,4% devido ao aumento das perdas mecânicas.

A redução da potência efetiva pode ser evidenciada através da Figura 5.13, na qual a linha de compressão para o caso com atomização de óleo 1GS puro tem uma inclinação levemente menor comparada à linha de compressão do caso referência, resultando em uma pequena redução de área interna do diagrama, a qual tem uma relação direta com o trabalho de compressão. Esta diferença entre as linhas de compressão pode ser mais bem observada através da Figura 5.14. Para um determinado instante do processo de compressão, a pressão no caso da atomização de óleo no cilindro é menor comparada à pressão para o caso referência, mesmo contendo uma maior quantidade de massa de refrigerante e óleo no cilindro.

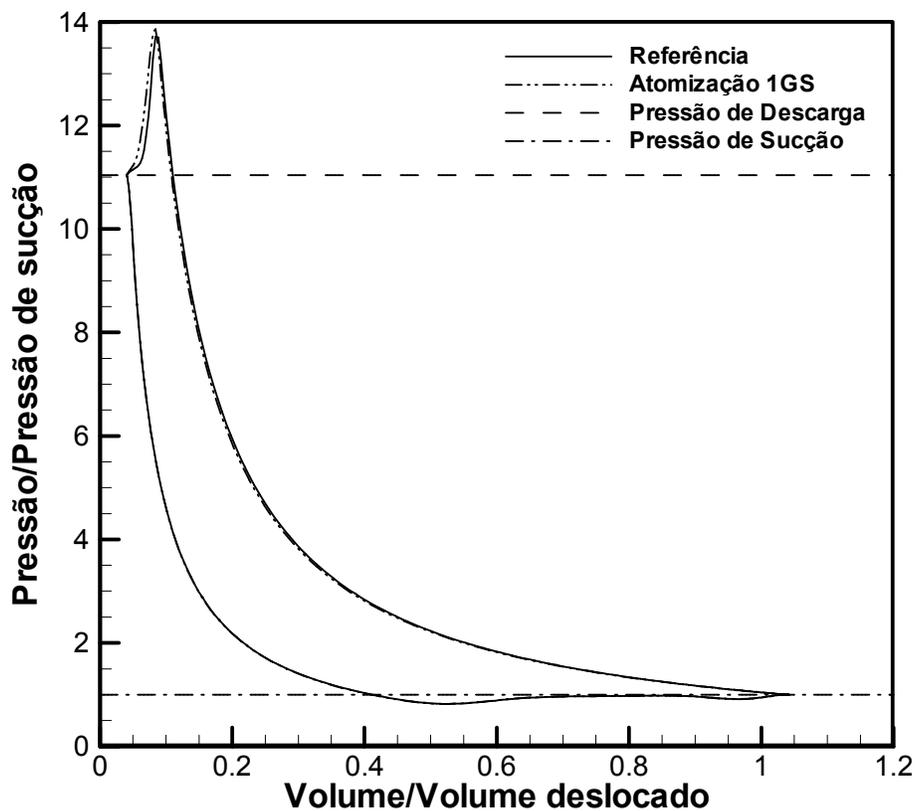


Figura 5.13 – Diagrama pV teórico. Atomização de óleo 1GS.

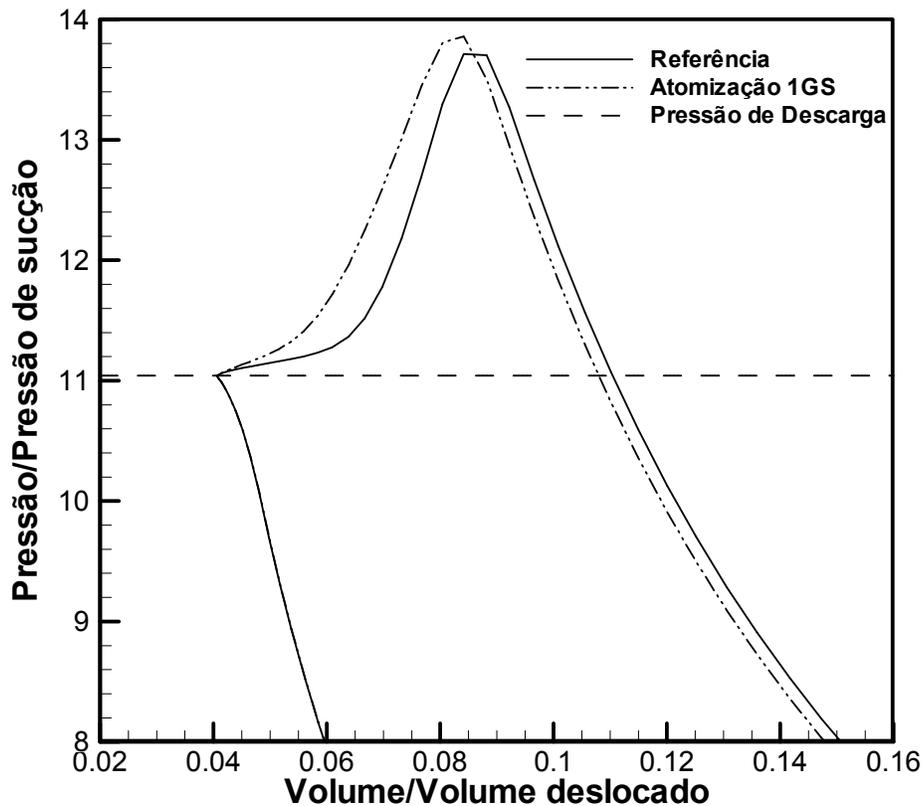


Figura 5.14 – Diagrama pV teórico atomização de óleo 1GS – Detalhe da descarga.

Já o processo de expansão do gás residual e o processo de sucção são semelhantes para ambos os casos em análise. Não é possível observar diferenças entre as linhas correspondentes a estes processos na Figura 5.15. Tal situação é resultado do modelo matemático adotado, o qual considera que as gotículas remanescentes do processo de descarga se aderem às paredes da câmara de compressão, visto a pequena folga ($\pm 70\mu\text{m}$) existente entre o pistão e o cabeçote neste instante do ciclo de compressão. Sendo assim, é considerado que as gotículas de óleo resultantes adquirem velocidade relativa à fase vapor igual a zero, diminuindo a troca de calor entre as fases. Com isso, a troca de calor ao longo da expansão fica muito semelhante para os dois casos, o que resulta em processos de expansão idênticos. De fato, o modelo proposto para a expansão se adequou bem ao problema, pois as curvas de expansão reais se comportaram de forma similar, conforme pode ser observado na Figura 5.9.

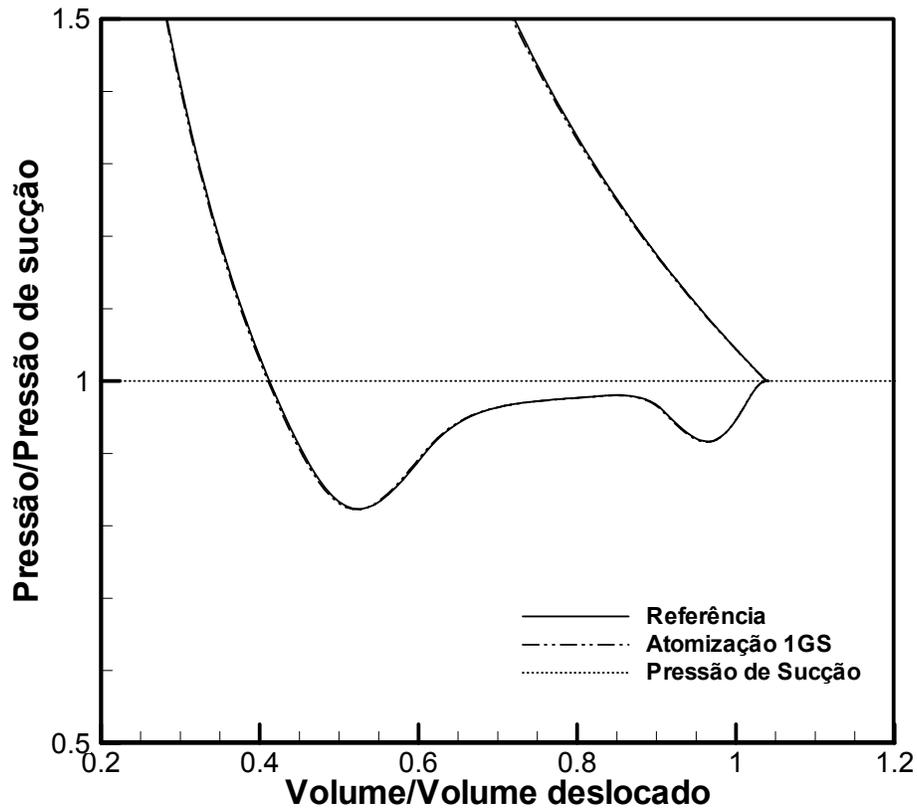


Figura 5.15 – Diagrama pV teórico atomização de óleo 1GS – Detalhe da sucção.

O aumento da transferência de calor teórica envolvendo o fluido refrigerante pode ser observado na Figura 5.16. Nesta figura observa-se que a energia retirada do fluido refrigerante durante o processo de compressão para o caso com atomização é muito superior àquela retirada no caso referência, graças à ação do óleo atomizado. Vale lembrar que a curva de energia do caso atomização é a soma da energia trocada entre o refrigerante e as paredes do cilindro e entre o refrigerante e as gotículas de óleo. Para que o processo se tornasse isotérmico seria necessário a retirada de calor do refrigerante durante todo o período de compressão (0 - 150 graus). No caso referência, a transferência de calor do refrigerante se torna positiva somente a partir do ângulo de manivela igual a 100 graus. Antes disso, o refrigerante recebe calor diminuindo a eficiência do processo de compressão. Com o uso da atomização de óleo na câmara de compressão, a troca de calor entre o refrigerante e o óleo supera em módulo a transferência de calor entre refrigerante e as paredes do cilindro já nos 50 graus do ângulo de manivela, contribuindo para um processo mais eficiente.

Como pode ser observado também na Figura 5.16, a troca de calor durante o processo de expansão do refrigerante é semelhante nos dois casos, ratificando a idéia proposta para justificar a curva de expansão apresentada no diagrama pV da Figura 5.13.

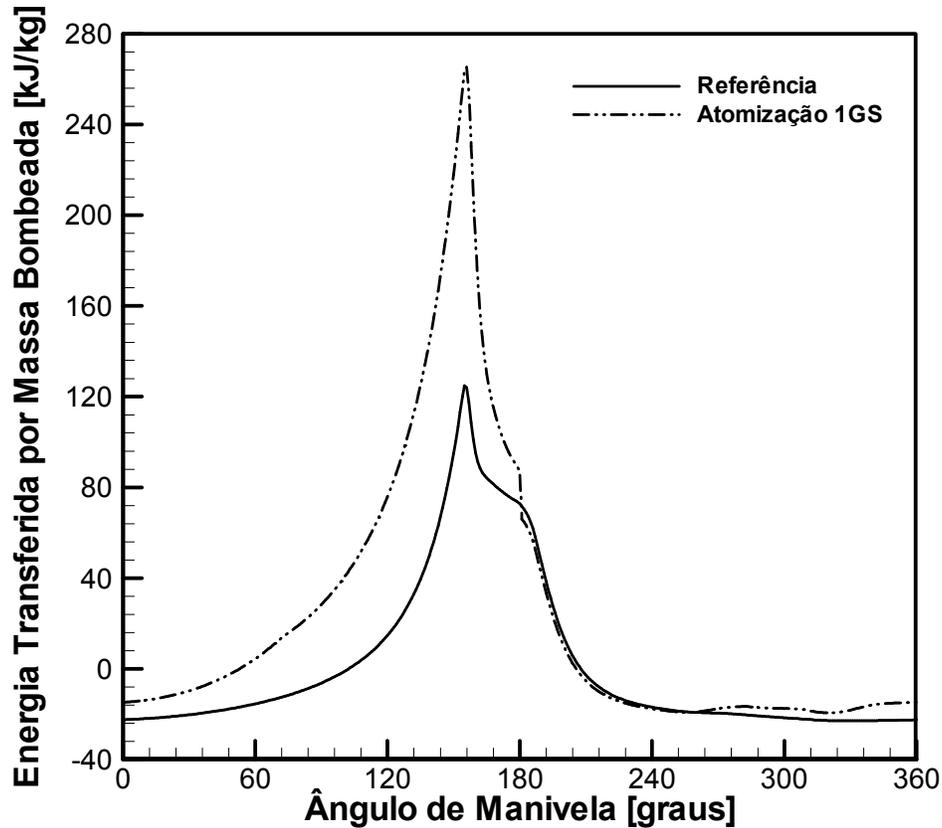


Figura 5.16 – Energia transferida ao gás.

Através da Figura 5.17, pode-se comparar os casos referência, com atomização e idealizado como totalmente isotérmico. Como pode ser observado, apesar da atomização de óleo retirar consideravelmente mais calor do refrigerante, esta técnica, como implementada no presente trabalho, é ainda insuficiente para realizar o ciclo de compressão de forma isotérmica. Isto pode ser observado na Figura 5.18, cujas curvas apresentam a evolução da temperatura do refrigerante em função do volume instantâneo do cilindro. O diagrama TV só pode ser analisado teoricamente, pois a medição da temperatura do refrigerante no interior do cilindro é dificultada pelo forte transiente de operação do compressor.

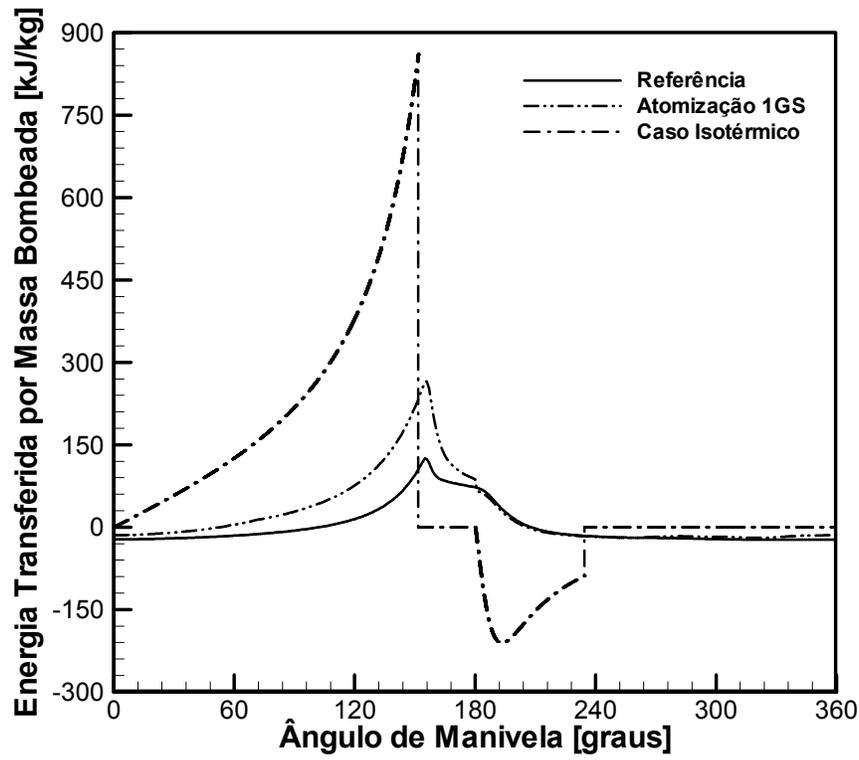


Figura 5.17 – Energia transferida ao gás para o caso isotérmico.

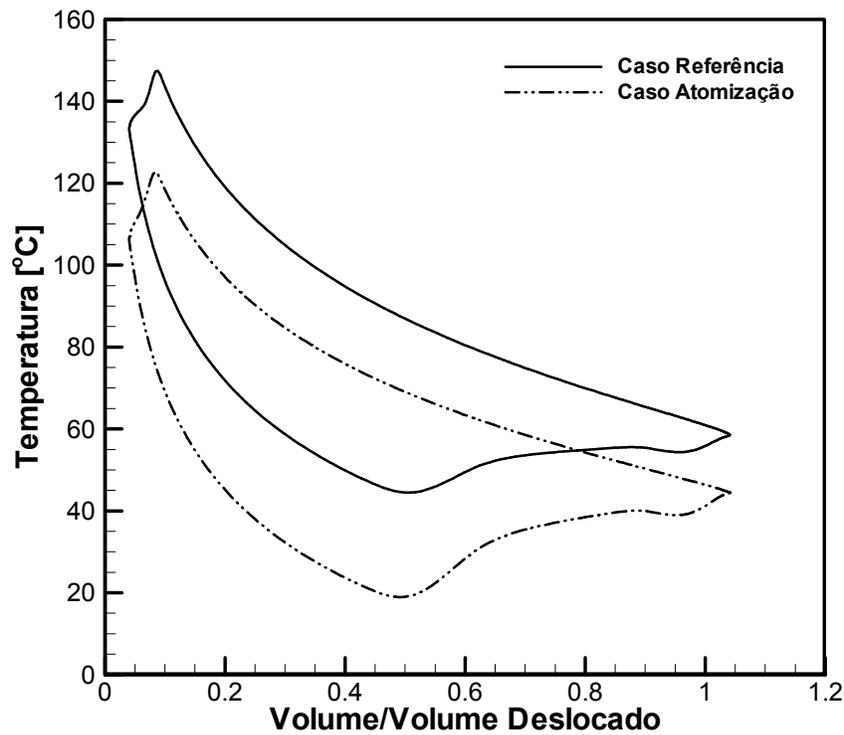


Figura 5.18 – Diagrama *TV* teórico – atomização de óleo 1GS.

Os níveis de temperatura teóricos do refrigerante caíram no caso da atomização de óleo. A temperatura inicial de compressão foi reduzida de 58,8°C para 44,6°C, levando a uma redução nas perdas de capacidade por superaquecimento. Esta redução na temperatura inicial de compressão é um resultado da menor troca de calor na linha de sucção e no próprio cilindro no período de sucção, uma vez que a parede da câmara de compressão se encontra a uma temperatura mais baixa. Adicionalmente, como resultado da maior transferência de calor ao longo da compressão, a diferença entre as temperaturas dos dois casos simulados chegou a ser maior do que 25°C no ponto morto superior. Porém, novamente, uma atomização de uma quantidade maior de óleo puro seria necessária para se alcançar uma compressão isotérmica.

Através das equações (1. 10) e (1. 18) pode-se calcular a eficiência isentrópica e isotérmica, respectivamente, para os resultados das simulações do compressor. A eficiência isentrópica para o caso referência é de 95,1% e de 97,0% para o caso com atomização. Já a eficiência isotérmica é 86,0% e 87,7% para os casos referência e com atomização, respectivamente. Desta forma, observa-se na simulação um ganho em torno de 2% na eficiência de compressão para o caso da atomização de óleo puro. Este ganho é inferior ao ganho de 3,6% obtido no $COP_{efetivo}$ (Tabela 12), pois no $COP_{efetivo}$ está contabilizado também o ganho obtido pela redução das perdas por superaquecimento na sucção.

Por outro lado, devido ao aumento da potência efetiva de compressão nos experimentos com a atomização de óleo na câmara de compressão, as eficiências isentrópica e isotérmica experimentais sofreram uma pequena redução, refletindo o efeito de solubilidade não contemplado no modelo.

Os resultados teóricos apresentados até aqui têm a importante função de auxiliar no entendimento dos fenômenos envolvidos na atomização de óleo lubrificante na câmara de compressão e de responder às questões levantadas durante a análise dos dados experimentais. Desta forma, foi visto que a estimativa de ganho em eficiência de compressão para o caso simulado com atomização de óleo puro foi realmente significativa (3,6%) evidenciando mais uma vez a influência da solubilidade do óleo nos resultados experimentais. Nesta mesma linha, serão apresentados agora os resultados das simulações da atomização de óleo no cilindro desconsiderando o volume ocupado pelo mesmo no interior da câmara de compressão. Desta forma, através da Tabela 13, será possível analisar separadamente o efeito do volume ocupado pelas gotículas de óleo. Ou seja, na simulação chamada de “caso 2”, a transferência de calor ocorre da mesma forma que no caso da atomização, porém, o volume

ocupado pelo refrigerante é considerado igual ao volume geométrico da câmara de compressão.

Tabela 13 – Resultados teóricos sem considerar volume do óleo atomizado.

Potência [W]	Parâmetros de eficiência teóricos				
	Referência	Atomização	Ganho [%]	Caso 2	Ganho [%]
\dot{Q}_e	180,8	183,6	1,5	181,7	0,5
\dot{W}_c	104,3	113,1	8,5	112,0	7,4
\dot{W}_{ind}	76,56	75,59	-1,2	74,61	-2,5
\dot{W}_{ef}	71,66	70,22	-2,0	69,30	-3,3
COP	1,733	1,622	-6,4	1,622	-6,4
COP_{pV}	2,362	2,429	2,8	2,435	3,1
$COP_{efetivo}$	2,523	2,615	3,6	2,622	3,9

Dentro da perspectiva de analisar o efeito do volume ocupado pelas gotas no interior do cilindro, pode-se notar primeiramente que a capacidade de refrigeração foi reduzida no caso 2, comparada à capacidade do caso com atomização. A explicação está no fato da capacidade ser reduzida com o aumento da massa residual armazenada no volume morto. Como no caso 2 o volume de óleo atomizado não é considerado, o volume de gás se torna maior, aumentando a massa residual de refrigerante no volume morto e, conseqüentemente, diminuindo a capacidade de refrigeração. Portanto, a massa de óleo atomizada minimiza o efeito de redução de capacidade causado pelo abaixamento da temperatura de descarga, através da redução do volume real ocupado pelo gás no PMS.

Outro ponto importante da simulação do caso 2, comparada com os dados da simulação do caso com atomização, é a redução de \dot{W}_{ef} , \dot{W}_{ind} e \dot{W}_c . Estas potências são maiores no caso com atomização devido à menor quantidade de massa de refrigerante comprimida e bombeada e devido à incorporação dos efeitos de bombeamento do óleo atomizado. O efeito do volume do óleo, finalmente, reduz levemente o ganho no $COP_{efetivo}$. Obviamente, se a troca de calor entre o óleo atomizado e o refrigerante não existir de forma eficiente, o $COP_{efetivo}$ pode sofrer degradação pelo aumento da potência requerida para o bombeamento do óleo injetado. Esta análise teórica conclui mais uma importante parte do entendimento da física dos fenômenos envolvidos na atomização de óleo lubrificante na câmara de compressão.

Finalmente, obteve-se uma estimativa do aumento do $COP_{efetivo}$ caso fosse atomizado um óleo insolúvel com o refrigerante R-134a. Caso esse par óleo/refrigerante fosse disponível, novos projetos de sistemas de válvulas seriam necessários para diminuir as perdas nos sistemas de sucção e descarga e outro óleo de viscosidade adequada deveria ser especificado a fim de diminuir as perdas mecânicas, de modo a estender o ganho em $COP_{efetivo}$ a um ganho de eficiência global do compressor.

5.4. Análise Paramétrica da Atomização de Óleo no Compressor

No item anterior, os resultados experimentais da atomização de óleo em um protótipo puderam ser analisados e os fenômenos físicos atrelados a esta tecnologia foram compreendidos. Nesta seção será estudado o comportamento do compressor sob o efeito de vários parâmetros referentes à atomização de óleo na câmara de compressão. Este estudo tem por objetivo analisar as tendências de desempenho associadas a cada um dos parâmetros, a fim de identificar caminhos a serem seguidos no desenvolvimento desta tecnologia.

5.4.1. Temperatura de Entrada do Óleo

No aparato experimental, o óleo atomizado no interior do cilindro de compressão é separado do fluxo principal de refrigerante por meio de um separador de óleo posicionado na linha de descarga do sistema de refrigeração (Figura 1.9). Neste separador de óleo e na tubulação que retorna o mesmo ao compressor ocorre transferência de calor entre o óleo e o ambiente, reduzindo a temperatura do lubrificante. É fácil entender que quanto mais frio o óleo entrar no compressor, mais frio ele será atomizado e maior será o seu potencial para troca de calor com o refrigerante. Sendo assim, espera-se uma compressão mais eficiente quanto menor for a temperatura do óleo atomizado no compressor. Deste modo, é importante a análise da temperatura de entrada do óleo para quantificar as grandezas de interesse.

A metodologia adotada nesta análise empregou novamente o programa RECIP em conjunto com os modelos de atomização, sendo também utilizado o módulo de simulação térmica do compressor. O módulo de simulação térmica necessita das condutâncias térmicas globais de transferência de calor entre componentes internos do compressor, calculados a partir de dados experimentais, como dados de entrada. Sendo assim, as condutâncias usadas para estas simulações foram aquelas resultantes de balanços térmicos efetuados na seção anterior, a partir dos dados experimentais da atomização de óleo no cilindro. Para capturar os efeitos da temperatura do óleo na entrada do compressor sobre o seu desempenho, foram

simulados diversos casos, variando as temperaturas e preservando as demais condições da simulação.

Para avaliar a influência da temperatura de entrada do óleo no desempenho do compressor também foi realizado um teste experimental em um nível de temperatura diferente daquele testado na seção anterior. Este outro nível de temperatura foi ajustado mudando a temperatura do banho termostático, conforme representado na Figura 3.1.

Na Tabela 14 pode-se analisar os dados numéricos e experimentais para diferentes temperaturas do óleo no passador de óleo do compressor. Observa-se uma queda na capacidade de refrigeração com o aumento da temperatura do óleo, o que é observado na mesma proporção nos resultados experimentais. Quanto mais quente o óleo entra no compressor, menor o potencial para troca de calor e mais altas as temperaturas dos componentes internos. Desta forma, a redução da capacidade de refrigeração pode ser explicada pelo aumento da temperatura do fluido refrigerante na entrada do cilindro durante a sucção, o que pode ser visto através da Figura 5.20.

Tabela 14 – Influência da temperatura do óleo na atomização – Teórico e experimental.

Potência [W]	Temperatura do óleo no passador [°C] - Teórico						Experimental	
	32	36	40	44	48	52	36	52
\dot{Q}_e	183,9	183,6	183,4	182,9	182,6	182,2	183,0	181,2
\dot{W}_c	114,1	113,1	112,3	111,5	110,7	110,1	118,4	116,1
\dot{W}_{ind}	75,48	75,59	75,69	75,82	75,92	76,03	79,07	80,05
\dot{W}_{ef}	70,11	70,22	70,33	70,44	70,59	70,66	71,11	72,87
COP	1,612	1,622	1,632	1,640	1,649	1,655	1,545	1,560
COP_{pV}	2,436	2,429	2,423	2,412	2,405	2,396	2,315	2,263
$COP_{efetivo}$	2,623	2,615	2,607	2,596	2,587	2,581	2,574	2,486

A potência efetiva, principal parâmetro para avaliar a eficiência de compressão, tem seu valor maior quanto maior for a temperatura de entrada do óleo, conforme pode ser visto na Figura 5.19. De acordo com os dados experimentais, este parâmetro tem maior sensibilidade em relação à temperatura do óleo, apresentando um aumento de 2,5%, enquanto que os resultados teóricos apontam um acréscimo de apenas 0,6%. O aumento da potência efetiva de compressão, juntamente com a queda da capacidade de refrigeração, causam uma degradação do coeficiente de performance efetivo, $COP_{efetivo}$, do compressor. Conforme o comportamento da potência de compressão, o $COP_{efetivo}$ também foi mais penalizado na

análise experimental, apresentando uma queda de 3,4% enquanto que a queda prevista teoricamente foi de 1,4%.

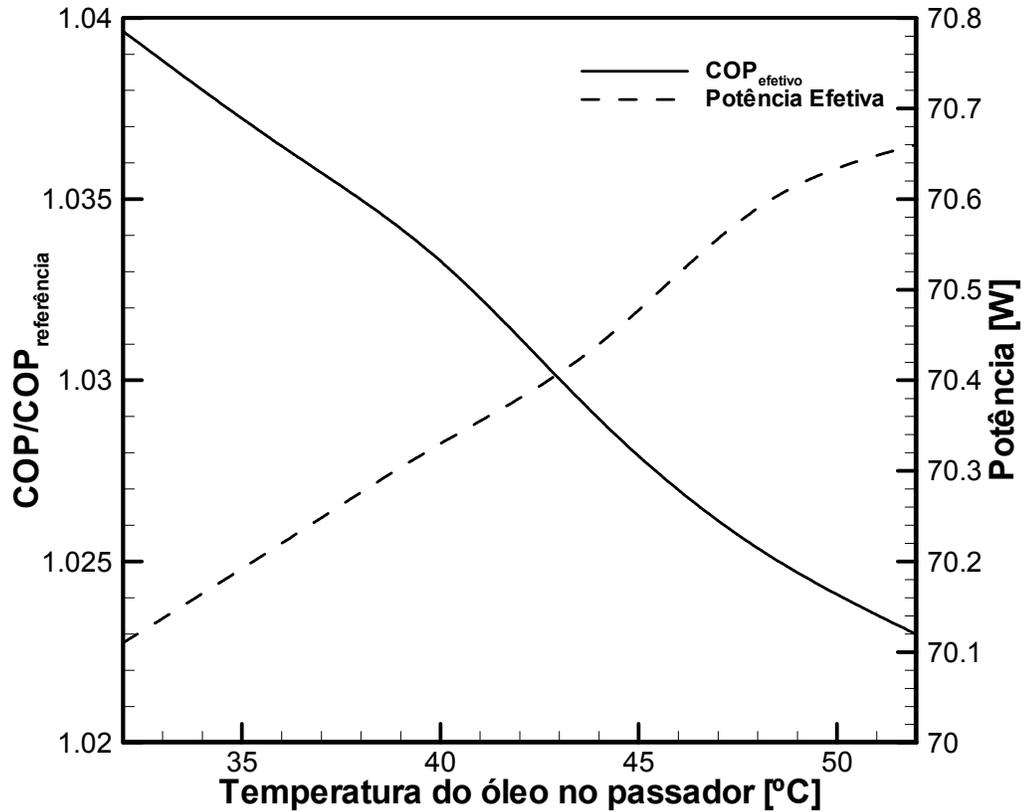


Figura 5.19 – Efeito da temperatura de entrada do óleo no desempenho da compressão.

Como já comentado anteriormente, a temperatura do óleo a ser atomizado influencia todo o perfil térmico do compressor, incluindo a temperatura do óleo no cárter e nos mancais. Por exemplo, a temperatura no mancal primário subiu em torno de 3°C com o aumento da temperatura do óleo, como pode ser visto na Figura 5.20. Também se sabe que a viscosidade do óleo é inversamente proporcional à temperatura do mesmo, conforme discutido no Capítulo 2. Sendo assim, estes dados justificam o decréscimo da potência consumida pelo compressor, \dot{W}_c , com o aumento da temperatura do óleo, o que pode ser observado nos resultados experimentais e teóricos apresentados na Tabela 14. Com o aumento da temperatura do óleo nos mancais, sua viscosidade diminui, diminuindo a dissipação de energia por atrito viscoso. É interessante observar que o aumento da potência indicada, \dot{W}_{ind} , é compensado pela diminuição da potência dissipada nos mancais, diminuindo significativamente a potência consumida pelo compressor. Deste modo, apesar da diminuição

da capacidade de refrigeração com o aumento da temperatura de entrada do óleo no compressor, há um ganho no coeficiente de performance do compressor, COP . Desta forma, observa-se a importância da escolha de outro óleo, com menor viscosidade, quando se reduz a temperatura de operação do compressor.

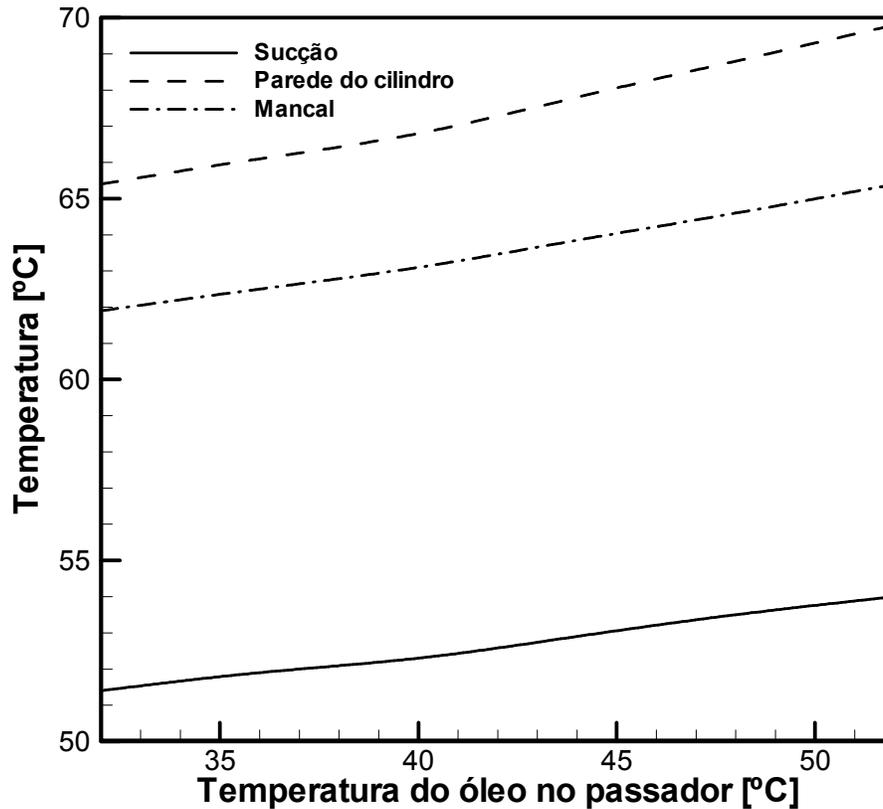


Figura 5.20 - Efeito da temperatura de entrada do óleo no perfil térmico do compressor.

Finalizando, pode-se afirmar que a temperatura de entrada do óleo no compressor tem grande influência no desempenho do processo de compressão. A análise mostra que ainda há margem para ganho em eficiência de compressão, visto que o $COP_{efetivo}$ pode ser aumentado pela atomização de óleo a uma temperatura menor. De fato, a condição de temperatura mais baixa estudada nesta seção, correspondente a 32°C, é geralmente o limite para haver troca de calor entre o óleo e o ambiente. Assim, ainda há um potencial para ganho em eficiência que não foi testado experimentalmente.

5.4.2. Influência da Posição do Orifício de Atomização

O bico atomizador do protótipo utilizado nos testes experimentais foi instalado de modo que o orifício de atomização permanecesse a uma distância de 13 mm do cabeçote. Tal

distância foi adotada por questões restritivas à montagem, conforme discutido no Capítulo 3. Assim sendo, é interessante analisar teoricamente os efeitos da posição do injetor no desempenho do compressor.

A metodologia adotada nesta análise empregou também o programa RECIP acoplado aos modelos de atomização. Foi utilizado novamente o módulo de simulação térmica, com as mesmas condutâncias térmicas globais de transferência de calor calculados anteriormente. Para capturar os efeitos da posição do orifício de atomização, foram simulados diversos casos variando sua posição e preservando as demais condições de contorno da simulação. Nenhum experimento pôde ser realizado para complementar a análise.

A posição do atomizador influencia diretamente na quantidade de massa atomizada no interior do cilindro, pois esta grandeza está intimamente ligada ao tempo pelo qual o orifício do atomizador será exposto à câmara de compressão. Através da Tabela 15, pode-se observar que a vazão varia de 1,727 kg/h a 0,639 kg/h para os casos com o orifício de injeção posicionado a 2 mm e 16 mm do cabeçote, respectivamente.

Tabela 15 - Influência da posição do orifício de atomização – Teórico

	Posição do orifício de atomização - Teórico					
	2 mm	4 mm	7 mm	10 mm	13 mm	16 mm
$\dot{m}_{\text{óleo}}$ [kg/h]	1,727	1,569	1,354	1,142	0,916	0,639
\dot{Q}_e [W]	181,5	182,0	182,6	183,2	183,6	184,1
\dot{W}_c [W]	113,0	113,0	113,1	113,1	113,1	113,2
\dot{W}_{ind} [W]	75,27	75,29	75,39	75,49	75,59	75,74
\dot{W}_{ef} [W]	69,50	69,62	69,80	70,00	70,22	70,49
COP [W/W]	1,606	1,611	1,614	1,619	1,622	1,626
COP_{pV} [W/W]	2,411	2,417	2,422	2,427	2,429	2,431
$COP_{efetivo}$	2,611	2,614	2,616	2,617	2,615	2,612

Como consequência da diminuição da distância orifício-cabeçote, tanto \dot{W}_{ef} quanto \dot{Q}_e tiveram uma redução de valores, de modo que o $COP_{efetivo}$ manteve-se praticamente constante nas simulações. A queda de \dot{W}_{ef} pode ser explicada pela maior transferência de calor entre refrigerante e óleo, devido a uma maior quantidade deste último durante o processo de compressão. Já a explicação da redução de \dot{Q}_e não é trivial. Devido à atomização ocorrer durante o tempo em que o bico injetor está exposto à câmara de compressão, o

período de tempo de atomização fica dividido igualmente antes e depois do ponto morto inferior (PMI). Como consequência, a atomização ocorre tanto no processo de compressão quanto nos processos de expansão e de sucção. Assim, com o aumento do período de injeção, mais óleo é atomizado durante a expansão e a sucção. Este óleo acaba por ocupar um determinado volume no cilindro, o qual seria preenchido pelo fluido refrigerante durante a sucção. Desta forma, há um atraso na abertura da válvula de sucção e uma consequente diminuição da massa succionada. Não se pode esquecer também do efeito da redução da temperatura final de compressão na massa residual a ser expandida, que também explica a redução da capacidade de refrigeração.

Com a diminuição da distância entre o orifício de injeção e o cabeçote, a temperatura do óleo foi reduzida e, como esperado, as perdas mecânicas foram aumentadas. Como consequência, a potência consumida pelo compressor praticamente não se alterou nas simulações.

Conforme observado através dos resultados das simulações, conclui-se que a distância orifício-cabeçote pouco influencia no $COP_{efetivo}$, além de haver um decréscimo de \dot{Q}_e quando diminui-se esta distância. Vale destacar que estes resultados não introduzem os efeitos do desprendimento de refrigerante do óleo quando este é atomizado na câmara de compressão.

5.4.3. Influência da Vazão Mássica Atomizada

Todos os testes experimentais foram realizados com o protótipo construído com o atomizador do fabricante Lechler. Desta forma, apenas uma vazão de óleo foi experimentada nos testes. É intuitivo pensar que a vazão de óleo atomizado é extremamente importante para os resultados de desempenho do compressor e, sendo assim, faz-se necessário uma análise teórica da influência deste parâmetro no desempenho do compressor.

Da mesma forma como na análise da seção anterior, empregou novamente o código de simulação RECIIP com os modelos de atomização. Também foi utilizado o módulo de simulação térmica, com as condutâncias térmicas globais de transferência de calor calculadas a partir de balanços térmicos baseados em dados experimentais. Para capturar os efeitos da vazão de óleo atomizado no desempenho do compressor, foram simulados diversos níveis de vazão com as demais condições de contorno da simulação mantidas constantes. Os níveis de vazão de óleo simulados são múltiplos da vazão do atomizador Lechler utilizado no protótipo. Porém, as demais características associadas ao atomizador, tais como o diâmetro das gotículas de óleo e a posição do orifício de atomização, foram mantidas inalteradas.

Os resultados das simulações são apresentados na Tabela 16. Na primeira linha da tabela estão mostrados os valores de vazão média de óleo associados a um fator multiplicativo de vazão do atomizador. Como pode ser visto na Figura 5.22, o aumento da vazão de óleo atomizado produz uma redução significativa das temperaturas internas do compressor. Apesar da redução na temperatura do gás na sucção do compressor, há apenas um sutil acréscimo em \dot{Q}_e quando se triplica a vazão de óleo atomizado. Em oposição ao efeito benéfico da redução da temperatura de sucção do refrigerante, há um aumento da massa residual de refrigerante após a compressão, uma vez que a temperatura final de compressão é menor, e há uma maior atomização de óleo durante a expansão e sucção do refrigerante. Estes dois últimos efeitos resultam no atraso da abertura da válvula de sucção e, assim, em uma menor sucção de refrigerante para o cilindro, potencializando uma redução da capacidade de refrigeração.

Tabela 16 - Influência do fator de vazão – Teórico

	Fator multiplicativo da vazão do atomizador - Teórico					
	0,0 (ref.)	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$\dot{m}_{\text{óleo}}$ [kg/h]	0,000	0,916	1,376	1,835	2,294	2,753
\dot{Q}_e [W]	180,8	183,6	184,1	184,2	184,3	184,3
\dot{W}_c [W]	104,3	113,1	114,5	115,6	116,4	117,2
\dot{W}_{ind} [W]	76,56	75,59	75,34	75,25	75,27	75,40
\dot{W}_{ef} [W]	71,66	70,22	69,73	69,39	69,17	69,06
COP [W/W]	1,733	1,622	1,608	1,593	1,583	1,572
COP_{pV}	2,362	2,429	2,443	2,448	2,448	2,444
$COP_{efetivo}$	2,523	2,615	2,640	2,654	2,664	2,669

Com o aumento da vazão de óleo, a troca de calor entre refrigerante e óleo foi intensificada, como apresentado na Figura 5.21. Como consequência, a potência efetiva de compressão foi reduzida e, combinado com o aumento da capacidade de refrigeração, resultou no acréscimo do $COP_{efetivo}$. Com a triplicação da vazão do atomizador, obteve-se um aumento de aproximadamente 2% no $COP_{efetivo}$.

Apesar da diminuição significativa de \dot{W}_{ef} com o aumento da vazão de óleo, esta redução não foi acompanhada com mesma intensidade pela \dot{W}_{ind} , pelo fato da potência necessária à descarga do refrigerante aumentar com a quantidade de óleo a ser descarregado. Como consequência, o COP_{pV} aumentou menos se comparado ao $COP_{efetivo}$. Como já

comentado, o uso da atomização de óleo na câmara de compressão exige uma nova otimização dos sistemas de sucção e de descarga.

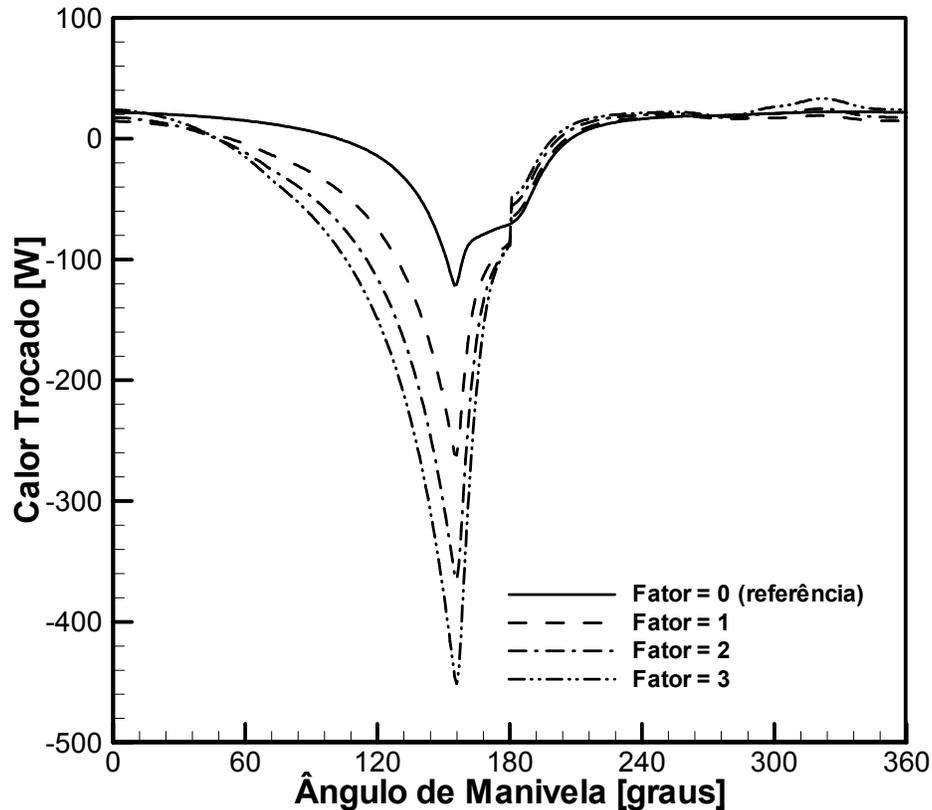


Figura 5.21 – Influência do fator de vazão na transferência de calor do refrigerante.

O aumento da vazão de óleo também causa uma redução da temperatura do óleo nos mancais do compressor. Esta redução de temperatura, como já várias vezes mencionada, aumenta a potência dissipada nos mancais. Desta forma, a redução de \dot{W}_{ind} é comprometida pelo aumento da dissipação nos mancais, resultando no aumento da potência consumida pelo compressor (\dot{W}_c). Como também já discutido, o projeto adequado dos mancais e o uso de um óleo com menor viscosidade deve ser feito quando se reduz a temperatura nos mancais.

Como se percebe da presente análise, o aumento da massa de óleo atomizada pode melhorar o desempenho da compressão do refrigerante. Porém, o aumento de óleo na câmara de compressão pode também resultar em danos irreparáveis ao sistema de válvulas e ao acionamento do mecanismo, decorrentes de “golpes de líquidos” no interior do cilindro. Desta forma, o uso de óleo em compressores deve ser analisada levando-se em consideração uma série de aspectos de projeto.

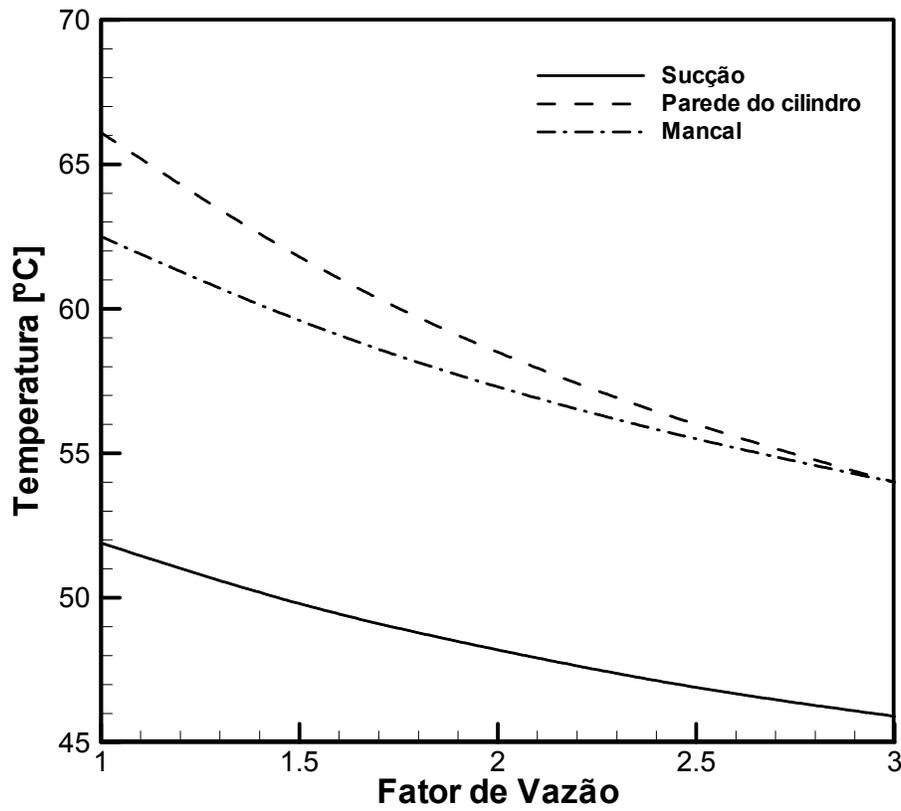


Figura 5.22 - Influência do fator de vazão no perfil térmico.

5.5. Conclusões

O presente capítulo apresentou uma análise da eficiência de compressores submetidos à atomização de óleo na câmara de compressão. Resultados experimentais foram apresentados para um protótipo construído com o bico atomizador do fabricante Lechler, e testado na condição de sistema ($T_e = -27^\circ\text{C}$ e $T_c = 42^\circ\text{C}$). A discussão destes resultados foi acompanhada de análises teóricas a respeito de diferentes processos de compressão e de simulações do processo de atomização de óleo na câmara de compressão.

Inicialmente, foi efetuada uma análise teórica preliminar dos processos de compressão isotérmico e isentrópico. Neste estudo, chegou-se à conclusão de que o ganho em eficiência da compressão isotérmica sobre a isentrópica pode chegar a 16%, dependendo da temperatura inicial do refrigerante. Porém, para que se realize a compressão isotérmica, uma considerável quantidade de energia deve ser retirada do fluido refrigerante durante a sua compressão. Para o compressor em análise, a taxa de remoção de calor chega a 1100W, o que é um valor

extremamente elevado em função da pequena área disponível para a troca de calor. Além da análise dos processos de compressão, foram avaliados aspectos referentes aos efeitos do volume morto e aos modelos de compressão e expansão reversíveis. Tais análises permitiram o entendimento de uma série de fenômenos físicos pertinentes ao compressor como, por exemplo, o comportamento constante da potência de compressão com a variação da temperatura inicial de compressão.

Os experimentos com o protótipo construído com o atomizador apresentaram resultados com um significativo abaixamento do perfil térmico do compressor devido à troca de calor entre refrigerante e óleo atomizado. Porém, os resultados de desempenho do protótipo com o óleo RL10H não corresponderam às expectativas teóricas. A principal explicação foi atribuída à solubilidade do refrigerante no óleo. Para confirmar este entendimento, foi elaborado um trabalho extenso de estudo dos fenômenos físicos envolvidos, incluindo testes do protótipo com a atomização de óleo Suniso 1GS.

Os resultados obtidos com o uso do óleo 1GS na atomização mostraram um ganho de 1,2% na capacidade de refrigeração e 0,8% no $COP_{efetivo}$, para a condição testada. Porém, devido ao aumento das perdas por dissipação viscosa causado pelo abaixamento da temperatura do óleo nos mancais, houve uma queda de 7,6% no coeficiente de performance do compressor. Os resultados também apontaram um aumento sutil de 0,4% na potência de compressão efetiva, o que sugere, juntamente com os dados de solubilidade da mistura 1GS e R-134a, que há ainda efeitos da solubilidade da mistura no desempenho da compressão. O aumento da potência efetiva de compressão indica que o $COP_{efetivo}$ aumentou devido ao abaixamento da temperatura de início de compressão (aumento de capacidade) e não devido a mudanças referentes ao processo de compressão. O estudo da física da atomização de óleo na câmara de compressão foi também complementado através das simulações do compressor com modelos de atomização.

Para avaliar o desempenho da tecnologia de atomização sob outras condições de operação, foi apresentada uma análise paramétrica acerca de importantes condições de contorno do atomizador que influenciam no desempenho do compressor. Foram analisados teoricamente os efeitos da temperatura de entrada do óleo no compressor, da posição do orifício do atomizador e da vazão média no ciclo de óleo atomizado, sempre considerando a atomização de óleo puro. Como resultado, pode-se destacar a forte influência da temperatura de entrada do óleo (1,6% no $COP_{efetivo}$) e da vazão mássica de óleo atomizada (2,0% no $COP_{efetivo}$). Conclui-se então que a tecnologia de atomização de óleo tem certo potencial para

melhoria, seja pela redução da temperatura de entrada do óleo ou pelo aumento da massa bombeada.

Finalmente, deve ser lembrado que o uso da tecnologia de atomização de óleo na câmara de compressão requer revisões no projeto dos mancais e na especificação do óleo, bem como alterações nos sistemas de sucção e de descarga do compressor.

CAPÍTULO 6 - CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho apresentou um estudo experimental e teórico do desempenho de compressores alternativos com atomização de óleo lubrificante na câmara de compressão. Nenhum trabalho desta natureza foi encontrado na literatura aberta sobre compressores de uso doméstico, o que confere ao trabalho um caráter único.

O trabalho experimental foi iniciado com o estudo dos bicos atomizadores adquiridos para o trabalho, com o objetivo de caracterizá-los e selecionar o injetor mais adequado para instalação no protótipo.

O protótipo de compressor com o atomizador foi montado em uma bancada de testes devidamente instrumentada para a medição do comportamento da pressão no cilindro, do perfil térmico do compressor, do fluxo de massa de refrigerante e da potência consumida.

A análise inicial com a injeção de óleo POE RL10H demonstrou uma degradação do desempenho do compressor, não contemplada pelas avaliações teóricas da compressão com atomização de óleo puro. O principal fator da degradação do desempenho do compressor foi atribuído à elevada solubilidade do refrigerante no óleo, cuja consequência negativa foi a recirculação do refrigerante pela linha de óleo.

Experimentos com a injeção de óleo mineral Suniso 1GS, que apresenta miscibilidade e solubilidade significativamente menores com o R-134a, comprovaram a tese da influência negativa do desprendimento de refrigerante dissolvido no óleo durante a atomização sobre diversos parâmetros de operação (abertura de válvulas, pressão no cilindro, etc) e de desempenho (*COP*, capacidade de refrigeração). Além disto, tais experimentos também forneceram evidências da potencialidade da tecnologia e da adequação do modelo teórico proposto.

O trabalho teórico desenvolvido em paralelo permitiu uma análise detalhada dos processos de compressão e a simulação do protótipo do compressor. Além do uso das simulações para prever o funcionamento do compressor sob diversas situações de atomização, as mesmas foram também essenciais para explicar os resultados e os fenômenos físicos observados experimentalmente.

Embora muitas das questões referentes aos processos de compressão e à tecnologia de atomização de óleo na câmara de compressão tenham sido esclarecidas, há a necessidade de

se explorar em mais detalhes esta tecnologia e de se buscarem novas soluções para o resfriamento do refrigerante no compressor para aumentar a eficiência de compressão.

Com o objetivo de dar continuidade ao estudo da atomização de óleo na câmara de compressão e de buscar novas soluções para o gerenciamento térmico do compressor são propostos os seguintes temas para trabalhos futuros.

- i. Instalação do separador de óleo o mais perto possível da saída da bomba do compressor, de forma a diminuir o tempo de absorção de refrigerante no óleo e, assim, diminuir os efeitos da solubilidade da mistura. Os experimentos realizados neste trabalho foram feitos com o separador montado na bancada, a uma distância de aproximadamente 1 m do compressor;
- ii. Testar experimentalmente mais condições de atomização, incluindo diferentes tipos de atomizadores, pontos de injeção e vazões de óleo;
- iii. Estudar mais pares de óleo e refrigerante a fim de achar um que resulte em uma mistura com solubilidade mais favorável à atomização na câmara de compressão;
- iv. Implementar modelos matemáticos que considerem a injeção da mistura óleo e refrigerante, e modelos que tratam do tempo de absorção e desprendimento do fluido refrigerante;
- v. Estudo de novas alternativas para a disposição dos componentes do compressor como, por exemplo, o posicionamento do cilindro externamente à carcaça do compressor e a disposição do cabeçote e do cilindro submersos no óleo do cárter.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANNAND, W. D. Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. Proceedings Institutions of Mechanical Engineers, Vol. 177, pp. 973, 1963.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; **Thermodynamics, An Engineering approach**. McGraw-Hill, 5 edition, 2005.

CHO, H.; TAEK CHUNG, J.; KIM, YONGCHAN. **Influence of Liquid Refrigerant Injection on the Performance of an Inverter-driven Scroll Compressor**. Department of Mechanical Engineering, Korea University, South Korea, 2002.

CONEY, M. W.; STEPHENSON, P.; MALMGREN A.; LINNEMANN, C; MORGAN, R. E.; RICHARDS, R. A.; HUXLEY, R.; ABDALLAH, H. **Development of a Reciprocating Compressor using Water Injection to Achieve Quasi-isothermal Compression**. International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 16 – 19, 2002.

CROWE, C.; SOMMERFELD, M.; TSUJI, Y. **Multiphase Flows with Droplets and Particles**. CRC Press, Florida, 1998.

DE PAEPE, M.; BOGAERT, W; MERTENS, D. **Cooling of Oil Injected Screw Compressors by Oil Atomisation**. Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University, Belgium, 2005.

DUTTA, A. K.; YANAGISAWA, T. FUKUTA, M. **A Study on Compression Characteristics of Wet Vapor Refrigerant**. International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 235-275, 1996.

DUTTA, A. K.; YANAGISAWA, T. FUKUTA, M. **An Investigation of the Performance of a Scroll Compressor under Liquid Refrigerant Injection**. International Journal of Refrigeration, pp. 577-587, 2001.

FERREIRA, R. T. S. **Relatório de Pesquisa II**. Convênio EMBRACO/UFSC/FEESC, 1983.

GOSNEY, W.B. **Principles of Refrigeration**. Cambridge University Press, 1982.

GRANDO, F. P. **Modelagem Computacional do Escoamento Bifásico com Formação de Espuma de uma Mistura de Óleo Lubrificante e Fluido Refrigerante em Dutos Retos**. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. **Lectures in Mathematical Models of Turbulence**. Academic Press, London, England, 1972.

LEMMON, E.W.; MCLINDEN, M.O.; HUBER, M.L. **REFPROP**, Version 7.0, NIST.

LICHTAROWICZ, A. K.; DUGGINS, R. K.; MARKLAND, E. **Discharge Coefficients for Incompressible Non-Cavitating Flow Through Long Orifices**. Journal of Mechanical Engineering Science, 7:2, 1965.

MALMGREN, A.; SIDDEERS, J.; STEPHENSON, P.; CONEY, M. **Experiments and Simulations of a Quase-isothermal Compressor for a Novel High Efficiency Engine.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, 2003.

MARCELINO NETO, M. A. **Caracterização de Propriedades Termofísicas de Misturas de Óleos Lubrificantes e Fluidos Refrigerantes Naturais.** Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional.** 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

MATOS, F. F. S. **Análise Numérica do Comportamento Dinâmico de Válvulas Tipo Palheta em Compressores Alternativos.** Tese de Doutorado – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

MEUNIER, F. **Refrigeration Carnot-type Cycle Based on Isothermal Vapour Compression.** Laboratoire du Froid EA 21, Paris, 2005.

MORSI, S. A.; ALEXANDER, A. J. **An Investigation of Particle Trajectories in Two-Phase Flow Systems.** J. Fluid Mech., 55(2):193-208, September 26 1972.

OOI, K. T. **The Effects of Liquid Injection on Performance of a Rotary Compressor.** School of Mechanical and Production Engineering, Nanyang Technological University, Singapore, 2005.

PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.** Estados Unidos: Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

PEREIRA, E. L. L. **Análise de Sistemas de Válvulas Automáticas de Compressores Alternativos.** Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

POSSAMAI, F. C.; LUNGAREZE NETO, M. **Análise da Influência do Resfriamento do Compressor Recíproco sobre seu Desempenho Energético.** Relatório de Engenharia – EMBRACO, 2003.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. **A Review of Household Compressor Energy Performance.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, July 12-15, 2004.

PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S.; TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F. **Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors.** Purdue Compressor Technology Conference, pp. 1419-1428, 1992.

RANZ, W. E.; MARSHALL Jr., W. R. **Evaporation from Drops, Part I.** *Chem. Eng. Prog.*, 48(3):141-146, March 1952.

RANZ, W. E.; MARSHALL Jr., W. R. **Evaporation from Drops, Part II.** *Chem. Eng. Prog.*, 48(4):173-180, April 1952.

SCHMIDT, D. P.; NOUAR, I.; SENEAL, P. K.; RUTLAND, C. J.; MARTIN, J. K.; REITZ, R. D. **Pressure-Swirl Atomization in the Near Field**. SAE Paper 01-0496, SAE, 1999.

SOEDEL, W.; PANDEYA, P. N. **A Generalized Approach Towards Compressor performance analysis**. Purdue Compressor Technology Conference, pp. 135-143, 1978.

USSYK, M. S. **Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

WAMBSGANSS, M. **Mathematical Modeling and Design Evaluation of High Speed Reciprocating Compressors**, Ph.D. Thesis, Purdue University, 1966.

Para simular os efeitos da atomização de óleo na câmara e compressão, por meio dos modelos propostos no Capítulo 4, são necessários alguns dados de entrada para a solução do problema. Dentre estes dados estão o diâmetro das gotículas de óleo atomizadas e o fator de proporção com o qual as gotículas de óleo saem do cilindro com o fluido refrigerante.

Para obter estes dados foram realizadas simulações fluidodinâmicas utilizando o programa comercial Fluent[®], versão 6.2.16. Este programa utiliza a metodologia de volumes finitos para a solução das equações de transporte em uma formulação diferencial, permitindo uma solução detalhada da dinâmica do fluido no interior do cilindro e a sua influência na dispersão das gotículas de óleo atomizadas.

Os modelos matemáticos utilizados neste trabalho são descritos a seguir.

A.1 Modelos Matemáticos

Para resolver a dinâmica do escoamento na câmara de compressão, três equações de conservação são essenciais: a equação da conservação da massa, a equação da conservação da quantidade de movimento e a equação da conservação da energia.

A equação da conservação da massa, ou equação da continuidade, sem o termo de geração de massa pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (\text{A. 1})$$

onde ρ e \vec{u} são respectivamente a massa específica e o vetor velocidade. O termo de geração de massa não é considerado devido a não vaporização da fase líquida, no caso o óleo.

Em um sistema de referência inercial, a equação da conservação da quantidade de movimento pode ser escrita na seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} \quad (\text{A. 2})$$

onde p é a pressão, $\bar{\bar{\tau}}$ é o tensor tensão e $\rho \vec{g}$ representa a força de corpo devido ao campo gravitacional. O tensor tensão é expresso por:

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \bar{u} + \nabla \bar{u}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \bar{u} I \right] \quad (\text{A. 3})$$

sendo μ a viscosidade molecular e I o tensor unitário.

Desconsiderando o transporte difusivo de espécies, a equação da conservação da energia é escrita como:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\bar{u} (\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + S_h \quad (\text{A. 4})$$

onde k_{eff} é a condutividade efetiva, S_h é o termo de geração de energia e E é a energia total dada por:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \quad (\text{A. 5})$$

sendo h a entalpia definida para um gás ideal.

A equação da energia exige também uma equação do estado para os gases. A equação para gases perfeitos empregada neste trabalho é escrita como:

$$pv = RT \quad (\text{A. 6})$$

onde R é a constante do gás em análise.

Através das equações anteriores é possível resolver os campos de velocidade, de temperatura e de pressão do domínio em questão. Porém, escoamentos com elevado número de Reynolds se caracterizam por movimentos tridimensionais aleatórios do fluido, um padrão de escoamento comumente denominado turbulência. Para inserir o efeito da turbulência na solução do escoamento, sem elevar muito o custo computacional, foi utilizado o modelo de turbulência RNG k - ε , que é o modelo mais usado em engenharia, apresentando bons resultados na simulação de compressores alternativos. Maiores informações sobre o modelo de turbulência utilizado podem ser encontradas em Pereira (2006).

Após resolver as equações de conservação para a fase contínua, o Fluent permite a simulação de uma segunda fase discreta via uma formulação Lagrangiana. Este modelo, chamado de modelo de fase discreta (*DPM – discrete phase model*), permite a simulação da atomização de óleo no interior do cilindro de compressão.

A segunda fase consiste em partículas esféricas (gotículas ou bolhas) dispersas na fase contínua. A trajetória destas gotículas é computada, bem como a transferência de calor entre as fases. Tal modelo é usado também em simulações envolvendo separação de partículas, dispersão de aerossóis, combustão de combustíveis líquidos e combustão de carvão. No modelo apresentado a seguir, considera-se que as gotículas são inertes e que a troca de calor ocorre apenas entre as fases.

A trajetória da fase discreta é calculada pela integração da equação de balanço de força para a gotícula, segundo uma formulação Lagrangiana. Este balanço de força iguala a inércia das gotículas com as forças atuando sobre a mesma, e pode ser escrita para a direção x do sistema de coordenadas Cartesianas como:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (\text{A. 7})$$

onde F_x é um termo de aceleração adicional (força/unidade de massa), F_D é a força de arrasto por unidade de massa da gota, obtida de:

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (\text{A. 8})$$

sendo u a velocidade da fase fluida, u_p a velocidade da gotícula, μ a viscosidade molecular do fluido, ρ_p a densidade da gotícula e d_p o diâmetro da gotícula. O número de Reynolds, Re , é definido como:

$$Re \equiv \frac{\rho d_d |u_p - u|}{\mu} \quad (\text{A. 9})$$

O coeficiente de arrasto, C_D , pode ser obtido da seguinte relação:

$$C_D \equiv a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2} \quad (\text{A. 10})$$

onde a_1 , a_2 e a_3 são constantes que se aplicam para partículas esféricas lisas em uma determinada faixa de Re , conforme descrito por Morsi e Alexander (1972).

As flutuações de velocidade do escoamento turbulento é incluído para prever a dispersão das gotículas devido à turbulência, empregando o método estocástico (*random walk model*) disponível no código Fluent.

Um simples balanço de energia é feito para relacionar a temperatura da gotícula, $T_p(t)$, com o fluxo de calor convectivo em sua superfície, desconsiderando as trocas por radiação:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) \quad (\text{A. 11})$$

onde m_p , c_p e A_p são a massa, o calor específico e área superficial da gota, respectivamente. O coeficiente de transferência de calor convectivo, h , é empregado para caracterizar a troca de calor entre a gota e a fase contínua com temperatura local T_∞ . A Eq. (A. 11) assume que a resistência interna à transferência de calor na gota é desprezível, ou seja, a partícula se mantém a uma temperatura uniforme.

O coeficiente de transferência de calor, h , é avaliado usando a correlação de Ranz e Marshall (1952):

$$Nu = \frac{h d_p}{k_\infty} = 2,0 + 0,6 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (\text{A. 12})$$

onde k_∞ é a condutividade térmica da fase contínua e Pr é número de Prandtl da fase contínua.

O calor trocado pelas gotículas é calculado como:

$$Q = m_p c_p \Delta T_p \quad (\text{A. 13})$$

onde ΔT_p é a variação da temperatura da gotícula calculada através da equação (A. 11).

Finalmente, o calor perdido ou recebido por cada gotícula, Eq (A. 13), aparece como uma fonte ou sumidouro de calor nos cálculos subseqüentes da equação da energia da fase contínua, Eq. (A. 4), mais precisamente no termo S_h .

O código Fluent conta com vários modelos de injeção e de spray, permitindo a simulação de diversas situações. Neste trabalho foi utilizado o modelo de atomizador por pressão e escoamento espiral (*Pressure-Swirl Atomizer Model*), pois é uma representação mais próxima do atomizador de cone vazado adquirido para a construção do protótipo.

Este tipo de atomizador acelera o líquido através do bico com canais espirais. O líquido sai do orifício como uma lâmina fina e, esta por sua vez, se quebra em anéis e depois em gotículas. A transição do escoamento interno ao bico atomizador até o desenvolvimento pleno do spray pode ser dividida em três passos: a formação do filme, a quebra do filme e a atomização propriamente dita. Um esboço do atomizador e das etapas do processo de atomização é mostrado na Figura A. 1.

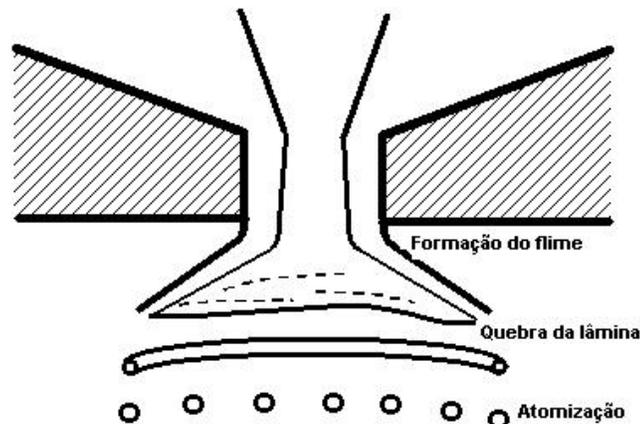


Figura A. 1 – Progressão teórica do escoamento do líquido até a formação do spray - Fluent®

A interação entre a fase contínua e o filme cônico não é bem entendida, sendo geralmente assumido que instabilidades aerodinâmicas causam a quebra do filme. A análise matemática assume que ondas de Kelvin-Helmholtz desenvolvem-se no filme e eventualmente quebram a lâmina em anéis. É então assumido que os anéis se quebram em gotículas devido a instabilidades. Uma vez que as gotículas de líquido são formadas, a evolução do spray é determinada pelo arraste, colisão, coalescência e quebra secundária. Vale ressaltar que nas simulações feitas não foram empregados os modelos de colisão e de coalescência.

O modelo de atomização pressão-espiral utilizado pelo Fluent é chamado de Atomização por Linearização da Instabilidade do Filme (*Linearized Instability Sheet Atomization – LISA*). Este modelo é descrito por Schmidt *et al.* (1999) e gera como produto a velocidade e o diâmetro das gotículas a partir de parâmetros físicos do atomizador, pressão a montante, características do líquido e fluxo de massa do atomizador a ser simulado. É importante notar que depois de obtido os valores de diâmetro e velocidade das gotículas, suas trajetórias e troca de calor se darão pela solução das equações do modelo de fase discreta, em especial pelas equações (A. 7) e (A. 13).

A.2 Metodologia de Solução

A solução do problema foi obtida através da metodologia de volumes finitos, cujos fundamentos são descritos em Patankar (1980). Basicamente, a metodologia consiste nos seguintes passos:

- Divisão do domínio volumes de controle discretos usando uma malha computacional;
- Integração das equações governantes nos volumes de controle, obtendo-se equações algébricas para as variáveis dependentes, tais como velocidade, pressão e temperatura.
- Linearização das equações discretizadas e solução do sistema de equações resultante para atualizar os valores das variáveis dependentes.

A integração das equações governantes em um volume de controle genérico resulta em equações discretizadas. A discretização pode ser facilmente demonstrada considerando a equação de conservação para o transporte de uma quantidade genérica ϕ em regime permanente, escrita na forma integral para um volume de controle qualquer de tamanho V :

$$\oint \rho \phi \vec{u} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_{\phi} dV \quad (\text{A. 14})$$

onde

ρ	-	densidade
\vec{u}	-	vetor velocidade
\vec{A}	-	vetor área
Γ_{ϕ}	-	coeficiente de difusão para ϕ
$\nabla \phi$	-	gradiente de ϕ
S_{ϕ}	-	termo fonte de ϕ por unidade de volume

Considerando um fluxo uniforme avaliado no meio da face do volume de controle, a equação (A.14) pode ser escrita como:

$$\sum_f^{N_{\text{faces}}} \rho_f \phi_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{faces}}} \Gamma_{\phi} (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_{\phi} V$$

onde

N_{faces}	-	número de faces da célula
ϕ_f	-	valor de ϕ transportado pela face f
$\rho_f \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f$	-	fluxo de massa através da face f
\vec{A}_f	-	área da face f
$(\nabla \phi)_n$	-	magnitude de $\nabla \phi$ normal à face f
V	-	volume da célula

A equação anterior requer o valor da propriedade em questão nas faces do volume de controle. Como a propriedade é avaliada no centro do volume, uma interpolação é necessária. Para esta interpolação foram utilizadas funções de interpolação de primeira ordem.

As equações governantes são resolvidas seqüencialmente, ou seja, de forma segregada uma das outras. No entanto, um procedimento é necessário para garantir o acoplamento dos campos de pressão e de velocidade. Para este objetivo, neste trabalho adotou-se o algoritmo de acoplamento PISO. Este método é bastante utilizado em problemas de engenharia envolvendo situações transientes e compressíveis, apresentando boa convergência. Informações sobre este e outros esquemas de acoplamento podem ser encontrados em Maliska (2004).

A simulação do bombeamento e da compressão do fluido refrigerante em compressores alternativos exigiu a adoção de uma metodologia de malha móvel, devido à variação do domínio de solução com o tempo. A descrição em detalhes da metodologia de malha móvel do Fluent que foi adotada neste trabalho pode ser obtida em Pereira (2006). Para reduzir o tempo de processamento computacional, optou-se pela simplificação da geometria para uma condição axissimétrica.

Como condições de contorno para as equações governantes, usaram-se paredes adiabáticas e o fluxo de massa nas válvulas de sucção e de descarga foi baseado em equações para bocais convergentes e divergentes. Vale notar que, de fato, o escoamento nos sistemas de sucção e de descarga e a dinâmica das válvulas não foram simulados neste problema, pois o interesse maior é a obtenção de informações sobre a dinâmica das gotículas no interior do cilindro.

A.3 Resultados e Discussões

Uma dificuldade encontrada com o código Fluent foi a instabilidade na solução conjunta dos modelos de fase discreta e de malha móvel. Embora a documentação do Fluent

não indique a possibilidade do surgimento de algum problema, em determinadas condições de simulação observou-se o desaparecimento das gotículas atomizadas devido ao avanço da malha, associado ao movimento do pistão. Este problema foi contornado, muitas vezes, com mudanças de alguns parâmetros de controle do procedimento iterativo ao longo da simulação. Assim, para evitar o problema, mudavam-se tais parâmetros, avançava-se a simulação no tempo, alteravam-se os parâmetros novamente e, assim, continuamente. Porém, este processo de simulação exige muito tempo de processamento computacional, pois é preciso recomeçar a simulação quando o problema acontece.

Mesmo com o procedimento para evitar o desaparecimento de gotículas do domínio de solução, algumas condições de fluxo de massa de óleo injetado não foram possíveis de serem simuladas. A vazão mássica máxima de óleo que pôde ser obtida numericamente foi cinco vezes menor que o valor nominal do bico adquirido Lechler. Para valores maiores de fluxo de massa, não foi possível se alcançar a convergência do procedimento de solução devido aos problemas supracitados. Outros problemas também foram apresentados no monitoramento do fluxo de calor trocado.

Um grande esforço foi feito em conjunto com o suporte técnico da Fluent para resolver esses problemas. Porém, muito pouco da dificuldade pôde ser resolvida e as alterações necessárias no código terão que ser implementadas nas próximas versões do código.

A primeira informação importante que a simulação trouxe foi o diâmetro médio das gotículas injetadas. Já que este dado não é fornecido pelo fabricante do bico Lechler, as correlações do Fluent para estimar o diâmetro das gotículas a partir de dados construtivos do atomizador foram importantes, já que esta é uma informação essencial para a simulação via a formulação integral apresentada no Capítulo 4.

A Figura A. 2 apresenta a média dos valores de diâmetro das gotículas para cada ângulo de manivela. A simulação foi realizada considerando fluxo de massa de óleo igual ao fluxo de massa nominal do atomizador Lechler e temperatura de injeção de 55°C. Porém, apenas uma revolução foi simulada devido aos problemas numéricos já citados. Neste tipo de simulação, é necessária a simulação de pelo menos quatro ciclos de compressão para que se atinja o regime permanente, pois a simulação começa sem gotículas no domínio. Isto justifica o porquê da média do diâmetro das gotas não ser igual nos pontos final e inicial do ciclo de compressão simulado.

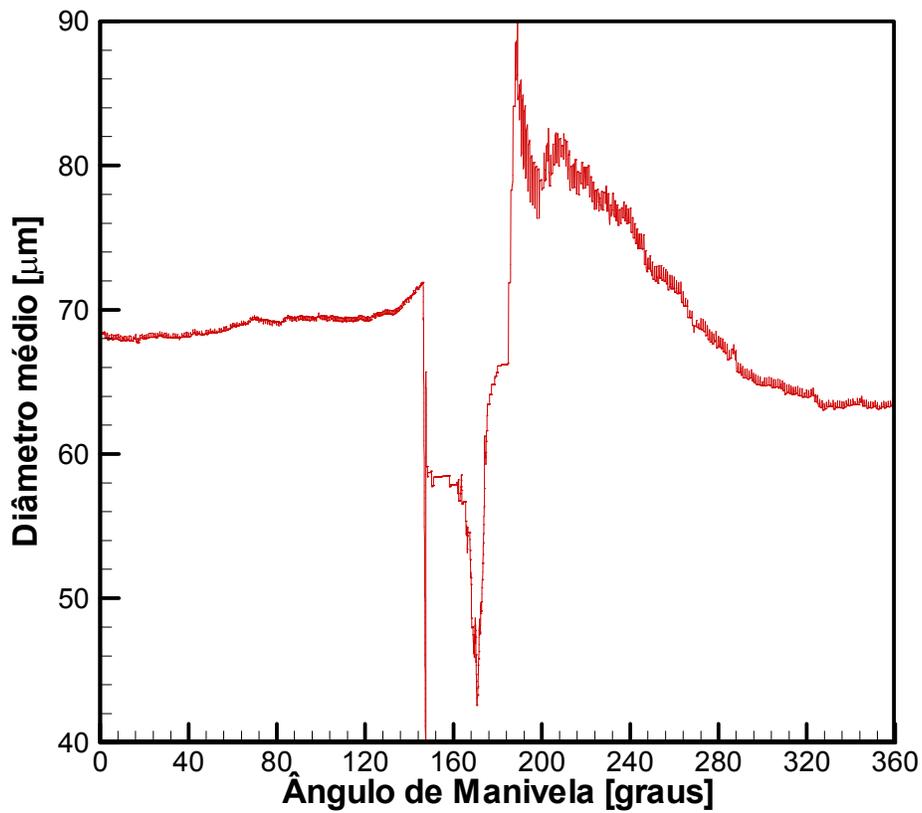


Figura A. 2 - Diâmetro médio das gotículas ao longo do processo de compressão.

Pode-se notar que as correlações disponíveis no Fluent para prever a formação do spray estimam um diâmetro de gota de $68 \mu\text{m}$. No período compreendido entre os ângulos de 150 e 180 graus, período de descarga, este valor chega perto dos $40 \mu\text{m}$ devido à quebra das gotículas associadas a sua aceleração pela ação do refrigerante. Já no início da expansão do refrigerante, a média dos diâmetros é alta devido ao pequeno diferencial de pressão entre o óleo a ser atomizado e o refrigerante dentro do cilindro. Este dado é coerente com os resultados obtidos experimentalmente para os bicos atomizadores, e apresentados na seção 3.1, os quais mostraram que o diferencial de pressão é importante para a qualidade do spray, influenciando no diâmetro das gotículas.

A média dos diâmetros médios das gotículas ao longo de todo o ciclo de compressão é de aproximadamente $69 \mu\text{m}$. Este valor é utilizado como condição de entrada para a simulação do protótipo usando a formulação integral, e tem grande influência sobre os resultados.

Outra informação importante tirada da simulação através da formulação diferencial refere-se à descarga do óleo atomizado no cilindro. Sabe-se que se fosse desconsiderada a

inércia das gotículas de óleo e se elas estivessem distribuídas de forma homogênea no cilindro, as mesmas sairiam pela descarga na mesma proporção em que se encontram no refrigerante. Para verificar se as hipóteses de distribuição homogênea e de gotas sem inércia são válidas, a Figura A. 3 é apresentada.

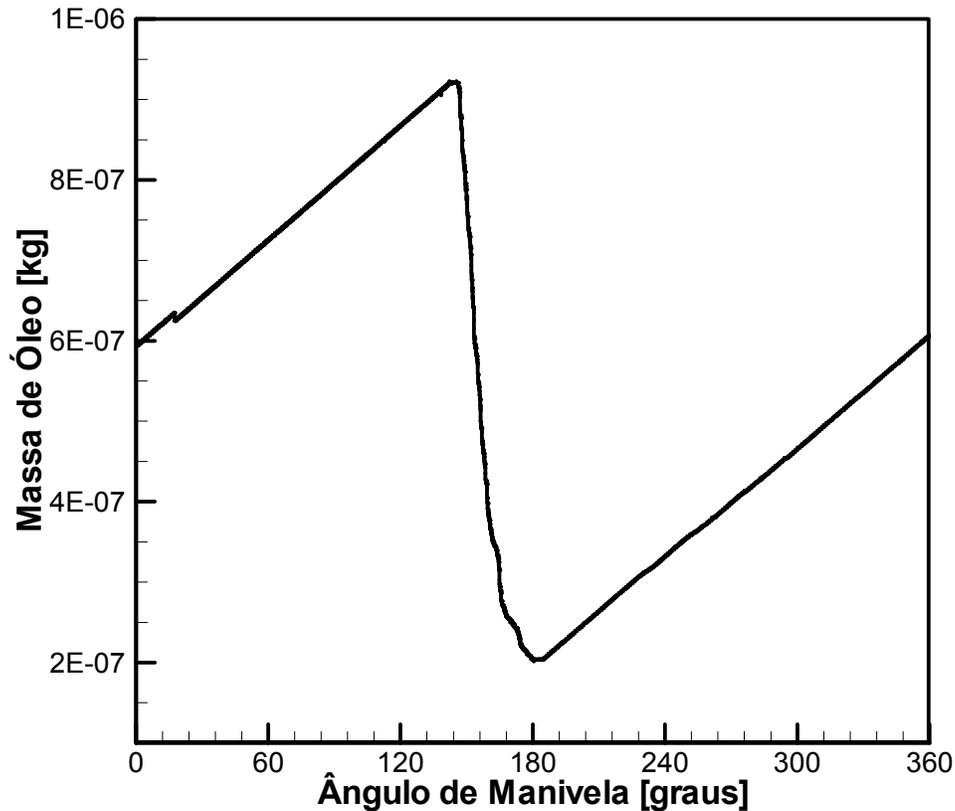


Figura A. 3 – Massa de óleo instantâneo no interior do cilindro em regime permanente

Com os resultados de massa instantânea de óleo e refrigerante no cilindro nos pontos inicial e final do processo de descarga, consegue-se estimar um valor médio da proporção de óleo que o refrigerante arrasta para fora do domínio. Na condição de teste usada para caracterizar o sistema (-27°C, 42°C), o óleo é arrastado pelo refrigerante durante o processo de descarga numa proporção com o refrigerante correspondente a 65% da sua fração mássica no interior do cilindro na eminência da descarga. Desta forma, observa-se a importância da inércia das gotículas e a distribuição das mesmas no cilindro no processo de descarga. Sendo assim, empregou-se o valor médio de 0,65 como fator multiplicativo na correção do fluxo de massa de óleo que sai do cilindro na simulação com a formulação integral, já que esta não computa a dinâmica do refrigerante no cilindro e por consequência o arraste de óleo pela descarga.