



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

Lucas Cercal Lazzaris

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE
UM COMPRESSOR ALTERNATIVO HERMÉTICO DE REFRIGERAÇÃO
COM DUPLA SUCÇÃO**

Florianópolis

2021

Lucas Cercal Lazzaris

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE
UM COMPRESSOR ALTERNATIVO HERMÉTICO DE REFRIGERAÇÃO
COM DUPLA SUCCÃO**

Dissertação de mestrado submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. César José Deschamps, Ph.D.

Florianópolis
2021

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Lazzaris, Lucas Cercal

Simulação numérica do desempenho termodinâmico de um compressor alternativo hermético de refrigeração com dupla sucção / Lucas Cercal Lazzaris ; orientador, César José Deschamps, 2021.

114 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2021.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Compressor alternativo. 3. Dupla-sucção. 4. Eficiência. 5. Refrigeração doméstica. I. Deschamps, César José. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Lucas Cercal Lazzaris

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO DESEMPENHO TERMODINÂMICO DE
UM COMPRESSOR ALTERNATIVO HERMÉTICO DE REFRIGERAÇÃO
COM DUPLA SUÇÃO**

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.
UFSC

Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, Dr Eng.
IFSC

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Paulo de Tarso Rocha Mendonça,
Dr. Eng.
Coordenador do Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica

Prof. César José Deschamps, Ph.D.
Orientador
Presidente da banca

Aos meus pais e à minha namorada

AGRADECIMENTOS

Durante a execução do presente trabalho, realizei um período de mestrado em regime exclusivo, em seguida, trabalhei na Nidec Global Appliance, e atualmente estou na JobScore. Não foram poucas pessoas que influenciaram este trabalho por meio de discussões e momentos de descontração. Muitas dessas pessoas são responsáveis por me animarem ou até mesmo permitir que este trabalho fosse completado e talvez eu seja injusto ao não mencionar algumas.

Aos meus pais, Marines e Pedro, por me aturarem de mau humor nas vésperas de provas, pelo carinho, incentivo e compreensão.

Aos meus irmãos, Matheus e José Luiz, pela amizade.

À Luisa, pelo companheirismo, por não me deixar desistir, e por várias horas investidas me auxiliando na formatação e nas figuras deste trabalho.

Ao corpo docente do departamento, pelo aprendizado. Em especial àquele que foi muito mais que um orientador, mas uma pessoa que me deu diversas oportunidades ao longo dos últimos sete anos, ao professor César José Deschamps.

Aos técnicos Fabiano Vambommel, Eduardo Ludgero e Renata Steinbach, por todo o suporte com a parte experimental do trabalho.

Ao Marco Carrilho Diniz, por ser um mentor na área de engenharia, pelas discussões técnicas e por acreditar que eu conseguiria terminar este trabalho.

Aos integrantes do Polo, pela amizade e companhia: Vitor Braga, Lucas Militão, Diego Santos, Rafael Lima, Bruno Honnef, Nicolas Bianchi, Luís Medeiros e Luciano Fuso.

Ao time de termodinâmica da Nidec Global Appliance pelas discussões, em especial: Bruno Backes, Claudio Santos, Evandro Lange e Tadeu Rodrigues.

Aos técnicos da Nidec Global Appliance, cujo auxílio foi fundamental para a parte experimental: Moises Lungareze Neto e Werner Griesang.

Aos desenvolvedores da JobScore, em especial ao Lucas Cunha, que acompanhou esta saga de perto, pelo apoio.

Ao CNPq e ao povo brasileiro pelo apoio financeiro.

“A mente que se abre a uma nova ideia jamais voltará ao seu tamanho original.”

(Albert Einstein)

RESUMO

Compressores alternativos herméticos são largamente empregados em sistemas de refrigeração doméstica. O presente trabalho apresenta uma análise numérico-experimental do desempenho termodinâmico do protótipo de um compressor de dupla sucção, motivada pela possibilidade de novas arquiteturas de sistema de refrigeração. Para comutar a sua operação entre as duas linhas de sucção, o compressor protótipo utiliza um dispositivo interno que permite conectar uma linha de cada vez, com trocas rápidas entre as linhas. Inicialmente, um modelo de simulação foi desenvolvido para estimar as principais grandezas físicas que caracterizam a operação do compressor (vazão mássica, potência indicada e coeficiente de performance). Em seguida, um inventário de ineficiências volumétricas e isentrópicas foi proposto para estimar as perdas do compressor durante as comutações entre as linhas de sucção. Além disso, uma bancada experimental foi construída para medições no compressor, de forma a fornecer dados para a validação dos resultados numéricos. Após a validação do modelo, análises paramétricas foram realizadas para avaliar os efeitos de condições de operação e variáveis ligadas ao sistema de comutação sobre o desempenho do compressor de dupla sucção. Concluiu-se que menores velocidades do compressor, maiores diferenças entre as temperaturas dos dois evaporadores e menores valores de *duty cycle* aumentam os efeitos do transiente de comutação, de forma a dificultar o projeto do sistema de refrigeração. A ineficiência devido à perda de carga do dispositivo de comutação foi avaliada em três velocidades de operação (1 300, 2 000 e 4 000 rpm), observando-se que a mesma aumenta com a velocidade, reduzindo a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance em até 7,8 % na velocidade de 4 000 rpm. Finalmente, uma comparação entre um sistema de refrigeração operando com o compressor de dupla sucção e outro sistema usando dois compressores convencionais não otimizados mostrou um coeficiente de performance 8,2 % maior para o primeiro.

Palavras-chave: Compressor alternativo. Dupla-sucção. Eficiência. Refrigeração doméstica

ABSTRACT

Hermetic reciprocating compressors are widely used in household refrigeration systems. This work presents a numerical and experimental analysis of the thermodynamic performance of the prototype of a dual injection compressor. The main motivation for the development of a compressor with two suction lines is the possibility of new architectures of refrigeration systems. The compressor of dual injection employs an internal device that allows fast connection and operation of each of the two suction lines at a given time. Initially, a simulation model was developed to predict the thermodynamic performance of the compressor, characterized by mass flow rate, indicated power, and coefficient of performance. Then, a new procedure was proposed to estimate the volumetric and isentropic inefficiencies, with attention to the switching between the suction lines. A hot-gas calorimeter was adapted to test a prototype of the dual injection compressor with the measurements used to validate the numerical model. A parametric analysis was carried out for the effect of the operating conditions and parameters of the switching device on the performance of the dual injection compressor. The results showed that low compressor speeds and temperature differences between the evaporators, and low values of duty cycles affect negatively the compressor performance, making it harder to design an efficient refrigeration system. The inefficiency due to the increase of throttling in the switching device was estimated for three different compressor speeds and showed to increase as the speed increases, reducing the cooling capacity and the coefficient of performance up to 7,8% at 4 000 rpm. Finally, the efficiency of a refrigeration system operating a dual-injection compressor was compared with that of a system using two conventional compressors, although not optimized for the operating condition, showing the system with the dual-injection compressor can reach a coefficient of performance 8,2% higher.

Keywords: Reciprocating compressor. Double injection. Efficiency. Household refrigeration.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 – Esquema de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor | 19 |
| Figura 2 – Diagrama $p-h$ de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor | 19 |
| Figura 3 – Sistema de refrigeração com circuitos independentes | 20 |
| Figura 4 – Sistema de refrigeração com dois evaporadores com ativação sequencial | 21 |
| Figura 5 – Sistema de refrigeração com dois evaporadores simultâneos | 21 |
| Figura 6 – Sistema de refrigeração com dois evaporadores simultâneos e um trocador de calor auxiliar | 22 |
| Figura 7 – Esquema do mecanismo de compressão do compressor alternativo . . . | 23 |
| Figura 8 – Vista esquemática de um compressor alternativo hermético | 24 |
| Figura 9 – Vista frontal de um filtro acústico montado (a) e desmontado (b) . . . | 26 |
| Figura 10 – Esquema do mecanismo biela manivela | 37 |
| Figura 11 – Volume de controle da câmara de compressão | 38 |
| Figura 12 – Ilustração esquemática da realidade e da modelagem de válvulas | 40 |
| Figura 13 – Ilustração esquemática do vazamento na folga pistão cilindro | 43 |
| Figura 14 – Pulsação típica em um sistema de sucção | 44 |
| Figura 15 – Ilustração esquemática da malha do sistema de descarga | 45 |
| Figura 16 – Ilustração esquemática do dispositivo de comutação do compressor . . | 46 |
| Figura 17 – Ilustração esquemática da pressão na câmara de sucção do compressor | 47 |
| Figura 18 – Esquema do comportamento das válvulas de retenção e comutação . . | 48 |
| Figura 19 – Esquema das malhas do sistema de sucção | 49 |
| Figura 20 – Esquema do domínio físico simulado pelas malhas do sistema de sucção | 50 |
| Figura 21 – Vazão ideal do compressor de dupla sucção | 53 |
| Figura 22 – Efeito do superaquecimento no trabalho específico de compressão . . . | 55 |
| Figura 23 – Ilustração das perdas nas válvulas e filtros acústicos | 57 |
| Figura 24 – Ilustração dos ciclos de comutação para pós processamento | 59 |
| Figura 25 – Fluxograma de solução da modelagem numérica | 60 |
| Figura 26 – Detalhe do fluxograma do avanço temporal da simulação | 61 |
| Figura 27 – Efeito do passo de tempo na pressão da câmara de sucção utilizando a linha de baixa pressão de evaporação | 64 |
| Figura 28 – Pressão da câmara de sucção na linha de baixa pressão de evaporação para menores passos de tempo | 64 |
| Figura 29 – Efeito do passo de tempo na pressão da câmara de sucção utilizando a linha de alta pressão de evaporação | 65 |
| Figura 30 – Pressão da câmara de sucção na linha de alta pressão de evaporação para menores passos de tempo | 65 |
| Figura 31 – Esquema de um calorímetro de ciclo quente | 67 |

| | |
|--|----|
| Figura 32 – Processos termodinâmicos de um calorímetro de ciclo quente | 68 |
| Figura 33 – Esquema da bancada para o compressor de dupla sucção | 68 |
| Figura 34 – Calibração do modelo com a linha de baixa pressão de evaporação . . . | 70 |
| Figura 35 – Validação do modelo com a linha de alta pressão de evaporação | 71 |
| Figura 36 – Vazão mássica ao longo do tempo | 73 |
| Figura 37 – Potência indicada ao longo do tempo | 74 |
| Figura 38 – Pressão adimensional na câmara de sucção durante a abertura da válvula de comutação | 75 |
| Figura 39 – Pressão adimensional na câmara de sucção durante o fechamento da válvula de comutação | 75 |
| Figura 40 – Efeito da abertura da válvula de comutação sobre a pressão do cilindro | 76 |
| Figura 41 – Efeito da abertura da válvula de comutação no diagrama p-V | 77 |
| Figura 42 – Diagrama p-V do primeiro pico de potência indicada do ciclo de comutação | 78 |
| Figura 43 – Efeito do fechamento da válvula de comutação na pressão do cilindro . | 78 |
| Figura 44 – Efeito do fechamento da válvula de comutação no diagrama p-V . . . | 79 |
| Figura 45 – Efeito da abertura da válvula de retenção na pressão do cilindro . . . | 80 |
| Figura 46 – Efeito da abertura da válvula de retenção no diagrama p-V | 81 |
| Figura 47 – Perda de vazão total ao longo do tempo | 82 |
| Figura 48 – Perdas de vazão na sucção e por volume morto durante a abertura da válvula de comutação | 82 |
| Figura 49 – Perdas de vazão na sucção e por volume morto durante o fechamento da válvula de comutação | 83 |
| Figura 50 – Perdas de vazão por refluxos e vazamentos na abertura da válvula de comutação | 84 |
| Figura 51 – Perdas de vazão por refluxos e vazamentos no fechamento da válvula de comutação | 84 |
| Figura 52 – Outras perdas de vazão presentes no compressor de dupla sucção . . . | 85 |
| Figura 53 – Contribuição de cada parcela sobre a perda de vazão total | 86 |
| Figura 54 – Potência isentrópica ao longo do tempo | 87 |
| Figura 55 – Perdas energéticas na sucção e por vazamento ao longo do tempo . . . | 88 |
| Figura 56 – Perdas energéticas por perda de carga no sistema de sucção | 89 |
| Figura 57 – Perdas energéticas por perda de carga no sistema de descarga | 89 |
| Figura 58 – Perdas energéticas residuais | 90 |
| Figura 59 – Contribuição de cada parcela sobre a perda energética total | 91 |
| Figura 60 – Vazão mássica para diversas rotações na abertura da válvula de comutação | 92 |
| Figura 61 – Vazão mássica para diversas rotações na abertura da válvula de retenção | 92 |
| Figura 62 – Vazão mássica para diversos duty cycles na abertura e fechamento das válvulas de comutação e retenção | 93 |

| | |
|---|-----|
| Figura 63 – Parâmetros globais integrados ao longo dos últimos dois ciclos de comutação em função do <i>duty cycle</i> | 94 |
| Figura 64 – Parâmetros globais integrados ao longo dos últimos dois ciclos de comutação em função do período de comutação | 95 |
| Figura 65 – Massa no volume principal do filtro de sucção durante a abertura da válvula de comutação | 96 |
| Figura 66 – Capacidade hipotética durante a redução de pressão do filtro de sucção | 97 |
| Figura 67 – Efeito da temperatura do evaporador de baixa pressão na vazão; $T_{e,h} = -10^{\circ}\text{C}$ | 99 |
| Figura 68 – Efeito da temperatura do evaporador de alta pressão na vazão; $T_{e,l} = -25^{\circ}\text{C}$ | 99 |
| Figura 69 – Variação das razões em função da temperatura de evaporação da linha de baixa pressão | 103 |
| Figura 70 – Variação das razões em função da temperatura de evaporação da linha de alta pressão | 104 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|-----|
| Tabela 1 – Condição de operação para verificação da modelagem numérica | 62 |
| Tabela 2 – Parâmetros globais do compressor em função do passo de tempo na linha de baixa pressão | 63 |
| Tabela 3 – Parâmetros globais do compressor em função do passo de tempo na linha de alta pressão | 63 |
| Tabela 4 – Configuração da bancada para validação da modelagem numérica . . . | 69 |
| Tabela 5 – Validação dos parâmetros globais do compressor | 71 |
| Tabela 6 – Capacidade média e razão entre as capacidades do <i>freezer</i> e do <i>fresh food</i> em função da velocidade | 100 |
| Tabela 7 – Potência média e razão entre as potências do <i>freezer</i> e do <i>fresh food</i> em função da velocidade | 101 |
| Tabela 8 – Razão entre as potências indicadas e capacidades do <i>freezer</i> e do <i>fresh food</i> em função do <i>duty cycle</i> | 102 |
| Tabela 9 – Razão entre as potências indicadas e capacidades do <i>freezer</i> e do <i>fresh food</i> em função da temperatura do evaporador do <i>freezer</i> | 102 |
| Tabela 10 – Razão entre as potências indicadas e capacidades do <i>freezer</i> e do <i>fresh food</i> em função da temperatura do evaporador do <i>fresh food</i> | 102 |
| Tabela 11 – Efeito do dispositivo de comutação na capacidade, potência indicada e COP em função da velocidade | 105 |
| Tabela 12 – Razão de capacidades e potências indicadas para os sistemas com o compressor de dupla sucção e com dois compressores convencionais . . | 106 |
| Tabela 13 – Razão dos parâmetros globais entre o compressor de dupla sucção e dois compressores convencionais | 107 |

NOMENCLATURA

SIGLAS

| | |
|-------------|---|
| CFD | <i>Computational Fluid Dynamics.</i> |
| DC | <i>Duty Cycle.</i> |
| TDMA | <i>Tridiagonal Matrix Algorithm.</i> |
| COP | Coeficiente de Performance. |
| VCC | Compressor de Capacidade Variável (<i>Variable Capacity Compressor</i>). |
| SLHX | Trocador de Calor na Linha de Sucção (<i>Sucion Line Heat Exchanger</i>). |

SÍMBOLOS ROMANOS

| Símbolo | Descrição | Unidade |
|-----------------|--|------------------|
| \ddot{s} | Aceleração da válvula | m/s ² |
| c_p | Calor específico a pressão constante | J/(kg K) |
| c_v | Calor específico a volume constante | J/(kg K) |
| c | Coeficiente de amortecimento | N s/m |
| $'COP_{pV}$ | Coeficiente de performance considerando apenas aspectos termodinâmicos | - |
| COP_{II} | Coeficiente de performance de segunda lei da termodinâmica | - |
| C_b | Comprimento da biela | m |
| L | Comprimento do pistão | m |
| R | Constante do gás | J/(kg K) |
| D | Diâmetro | m |
| \hat{e} | Energia específica | J/kg |
| h | Entalpia específica | J/kg |
| \hat{s} | Entropia específica | J/K |
| e | Excentricidade | m |
| f_w | Fator de atrito | - |
| f | Força | N |
| m | Massa | kg |
| N_c | Número máximo de ciclos de comutação | - |
| \dot{W}_{dc} | Perda de energia associada à perda de carga na câmara de descarga | W |
| \dot{W}_{sc} | Perda de energia associada à perda de carga na câmara de sucção | W |
| \dot{W}_{dis} | Perda de energia associada à perda de carga no sistema de descarga | W |

| Símbolo | Descrição | Unidade |
|-----------------|--|--------------------|
| \dot{W}_{suc} | Perda de energia associada à perda de carga no sistema de sucção | W |
| \dot{W}_s | Perda de energia associada à sucção | W |
| \dot{m}_{cl} | Perda de vazão associada ao volume morto | kg/s |
| \dot{m}_s | Perda de vazão associada à sucção | kg/s |
| T_c | Período de comutação | s |
| T_{cyc} | Período do ciclo de compressão | s |
| s | Posição da válvula | m |
| s_s | Posição da válvula de comutação | m |
| s_c | Posição da válvula de retenção | m |
| x | Posição do pistão | m |
| C_{TDC} | Posição do ponto morto superior | m |
| \dot{W} | Potência | W |
| p | Pressão | Pa |
| R_w | Raio do cilindro | m |
| r_p | Razão de pressão | - |
| \hat{c} | Razão entre o volume morto e o volume varrido | - |
| K | Razão entre os raios do pistão e do cilindro | - |
| d_m | Reversibilidade do mecanismo | m |
| k | Rigidez | N/m |
| \dot{Q} | Taxa de transferência de calor | W |
| T | Temperatura | K |
| t | Tempo | s |
| W | Trabalho | J |
| w | Trabalho específico | J/kg |
| V | Velocidade | m/s |
| \dot{s} | Velocidade da válvula | m/s |
| N | Velocidade do compressor | rpm |
| v | Volume específico | m ³ /kg |
| \dot{m} | Vazão de massa | kg/s |
| A | Área | m ² |
| A_{ee} | Área efetiva de escoamento | m ² |
| A_{ef} | Área efetiva de força | m ² |

SÍMBOLOS GREGOS

| Símbolo | Descrição | Unidade |
|----------------|-------------------------|----------------|
| η | Eficiência | - |
| ε | Escorregamento do motor | - |

| Símbolo | Descrição | Unidade |
|----------------|--|-------------------|
| ξ | Fator de amortecimento | - |
| ω_n | Frequência natural | rad/s |
| ρ | Massa específica | kg/m ³ |
| γ | Razão entre os calores específicos | - |
| ψ | Resíduo de massa na câmara de compressão | - |
| τ | Tensão cisalhante | Pa |
| μ | Viscosidade | Pa s |
| θ | Ângulo de manivela | rad |

OUTROS SÍMBOLOS

| Símbolo | Descrição | Unidade |
|----------------|---|----------------------|
| \bar{h} | Coefficiente convectivo de transferência de calor | W/(m ² K) |
| \forall | Volume | m ³ |
| \forall_{sw} | Volume varrido | m ³ |

SUB E SUPER-ÍNDICES

| Índice | Descrição |
|---------------|--------------------------------------|
| $()_{cyl}$ | Cilindro |
| $()_{cc}$ | Câmara de compressão |
| $()_{dc}$ | Câmara de descarga |
| $()_{sc}$ | Câmara de sucção |
| $()_{dis}$ | Descarga |
| $()_e$ | Elétrica |
| $()_{in}$ | Entrada |
| $()_{eq}$ | Equivalente |
| $()_{ev}$ | Evaporador |
| $()_g$ | Global |
| $()_{ind}$ | Indicada |
| $()_s$ | Isentrópico |
| $()_{down}$ | Jusante |
| $()_h$ | Linha de alta pressão de evaporação |
| $()_l$ | Linha de baixa pressão de evaporação |
| $()_{sl}$ | Linha de sucção |
| $()_{up}$ | Montante |
| $()_w$ | Parede |
| $()_{pis}$ | Pistão |
| $()_i$ | Propriedade instantânea |
| $()_b$ | Refluxo |

| Índice | Descrição |
|---------------|--------------------|
| $()_{out}$ | Saída |
| $()_{suc}$ | Sucção |
| $()_{th}$ | Teórico |
| $()_l$ | Vazamento |
| $()_{cv}$ | Volume de controle |
| $()_{cl}$ | Volume morto |
| $()_v$ | Volumétrica |

SUMÁRIO

| | | |
|----------|--|------------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 18 |
| 1.1 | SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E O COMPRESSOR | 18 |
| 1.2 | COMPRESSORES ALTERNATIVOS | 23 |
| 1.3 | EFICIÊNCIAS DO COMPRESSOR | 25 |
| 1.4 | FILTROS DE SUCCÃO | 25 |
| 1.5 | OBJETIVOS | 26 |
| 1.6 | ESTRUTURA DO TRABALHO | 27 |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 28 |
| 2.1 | ARQUITETURAS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO | 28 |
| 2.2 | CARACTERIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE SUCCÃO E DESCARGA | 31 |
| 2.3 | INVENTÁRIO DE INEFICIÊNCIAS DE COMPRESSORES | 33 |
| 2.4 | SÍNTESE DA REVISÃO E CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO | 34 |
| 3 | MODELAGEM NUMÉRICA | 36 |
| 3.1 | MODELAGEM DO CICLO DE COMPRESSÃO | 36 |
| 3.2 | MODELAGEM DA COMUTAÇÃO INTERNA E DO FILTRO DE DESCARGA | 43 |
| 3.3 | INVENTÁRIO DE INEFICIÊNCIAS DE UM COMPRESSOR DE DUPLA SUCCÃO | 50 |
| 3.4 | PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO | 57 |
| 4 | VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DA MODELAGEM NUMÉRICA | 62 |
| 4.1 | VERIFICAÇÃO DA MODELAGEM NUMÉRICA | 62 |
| 4.2 | VALIDAÇÃO DA MODELAGEM NUMÉRICA | 66 |
| 5 | RESULTADOS E DISCUSSÕES | 72 |
| 5.1 | POTÊNCIA E VAZÃO AO LONGO DOS CICLOS DE COMUTAÇÃO | 72 |
| 5.2 | INEFICIÊNCIAS VOLUMÉTRICAS | 81 |
| 5.3 | INEFICIÊNCIAS ISENTRÓPICAS | 86 |
| 5.4 | ANÁLISE PARAMÉTRICA DO COMPRESSOR DE DUPLA SUCCÃO | 91 |
| 5.5 | ANÁLISE SIMPLIFICADA DO COMPRESSOR DE DUPLA SUCCÃO | 99 |
| 5.6 | EFEITO DO DISPOSITIVO DE COMUTAÇÃO | 104 |
| 5.7 | SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM COMPRESSOR DE DUPLA SUCCÃO | 105 |
| 6 | CONCLUSÕES | 108 |
| | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 111 |

1 INTRODUÇÃO

A ação de reduzir a temperatura de um objeto ou ambiente é denominada refrigeração. Exemplo de sua importância é a conservação de medicamentos e alimentos, garantindo a maior conservação dos mesmos. Em função da demanda energética de sistemas de refrigeração, torna-se necessário o estudo dos processos termodinâmicos associados e do desempenho dos componentes que o formam. Além do aumento de eficiência, estudos são também motivados pela necessidade de reduzir gastos de matéria prima para fins de sustentabilidade.

1.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E O COMPRESSOR

Sistemas de refrigeração doméstica são baseados na compressão mecânica de vapor (GOSNEY, 1982), considerando a capacidade do fluido refrigerante transferir grandes quantidades de energia térmica durante sua mudança de fase, possibilitando retirar energia do ambiente refrigerado durante sua evaporação.

Conforme mostra a Figura 1, o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor é composto basicamente por quatro componentes: (i) compressor, responsável por elevar a pressão do fluido entre os trocadores de calor e prover a vazão mássica necessária para o funcionamento do sistema; (ii) condensador, onde o refrigerante rejeita calor para o ambiente externo; (iii) dispositivo de expansão, usualmente um tubo capilar, cuja função é reduzir a pressão do refrigerante; (iv) evaporador, onde ocorre a absorção de calor do ambiente refrigerado.

O fluido refrigerante em um ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor passa pelos seguintes processos termodinâmicos (indicados na Figura 2):

- 1-2 Compressão isentrópica no interior do compressor;
- 2-3 Rejeição de calor à pressão constante no condensador, durante a qual o refrigerante muda da fase de vapor saturado para líquido saturado;
- 3-4 Expansão à entalpia constante, no dispositivo de expansão;
- 4-1 Absorção de calor à pressão constante no evaporador, na qual o refrigerante alcança o estado de vapor saturado.

A fim de reduzir o consumo de energia, compressores de capacidade variável (*variable capacity compressors*) VCCs foram desenvolvidos com a vantagem de ajustarem a capacidade de refrigeração de acordo com a carga térmica do sistema. A aplicação desse tipo de compressor leva o sistema para condições de operação que geram menores irreversibilidades termodinâmicas.

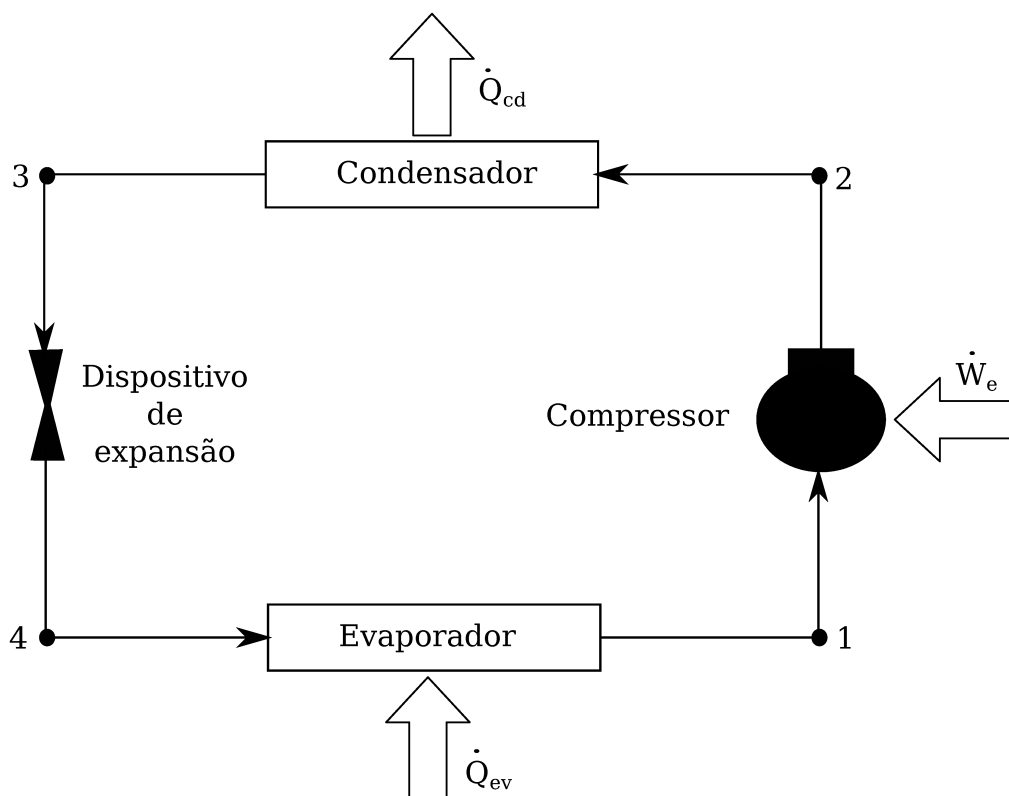


Figura 1 – Esquema de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor

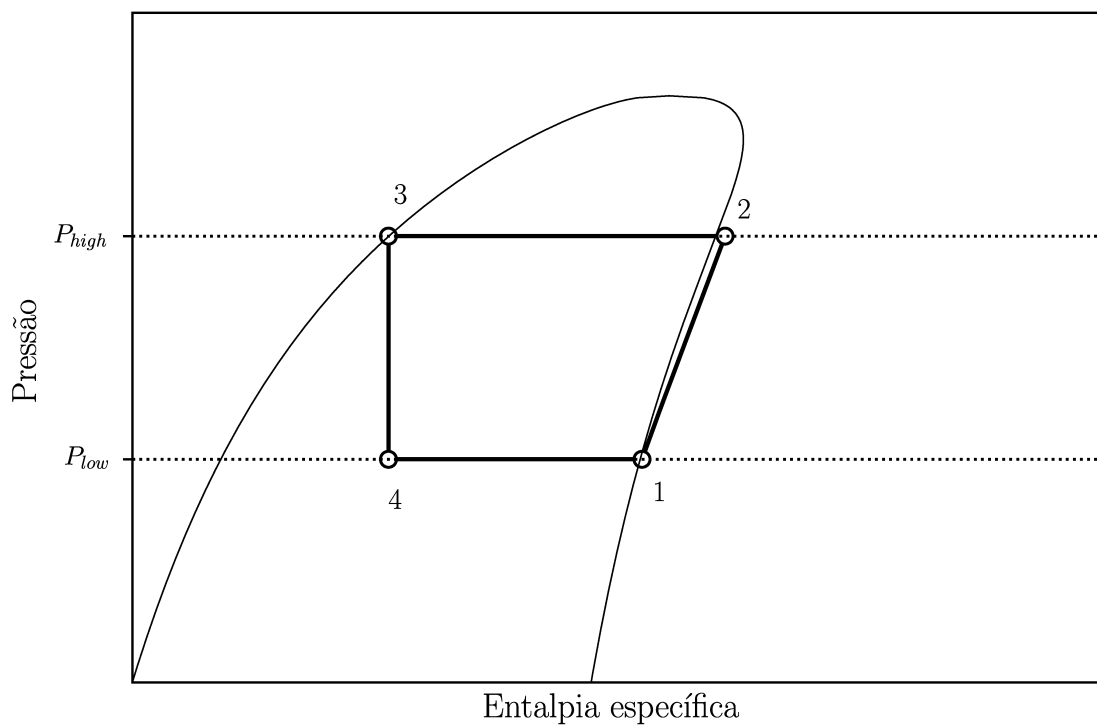


Figura 2 – Diagrama $p-h$ de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor

Ainda na busca de maior eficiência, outras arquiteturas de sistema de refrigeração têm sido desenvolvidas. Por exemplo, um sistema de refrigeração pode reduzir as irreversibilidades causadas pelas trocas de calor com diferenças de temperaturas finitas nos trocadores de calor. Dentre diversas arquiteturas, a configuração de circuitos independentes é conceitualmente mais simples, envolvendo dois sistemas de refrigerações completos em um refrigerador. Um sistema com maior razão de pressão é usado para obter menores temperaturas de evaporação para o congelador (*freezer*) e outro com menor razão de pressão é adotado para o compartimento refrigerado (*fresh food compartment*). Essa arquitetura é apresentada esquematicamente na Figura 3.

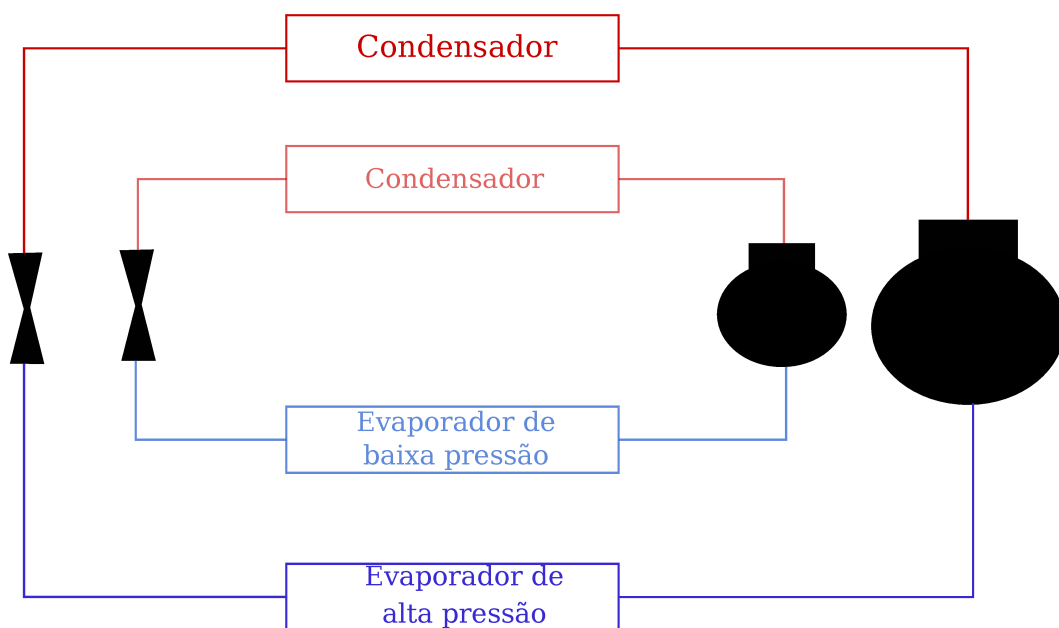


Figura 3 – Sistema de refrigeração com circuitos independentes

Outra arquitetura possível para sistema com dois compartimentos é formada com o emprego de dois evaporadores ativados sequencialmente, conforme mostra a Figura 4. Após o refrigerante sair do condensador ele segue para uma válvula de três vias que o direciona para um dos dois ramos com um dispositivo de expansão e um evaporador, um ramo opera no *freezer* e outro no *fresh food*. Após o evaporador do *freezer* há uma válvula de bloqueio que faz a conexão com a linha de pressão mais elevada, sendo o fluido levado então ao compressor.

A arquitetura de circuitos independentes possui dois compressores e pode se tornar proibitiva por questões de custo, enquanto a arquitetura de dois evaporadores com ativação sequencial pode apresentar maiores variações nas temperaturas de evaporação em função de apenas um evaporador ser acionado por vez.

A Figura 5 ilustra outra proposta de arquitetura com dois evaporadores simultâneos, visando utilizar apenas um compressor e reduzir a variação das temperaturas nos

evaporadores.

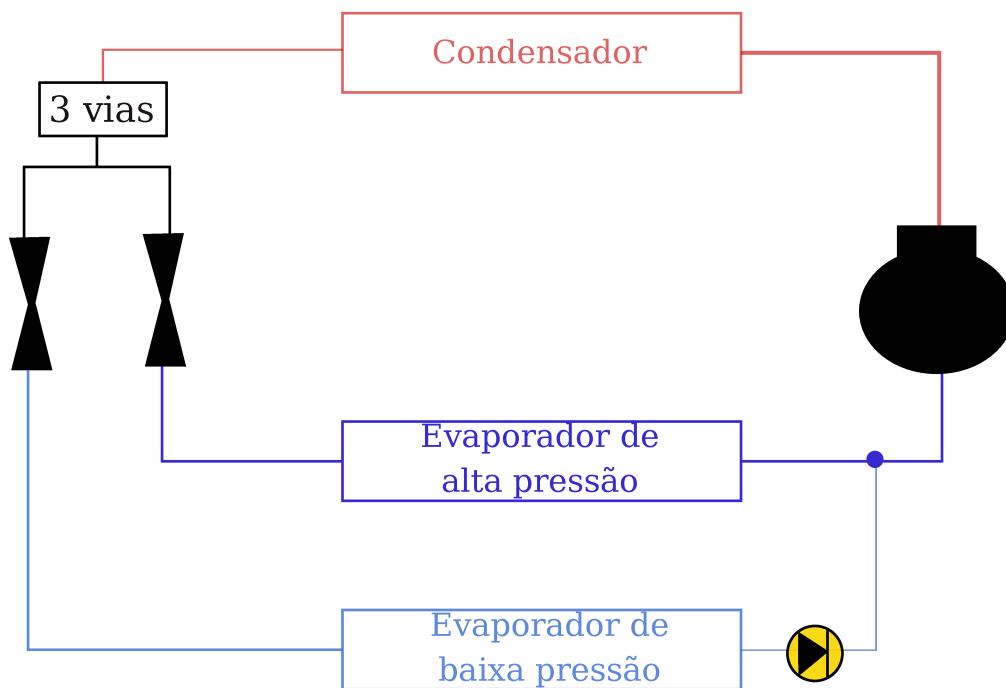


Figura 4 – Sistema de refrigeração com dois evaporadores com ativação sequencial

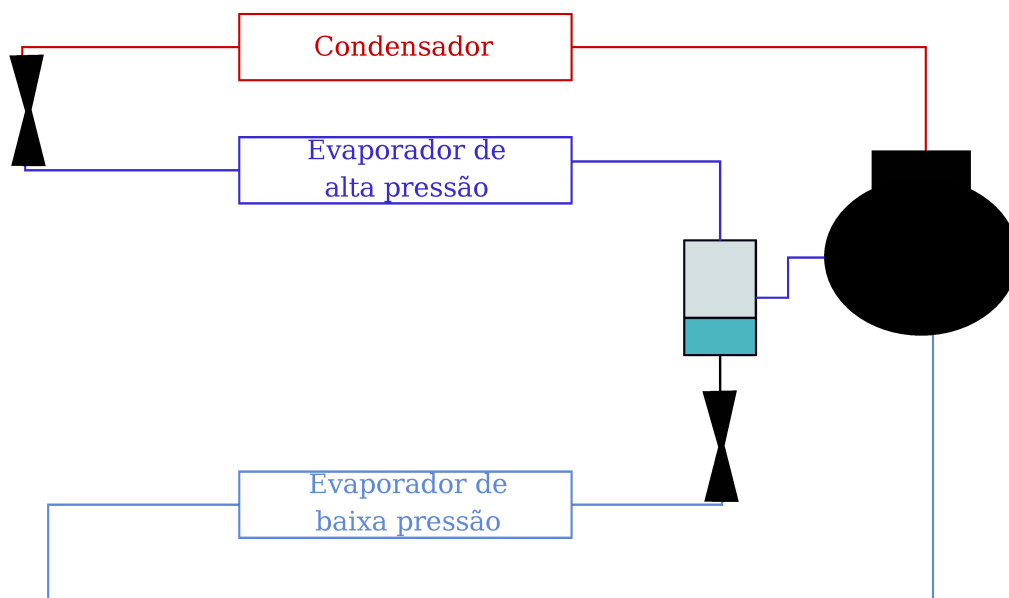


Figura 5 – Sistema de refrigeração com dois evaporadores simultâneos

No sistema com dois evaporadores simultâneos, o fluido segue do condensador para um dispositivo de expansão, reduzindo a sua pressão e é direcionado para o evaporador de alta pressão (*fresh food*). O refrigerante não é completamente evaporado e se encontra no

estado bifásico na saída do evaporador de alta pressão. Após passar pelo evaporador do *fresh food*, o refrigerante vai para um separador de líquido e vapor, com o vapor sendo então admitido pelo compressor. A fração de líquido separada tem sua pressão diminuída em um dispositivo de expansão e chega ao evaporador de baixa pressão, onde o refrigerante sai em estado de vapor e vai para o compressor, recomeçando o ciclo. O compressor utilizado nesse tipo de arquitetura deve ser projetado de maneira específica para receber duas linhas de sucção a diferentes pressões e possuir uma rápida comutação entre as linhas.

Em todas as arquiteturas descritas, trocadores de calor podem ser utilizados para aumentar o subresfriamento na saída do condensador e o supreaquecimento na saída do evaporador. No ciclo padrão, dentro do trocador de calor adicional (Figura 1), o líquido advindo do condensador troca calor com o vapor que sai do evaporador. O líquido é resfriado, enquanto o vapor é aquecido, aumentando a confiabilidade do compressor, devido à menor probabilidade de entrar líquido no compressor. Já no sistema com dois evaporadores com ativação sequencial (Figura 4), o trocador de calor adicional liga a saída do condensador com a linha que conecta os evaporadores, de modo a evitar o uso de um trocador adicional para cada evaporador. Finalmente, no sistema com dois evaporadores simultâneos (Figura 5), o trocador auxiliar conecta a saída do condensador com a saída de cada um dos evaporadores, como apresenta a Figura 6.

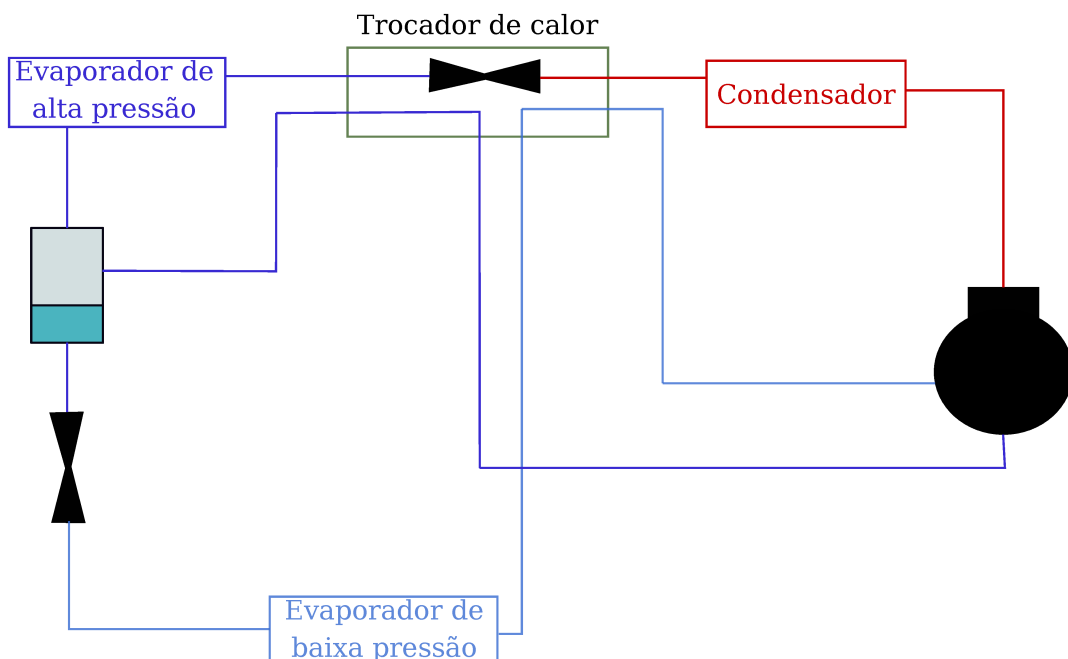


Figura 6 – Sistema de refrigeração com dois evaporadores simultâneos e um trocador de calor auxiliar

1.2 COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Os compressores utilizados em sistemas de refrigeração podem ser classificados como compressores de deslocamento positivo ou compressores dinâmicos. O compressor de deslocamento positivo enclausura um volume de fluido refrigerante e aumenta a sua pressão através da redução desse volume realizada por uma força mecânica. Já nos compressores dinâmicos, o aumento de pressão ocorre devido a uma conversão de energia cinética em pressão através da aceleração do fluido no rotor e sua posterior passagem em um difusor. Em sistemas de refrigeração doméstica e de refrigeração comercial leve, destaca-se o compressor de deslocamento positivo do tipo alternativo devido ao seu custo-benefício e versatilidade.

O compressor alternativo utilizado na refrigeração doméstica é hermético, com todos os seus componentes sendo envoltos por uma carcaça metálica hermeticamente selada. Os compressores alternativos utilizam pistão e válvulas para elevar a pressão e permitir passagem de refrigerante, como ilustra a Figura 7.

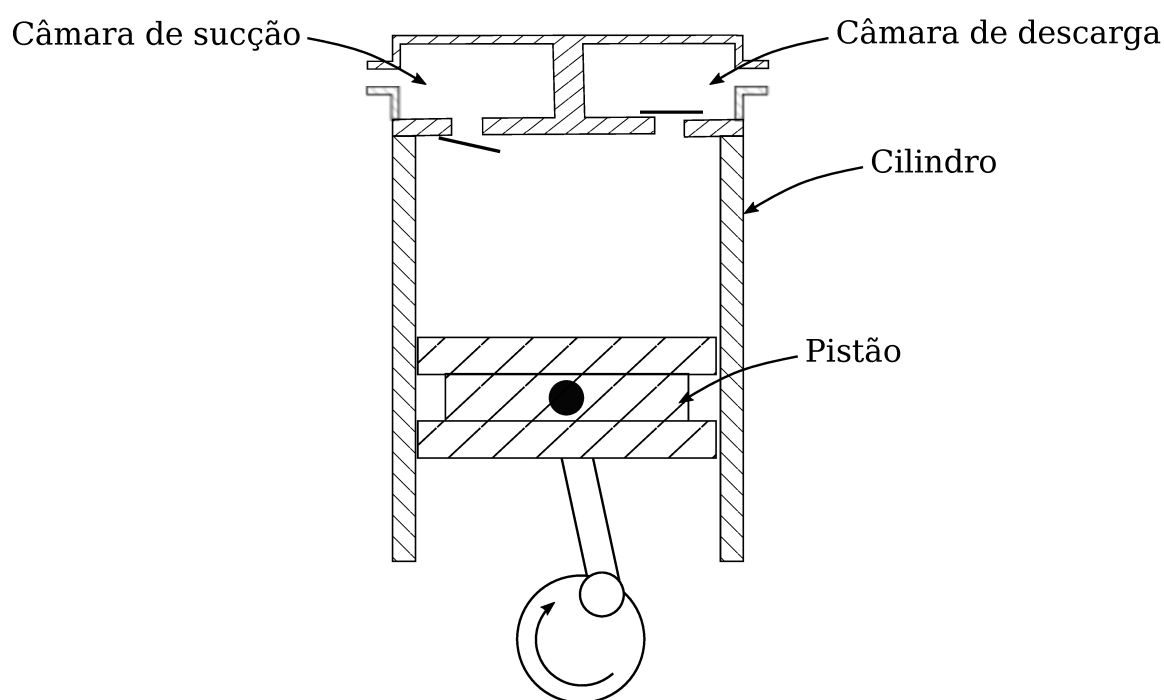


Figura 7 – Esquema do mecanismo de compressão do compressor alternativo

Após entrar no compressor, o refrigerante basicamente passa por três diferentes regiões: sistema de sucção, câmara de compressão e sistema de descarga. Inicialmente o fluido é admitido ao interior do compressor pelo passador de sucção, que direciona o refrigerante até o filtro acústico da sucção. O filtro acústico da sucção tem como função amortecer as pulsações de pressão geradas no escoamento pela movimentação da válvula de sucção,

reduzindo assim o ruído, além de servir como reservatório de refrigerante. Na sequência, o refrigerante atravessa a válvula de sucção e entra na câmara de compressão ou, como comumente denominada, cilindro. Dentro do cilindro o refrigerante é enclausurado e comprimido através da redução de volume da câmara de compressão devido à movimentação do pistão. A pressão aumenta na câmara de compressão até o momento em que a válvula de descarga é automaticamente aberta e permite a passagem de refrigerante para o filtro acústico da descarga. O filtro acústico de descarga leva o refrigerante até o passador de descarga na saída do compressor, direcionando-o então para o condensador. Ao final do processo de descarga, resta uma pequena massa no volume residual da câmara de compressão, conhecido como volume morto. Essa massa de fluido deve ser reexpandida até que a pressão no cilindro permita a abertura da válvula de sucção, iniciando o processo de sucção. Apesar de reduzir a vazão mássica do compressor, o volume morto é um parâmetro construtivo necessário por questões de confiabilidade e tolerâncias de manufatura. A Figura 8 apresenta uma visão esquemática de um compressor alternativo.

Para acionar o pistão, o compressor utiliza um motor elétrico de indução acoplado a um mecanismo biela-manivela. No interior do compressor também está presente o reservatório de óleo, denominado cárter, de onde uma bomba de óleo acoplada ao rotor do motor retira lubrificante e distribui em diferentes regiões do compressor. Além da função lubrificante, o óleo também desempenha papel importante na remoção de calor gerado pelo processo de compressão.

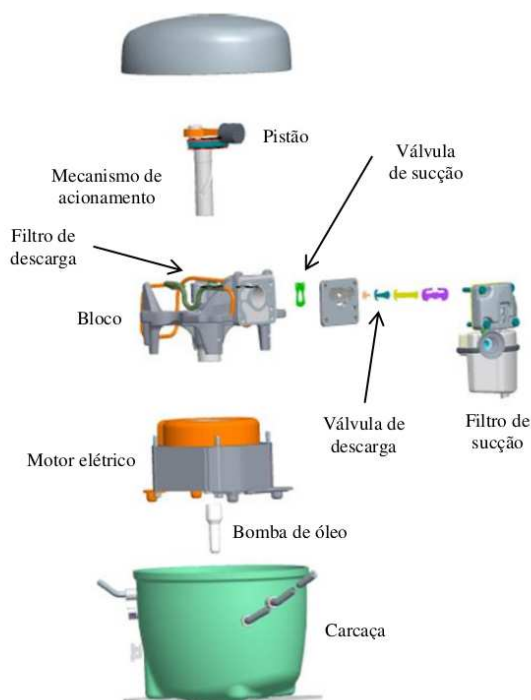


Figura 8 – Vista esquemática de um compressor alternativo hermético

1.3 EFICIÊNCIAS DO COMPRESSOR

Dentre os diversos parâmetros que são usados para expressar a eficiência de um sistema de refrigeração, o mais usual é o coeficiente de performance (COP), definido como a razão entre a capacidade de refrigeração, \dot{Q}_{ev} , e a potência elétrica consumida, \dot{W}_e , ou seja:

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

Para fins de projeto, outros parâmetros de eficiência são comumente usados para avaliar o desempenho de compressores. A eficiência volumétrica, η_v , é definida como razão entre a vazão mássica real, \dot{m} , e a vazão de massa ideal, \dot{m}_{th} :

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (1.2)$$

Outro parâmetro de desempenho do compressor é a eficiência global, η_g , sendo definida como a razão entre a potência que seria consumida por um processo de compressão isentrópico, \dot{W}_s , e a potência consumida pelo motor elétrico, \dot{W}_e :

$$\eta_g = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_e} \quad (1.3)$$

Finalmente, pode-se definir a eficiência isentrópica, η_s , como a razão entre a potência isentrópica entregue ao refrigerante durante o ciclo de compressão, \dot{W}_s , e aquela efetivamente entregue durante o processo de compressão, \dot{W}_{ind} , também conhecida como potência indicada, ou seja:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{ind}} \quad (1.4)$$

1.4 FILTROS DE SUCÇÃO

O filtro acústico de sucção de um compressor alternativo, também conhecido por *muffler* de sucção, tem como objetivo atenuar o ruído oriundo de pulsações de pressão no escoamento geradas pela dinâmica das válvulas. O filtro de sucção é geralmente fabricado em material polimérico de baixa condutividade térmica, com tubos e câmaras conectadas que fazem com que ondas de pressão sejam refletidas e interajam entre si, atenuando o ruído.

Além disso, o filtro de sucção possui um orifício purgador a fim de permitir que óleo e refrigerante líquido que eventualmente entrem no filtro possam escoar para o ambiente interno da carcaça. O orifício de purga também atua como equalizador de pressão, embora alguns modelos possuam orifícios adicionais de forma a garantir essa equalização.

Apesar de suas funções de redução de ruído e de equalização de pressão, o *muffler* gera uma perda de carga adicional e propicia maior área de transferência de calor no sistema de sucção, produzindo efeitos negativos no desempenho do compressor. Assim, além da

redução do ruído, o projeto de um filtro visa minimizar os efeitos de perda de carga e de transferência de calor. Um filtro acústico de um compressor convencional com apenas uma linha de sucção é apresentado na Figura 9. Deve ser mencionado que o compressor de dupla sucção adota uma geometria diferente para o sistema de sucção que será o principal objeto da análise desta dissertação.

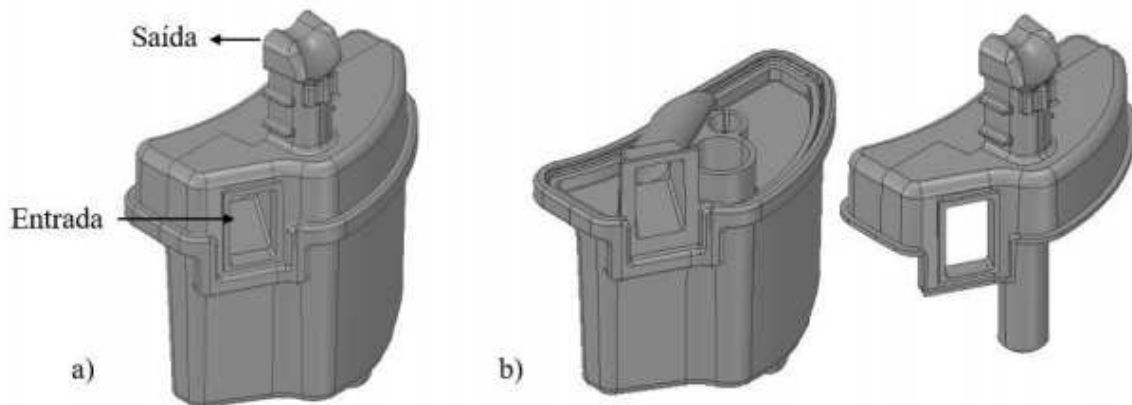


Figura 9 – Vista frontal de um filtro acústico montado (a) e desmontado (b)

Fonte: Bianchi (2019)

1.5 OBJETIVOS

Tendo em vista a importância da redução do consumo de energia no cenário atual, com regulamentações cada vez mais rígidas para classificação da eficiência de refrigeradores, fica evidente a necessidade de avaliar continuamente novos conceitos de compressores e arquiteturas de sistema de refrigeração. Nesse contexto, o objetivo geral deste trabalho é uma análise numérica-experimental do desempenho de um compressor de dupla sucção em diferentes condições de operação, proposto para fornecer com um dispositivo de comutação as capacidades de refrigeração requeridas pelo *freezer* e pelo *fresh food*.

Para alcançar esse objetivo, os seguintes objetivos específicos foram definidos:

- i. Implementação de um modelo de simulação do compressor de dupla sucção, utilizando formulação integral;
- ii. Instrumentação e teste de um compressor em bancada experimental a fim de fornecer dados para calibração e validação do modelo de simulação;
- iii. Desenvolvimento de um procedimento para determinar o inventário de ineficiências termodinâmicas de compressores de dupla sucção;

- iv. Análise paramétrica do desempenho do compressor de dupla sucção em diferentes condições de operação (velocidade do compressor, temperaturas de evaporação, parâmetros de controle da comutação).
- v. Análise comparativa entre um sistema operando com o compressor de dupla sucção e outro utilizando dois compressores convencionais, um para o *freezer* e o outro para o *fresh food*.

1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho foi dividido em 6 capítulos. Após a presente introdução, a revisão bibliográfica no Capítulo 2 apresenta o estado da arte e as contribuições deste trabalho. O Capítulo 3 descreve o modelo numérico desenvolvido para simular o compressor de dupla sucção, bem como a proposta do inventário de ineficiências para esse compressor. A verificação numérica do modelo computacional é apresentada no Capítulo 4, assim como o desenvolvimento de uma bancada para validação do modelo através de comparações resultados numéricos e experimentais. O Capítulo 5 contém os resultados das análises do efeito das condições de operação sobre o desempenho do dispositivo de comutação e uma comparação entre as eficiências de um sistema de refrigeração operando com dois compressores para as linhas de alta e baixa pressão e de um sistema operando com o compressor de dupla sucção. Finalmente, o Capítulo 6 apresenta as principais conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A literatura apresenta avaliações da eficiência e a viabilidade de diferentes arquiteturas de sistemas de refrigeração, motivados pela necessidade de produtos mais competitivos. Alguns desses estudos focam na caracterização numérica e experimental das ineficiências do sistema de sucção de compressores herméticos. Porém, a investigação e aplicação de compressores de dupla sucção foi pouco explorada. Este capítulo apresenta uma revisão de trabalhos relevantes, de forma a evidenciar as contribuições desta dissertação, sendo dividido em três temas:

- Arquiteturas de sistemas de refrigeração;
- Caracterização de sistemas de sucção e descarga de compressores;
- Inventário de ineficiências de compressores.

2.1 ARQUITETURAS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Domanski et al. (1994) apresentaram uma análise teórica do efeito de um trocador de calor na linha de sucção (SLHX) formado entre a linha de líquido na saída do condensador e a linha de sucção na entrada do compressor em um sistema de refrigeração convencional. Além do seu emprego na refrigeração doméstica, o SLHX também é amplamente utilizado em aplicações de refrigeração comercial, aumentando a confiabilidade do compressor ao garantir que apenas fluido na fase de vapor chegue ao compressor. Esses autores analisaram o problema para 29 fluidos refrigerantes e consideraram as seguintes hipóteses, assumindo compressão isentrópica e ausência de perda de carga nos trocadores de calor. Além disso, Domanski et al. (1994) utilizaram o conceito de temperaturas de saturação reduzidas e fixaram a mesma condição de operação para a análise de todos os refrigerantes. Os resultados mostraram que o parâmetro mais influente na performance do trocador de calor é o calor específico do refrigerante, sendo que fluidos refrigerantes com maiores calores específicos na fase de vapor se beneficiam mais da adição do SLHX. De fato, os autores mostraram que o uso do SLHX combinado com alguns fluidos refrigerantes com baixo calor específico na fase de vapor pode até mesmo reduzir o desempenho do sistema. Esse efeito negativo se deve ao aumento da temperatura de entrada que reduz a vazão e aumenta o trabalho específico de compressão, diminuindo a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance do sistema.

Klein et al. (2000) utilizaram um número adimensional, envolvendo a entalpia de evaporação, o calor específico da fase líquida e a temperatura crítica do refrigerante, na investigação do efeito do SLHX em um sistema de refrigeração. Através desse número adimensional e a da diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação, os autores desenvolveram uma correlação para o índice de capacidade relativa, definido como a razão entre a capacidade de refrigeração com e sem o SLHX, para diferentes efetividades do

trocador de calor interno. Embora a perda de carga no condensador não tenha apresentado efeito sobre o índice de capacidade relativa, a perda de carga no evaporador reduziu a densidade e aumentou o trabalho de compressão específico do fluido refrigerante. Em função disso, os autores propuseram um procedimento para estimar a performance do sistema com SLHX na presença de perda de carga no evaporador, utilizando curvas geradas a partir das correlações supracitadas.

Thornton et al. (1994) analisaram numericamente um ciclo de refrigeração secundário proposto para aumentar o subresfriamento do refrigerante após o condensador do ciclo primário e, assim, aumentar a capacidade de refrigeração do ciclo principal. Esse efeito foi alcançado utilizando um trocador de calor (*subcooler*) que opera como evaporador no ciclo de refrigeração secundário e absorve calor da linha de alta pressão do ciclo principal. O objetivo foi encontrar uma condição ótima de evaporação para o sistema secundário para reduzir o consumo de energia do sistema principal, uma vez que grande quantidade do calor removido aumenta consideravelmente a temperatura da entrada do compressor do sistema secundário, diminuindo a densidade e aumentando a entalpia específica do refrigerante. Logo, o aumento do COP do sistema principal ocorre com a redução do COP do sistema secundário. Os autores compararam duas propostas de modelagem. A primeira considerou que a única irreversibilidade se deve à troca de calor entre o condensador principal e o *subcooler*. Já a segunda, utilizou conceitos de condutância global para modelar os trocadores de calor, assim como de eficiências globais para a modelagem do compressor. Ambos os modelos apresentaram resultados similares, mostrando a existência de uma temperatura de evaporação ideal para o sistema secundário. A diferença entre os dois modelos na previsão do ponto ótimo foi de aproximadamente $2,5^{\circ}\text{C}$ para uma aplicação típica de refrigeração usada em supermercados. O modelo proposto pelos autores previu um aumento de aproximadamente 10% no COP do sistema em aplicações de supermercado.

Qureshi e Zubair (2012) analisaram combinações de seis refrigerantes substitutos de HFCs para um sistema de refrigeração com *subcooler* através de simulações dos diversos componentes do sistema para determinação das condições de operação ótimas do sistema. Os compressores foram modelados através de eficiências globais. Os autores validaram os resultados do modelo através da comparação com dados experimentais, observando desvios máximos em torno de 6% para vazão e 3,5% para COP. Os autores estudaram os refrigerantes R-134a e R-717 no sistema principal e mostraram que o fluido refrigerante R-134a permite o maior COP. O fluido R-134a também permitiu melhor performance no sistema secundário quando o sistema principal opera com o fluido R-134a.

O fluido refrigerante na descarga de compressores pode apresentar temperaturas suficientemente elevadas para causar a degradação do óleo no compressor ou dissolvido no próprio refrigerante. Uma maneira de reduzir a temperatura da descarga é injetar óleo ou fluido refrigerante líquido diretamente na câmara de compressão. Um estudo numérico-

experimental sobre compressão com injeção de refrigerante líquido em um compressor *scroll* foi conduzido por Dutta et al. (2001). O modelo de simulação adotou um volume de controle para a câmara de compressão em que ocorre a injeção de refrigerante na fase líquida. As partículas de refrigerante líquido foram modeladas com equações de balanços de massa e energia próprias. A troca de calor foi prevista com um modelo homogêneo, i. e., as fases de líquido e vapor estão em equilíbrio térmico. Os resultados dos modelos apresentaram boa concordância com os dados experimentais. Os autores adotaram duas configurações para o controle da temperatura do óleo no compressor nos testes experimentais. A primeira utilizou um controle da temperatura do óleo enquanto era variada a carga injetada de líquido, com o objetivo de isolar o efeito da carga de líquido da mudança de temperatura que ocorreria naturalmente no óleo. A queda de temperatura de descarga foi praticamente linear com o aumento de injeção de líquido, assim como o aumento de consumo, porém não houve aumento significativo de capacidade de refrigeração, deteriorando o COP. A segunda configuração não utilizou controle para a temperatura do óleo, objetivando uma representação mais fiel da operação típica de um compressor. Novamente, a queda de temperatura na descarga foi linear com a carga de líquido, assim como a queda da temperatura do óleo. No entanto, nesse caso o aumento de capacidade de refrigeração foi perceptível, assim como o aumento de potência do compressor, originando um pequeno aumento de COP para injeções de até 20% da massa de refrigerante admitida no estado vapor. Acima desse valor, a injeção adicional de líquido causa a redução do COP.

Alvarado et al. (2016) realizaram um estudo experimental para determinar a viabilidade de um projeto de sistema de refrigeração com um separador de líquido e vapor utilizando R-134a como fluido refrigerante. Os autores utilizaram um sistema adaptado de dois evaporadores sequenciais em que o separador de líquido e vapor foi posicionado após o condensador principal, direcionando o líquido para um ramo com um dispositivo de expansão e o primeiro evaporador. Por outro lado, o vapor seguia para um segundo ramo com um condensador auxiliar, um dispositivo de expansão e, por fim, o segundo evaporador. Dois separadores foram testados, com razões de aspecto (altura/diâmetro) iguais a 2 e 10. Resultados de processamento de imagem foram utilizados para estimar o título do refrigerante no ramo de vapor. Os autores concluíram que ambos separadores de líquido e vapor eram capazes de operar com o título desejado em cada ramo contendo um evaporador, em sistemas de baixa vazão mássica entre 2,7 e 5,4 kg/h.

Janke et al. (2020) apresentaram uma análise experimental de um sistema com separador de líquido e vapor aplicado à refrigeração doméstica. Os autores utilizaram um compressor protótipo de dupla sucção com velocidade variável em um refrigerador protótipo *bottom-mount* com 220 litros utilizando dois evaporadores e empregando um SHLX. Entre os evaporadores se encontrava o separador de líquido e vapor, com um circuito direcionando vapor até o compressor, caracterizando a linha do *fresh food*. O outro circuito direcionava

líquido até um segundo evaporador, também conectado ao mesmo compressor, porém caracterizando a linha do *freezer*. Duas geometrias foram estudadas para o separador de acrílico em formato de “T” com diâmetros de 10 e 28 mm nas suas ramificações. A geometria com maior diâmetro foi de maneira geral mais eficiente, porém em condições de baixa temperatura ambiente, alta velocidade de rotação e elevada duração de atuação do compressor na linha do *fresh food*, a vazão no ramo do *freezer* se tornou alta para sobrecarregar o SLHX, diminuindo a temperatura de retorno para valores perigosos, aumentando a chance de retorno de líquido ao compressor. Já a geometria com menor diâmetro não apresentou riscos à confiabilidade do compressor e se mostrou estável para um maior envelope de aplicação.

2.2 CARACTERIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE SUÇÃO E DESCARGA

Cada componente de um compressor pode ser caracterizado a partir de sua influência sobre diversos fenômenos físicos, ocorrendo na escala de tempo do ciclo de compressão ou do sistema de refrigeração. Em razão do conceito diferenciado de filtro acústico do compressor a ser analisado no presente trabalho, será dada ênfase aos modelos de simulação de sistemas de sucção na escala de tempo do ciclo de compressão, os quais são bastante semelhantes os modelos de sistemas de descarga.

Fagotti e Possamai (2000) utilizaram um código comercial de *computational fluid dynamics* (CFD) com o objetivo de demonstrar a viabilidade do uso de simulações em análises termodinâmicas de compressores alternativos. Uma das análises considerou a simulação transiente do filtro de sucção para captar as pulsações do escoamento e otimização do projeto do filtro. As condições de contorno utilizadas foram a pressão média na entrada do domínio e vazão mássica instantânea na saída, obtida via um modelo simplificado de simulação do compressor. Os autores compararam os resultados obtidos com esse modelo transiente e um modelo simplificado de regime permanente. O modelo simplificado previu apenas 46,8% e 23,3% da vazão e da perda de carga previstas pelo modelo transiente, sugerindo que o modelo simplificado é inadequado para otimizações do sistema de sucção. Os autores ainda realizaram simulações do sistema de descarga em regime permanente para minimização da perda de carga no escoamento. As condições de contorno para o sistema de descarga foram vazão média na entrada do domínio e pressão média na superfície de saída. Os resultados de perda de carga das simulações do sistema de descarga foram validados experimentalmente com desvio de até 10%.

Pérez-Segarra et al. (1994) propuseram um modelo CFD unidimensional (1D) baseado em volumes finitos, com câmaras e tubos para simular o escoamento compressível transiente em sistemas de sucção e descarga de um compressor alternativo. Os autores utilizaram coeficientes de fricção para avaliar a perda de carga nos tubos, enquanto equações provenientes de balanço integral de quantidade de movimento foram empregadas para estimar a perda de carga em singularidades (contrações e expansões geométricas). O procedimento

de solução adotou malhas com arranjos desencontrados, formulação temporal implícita e o algoritmo SIMPLEC para garantir o acoplamento entre os campos de pressão e velocidade. Resultados foram obtidos com o acoplamento a um modelo de câmara de compressão, mas não foram validados através da comparação com dados experimentais.

Deschamps et al. (2002) realizaram uma análise comparativa entre um modelo acústico baseado em ressonadores de Helmholtz e um modelo CFD 1D desenvolvido pelos autores para o escoamento transiente, pulsante e compressível no sistema de sucção de um compressor alternativo. Os resultados de ambos os modelos foram comparados com dados experimentais de pressão na câmara de sucção e dinâmica de válvula de sucção, com os resultados do modelo CFD apresentando maior concordância.

Bassi et al. (2000) apresentaram um modelo 1D para a simulação dos sistemas de sucção, descarga e para a câmara de compressão de um compressor alternativo. As equações diferenciais de conservação de massa, quantidade de movimento e energia para o escoamento nos tubos foram resolvidas pelo método de Garlekin descontínuo. Por outro lado, as equações de conservação da energia e da massa foram adotadas na forma integral para os volumes dos sistemas de sucção e de descarga. Os autores modelaram as válvulas palhetas do compressor através de um sistema de massa-mola amortecido com um grau de liberdade para a sucção e de um sistema com dois graus de liberdade para a descarga, com áreas efetivas de escoamento e de força para a determinação da vazão e da força nas válvulas. O modelo foi validado através de comparações com dados experimentais, apresentando desvios de 1,8% e 1,5% em capacidade de refrigeração e consumo, respectivamente.

Morriesen e Deschamps (2012) analisaram experimentalmente o escoamento pulsante, transiente e com troca de calor no filtro de sucção de um compressor alternativo, utilizando o refrigerante R-134a. Sensores de fio quente e fio frio foram empregados para medição da velocidade e temperatura na câmara de sucção, com um sensor de pressão piezoelétrico para medir a pressão. O movimento da válvula de sucção foi medido usando transdutores indutivos. Duas condições de operação foram testadas e representadas pelos seguintes pares de temperaturas de evaporação e condensação: (i) $-23,3/54,4$ °C; (ii) $-35,0/54,4$ °C. Os autores observaram que a velocidade máxima do escoamento na câmara de sucção não ocorre no mesmo instante do maior deslocamento da válvula de sucção. Esse fenômeno é uma consequência da inércia do fluido e indica uma das limitações da modelagem de válvulas via áreas efetivas obtidas através de simulações em regime permanente. Além disso, as medições mostraram que ocorre um aumento significativo de temperatura na câmara de sucção durante o período em que a válvula de sucção está fechada, seguido por uma redução brusca na abertura da válvula.

Parihar et al. (2016) realizaram uma análise comparativa entre um modelo *lumped* e uma simulação tridimensional (3D) com interação fluido-estrutura para os sistemas de sucção e descarga e para a câmara de compressão. Os autores adicionaram um termo de

força de amortecimento com dependência quadrática em relação a velocidade da válvula no modelo de sistema massa-mola amortecido a fim de melhorar a previsão do modelo em relação às altas velocidades. Para a simulação do modelo *lumped*, a dinâmica das válvulas foi resolvida via elementos finitos com um coeficiente de restituição para a colisão com o assento. A pulsação de pressão nos filtros de sucção e descarga foi prevista com um modelo de ressonador de Helmholtz. Ao comparar os resultados de ambos os modelos com dados experimentais de um compressor semi-hermético com três cilindros, o modelo *lumped* apresentou desvios em vazão mássica e consumo de até 3%. Por outro lado, os resultados do modelo tridimensional com interação fluido-estrutura, utilizado para prever a tensão na válvula de descarga, apresentaram desvios de até 7%. Os autores sugeriram o uso de modelos simplificados para fases iniciais de projeto, enquanto modelos mais sofisticados, como a interação fluido-estrutura, para uma avaliação mais apurada do desempenho e projeto de componentes.

2.3 INVENTÁRIO DE INEFICIÊNCIAS DE COMPRESSORES

A caracterização dos processos termodinâmicos em um compressor é fundamental para a estimativa dos parâmetros globais de desempenho do compressor, especialmente a vazão de massa e a potência indicada. Porém, no desenvolvimento de novas tecnologias e na otimização de componentes, apenas o uso de parâmetros globais não é suficiente, sendo necessário desmembrar diferentes processos a fim de compreender os seus efeitos sobre o compressor. Nesse contexto, inventários de ineficiências permitem caracterizar as perdas de diferentes fenômenos em um compressor, sendo de suma importância no desenvolvimento de novas tecnologias.

McGovern e Harte (1995) propuseram a caracterização da destruição de exergia no interior de um compressor utilizando uma abordagem numérica quase estática. A proposta dos autores consistiu em caracterizar as ineficiências nos seguintes processos: (i) transferência de calor; (ii) mistura de fluidos com temperaturas diferentes; (iii) perda de carga; (iv) fricção. Cada componente do compressor pode apresentar um ou mais processos de destruição de exergia. Para ilustrar o uso do modelo, os autores adotaram um modelo de simulação utilizando formulação de gás ideal e o compressor dividido em componentes sólidos e fluidos. Nesse sentido, um modelo quase estático na escala de tempo do ciclo de compressão foi empregado para a caracterização do ciclo de compressão, com as partes sólidas sendo resolvidas através do método da capacitância global. O modelo foi validado com dados experimentais, apresentando diferenças de até 7% nos principais parâmetros globais do compressor. Os resultados indicaram a perda de carga como responsável por mais de 50% da destruição de exergia, seguida pela troca de calor interna e a fricção nos mancais. Os autores realizaram um mapeamento de destruições de exergia por componente, mostrando que a câmara de compressão participa com 34% da destruição total de exergia, seguida pelo filtro acústico de descarga com 19%.

Pérez-Segarra et al. (2005) dividiram o inventário de eficiências de um compressor em três grupos: (i) eficiência volumétrica, i.e., relacionadas à vazão de massa; (ii) eficiência isentrópica, relacionadas ao consumo de energia nos processos de compressão, expansão, sucção e descarga; (iii) eficiência eletromecânica associada ao consumo de energia no motor elétrico e em mancais. Os diversos parâmetros foram integrados ao longo do ciclo de compressão, considerando o compressor operando em condição cíclica plenamente desenvolvida. Os autores observaram que a eficiência de um processo pode ser maior do que a unidade, indicando que o processo referência usado para descrever a condição ideal pode não ser realmente o de máxima eficiência. A caracterização do compressor ideal assumiu processos de sucção e descarga isobáricos e processos de compressão e expansão reversíveis adiabáticos. A vazão ideal foi definida como aquela que seria fornecida por um compressor sem volume morto. A eficiência volumétrica foi desmembrada em três parcelas principais: (i) eficiência da velocidade rotacional do motor; (ii) eficiência teórica considerando o volume morto; (iii) segunda eficiência, incluindo perdas em válvulas, pulsação de pressão e transferência de calor nos sistemas de sucção e descarga. A eficiência isentrópica foi desmembrada em perdas para os processos de compressão, expansão, sucção e descarga, com o processo de compressão se mostrando o de menor eficiência, seguido pelo processo de descarga. O processo de expansão apresentou eficiência isentrópica superior à unidade devido à troca de calor e à dinâmica das válvulas. Os autores também propuseram dois métodos para caracterizar a eficiência eletromecânica. O primeiro emprega a primeira lei da termodinâmica para avaliar os fenômenos de transferência de calor nos sistemas de sucção e descarga, na câmara de compressão e na carcaça. O segundo método empregou análise exérgica para identificar as destruições de exergia em cada componente. Finalmente, os autores empregaram um modelo para quantificar as eficiências em uma análise paramétrica dos componentes de um compressor hermético operando com R-134a.

Schreiner et al. (2010) aprofundaram a caracterização das ineficiências volumétricas propostas por Pérez-Segarra et al. (2005), considerando efeitos de refluxo em válvulas e superaquecimento no sistema de sucção e dentro do cilindro. Os autores consideraram também o atraso na abertura da válvula de sucção que reduz o volume varrido pelo pistão até o ponto morto inferior. Destaque foi também dado aos diferentes fenômenos que afetam a reexpansão do gás no volume morto e, assim, a eficiência volumétrica.

2.4 SÍNTESE DA REVISÃO E CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO

A revisão da literatura demonstra a importância de um compressor de dupla sucção para o aumento da eficiência de sistemas de refrigeração (DOMANSKI et al., 1994) e redução de custo de fabricação em relação as alternativas mais complexas (THORNTON et al., 1994).

A literatura se mostra bastante rica no que diz respeito a sistemas de sucção e descarga de compressores de refrigeração, tanto em investigações experimentais (MORRIESEN;

DESCHAMPS, 2012) quanto em modelos de simulação numérica (PARIHAR et al., 2016). No entanto, estudos focados no sistema de refrigeração com o emprego de protótipos de compressores de dupla sucção (JANKE et al., 2020) são escassos, e nenhum deles descreve o dispositivo de comutação interno necessário para a operação do compressor.

Os métodos propostos para inventários de ineficiências volumétricas e isentrópicas permitem uma melhor caracterização dos fenômenos que causam irreversibilidades, necessária para posterior otimização de componentes específicos do compressor (PÉREZ-SEGARRA et al., 2005). Porém, a vasta maioria dos trabalhos utiliza conceitos de parâmetros globais de desempenho para compressores operando em regime transiente periódico. Para um compressor de dupla sucção em que a comutação ocorre no seu interior, cada linha de sucção opera por poucos segundos e, embora possam ser alcançadas condições de transiente periódico, há o interesse de se caracterizar o regime anterior à condição cíclica para melhor compreender as vantagens e desvantagens de um novo conceito de dupla sucção.

Considerando a revisão da literatura e a importância de modelos de simulação em análises paramétricas e otimizações de compressores, esta dissertação apresenta as seguintes contribuições:

- i. Desenvolvimento de um modelo numérico e de um inventário de ineficiências para permitir a otimização de compressores de dupla sucção;
- ii. Entendimento dos fenômenos físicos associados ao transiente de comutação, através de análises paramétricas do compressor de dupla sucção;
- iii. Estudo da eficiência de um sistema de dupla sucção, comparando-o com um sistema operando com dois compressores convencionais;
- iv. Análise do efeito do dispositivo de comutação sobre a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance, comparando o compressor de dupla sucção com um compressor convencional.

3 MODELAGEM NUMÉRICA

As análises numéricas deste trabalho foram realizadas com o emprego de um programa desenvolvido na linguagem C++ por Lazzaris (2018), permitindo simular compressores alternativos. A simulação do ciclo de compressão adota uma formulação integral para a câmara de compressão, e uma formulação unidimensional para o escoamento compressível transiente nos sistemas de sucção e descarga.

Para desenvolvimento do modelo de um compressor de dupla sucção com comutação interna, uma nova modelagem do sistema de sucção precisou ser proposta, assim como uma nova caracterização para o inventário de ineficiências a fim de contabilizar os efeitos dinâmicos da comutação sobre o desempenho do compressor.

Este capítulo descreve inicialmente os modelos matemáticos usados na simulação do compressor, juntamente com a nova proposta de modelagem para o sistema de sucção. Em seguida, descrevem-se a adaptação do inventário de ineficiências e o procedimento de solução do problema.

3.1 MODELAGEM DO CICLO DE COMPRESSÃO

O ciclo de compressão de um compressor de deslocamento positivo pode ser caracterizado através de vários processos que ocorrem em um curto intervalo de tempo. O presente trabalho utiliza um modelo matemático simplificado, de maneira a reduzir os custos computacionais, baseado no modelo originalmente desenvolvido por Ussyk (1984). O modelo permite estimar as grandezas transientes e globais associadas ao ciclo de compressão, através da solução de quatro sistemas de equações:

- i. Equações que descrevem o volume da câmara de compressão, relacionando o volume do cilindro com o ângulo de manivela, através da cinemática do mecanismo;
- ii. Equações de conservação de massa e energia e uma equação de estado para determinação das propriedades instantâneas de massa específica, temperatura e pressão na câmara de compressão;
- iii. Equações para a modelagem da dinâmica das válvulas a fim de definir seus movimentos de abertura ao longo do ciclo de compressão;
- iv. Equações para determinar a vazão mássica que cruza as superfícies de controle da câmara de compressão, através dos orifícios de sucção e descarga e da folga pistão cilindro.

O compressor de dupla sucção com comutação interna foi modelado utilizando essas equações como base, modificando apenas o modelo associado à caracterização da pressão da câmara de sucção. Os modelos matemáticos de cada sistema de equações são apresentados a seguir.

3.1.1 Volume da Câmara de Compressão

Compressores alternativos de refrigeração normalmente empregam um mecanismo do tipo biela manivela para transformar o movimento rotacional do motor em movimento translacional no pistão. A Figura 10 ilustra os principais parâmetros geométricos que caracteriza do mecanismo de acionamento que definem o volume da câmara de compressão.

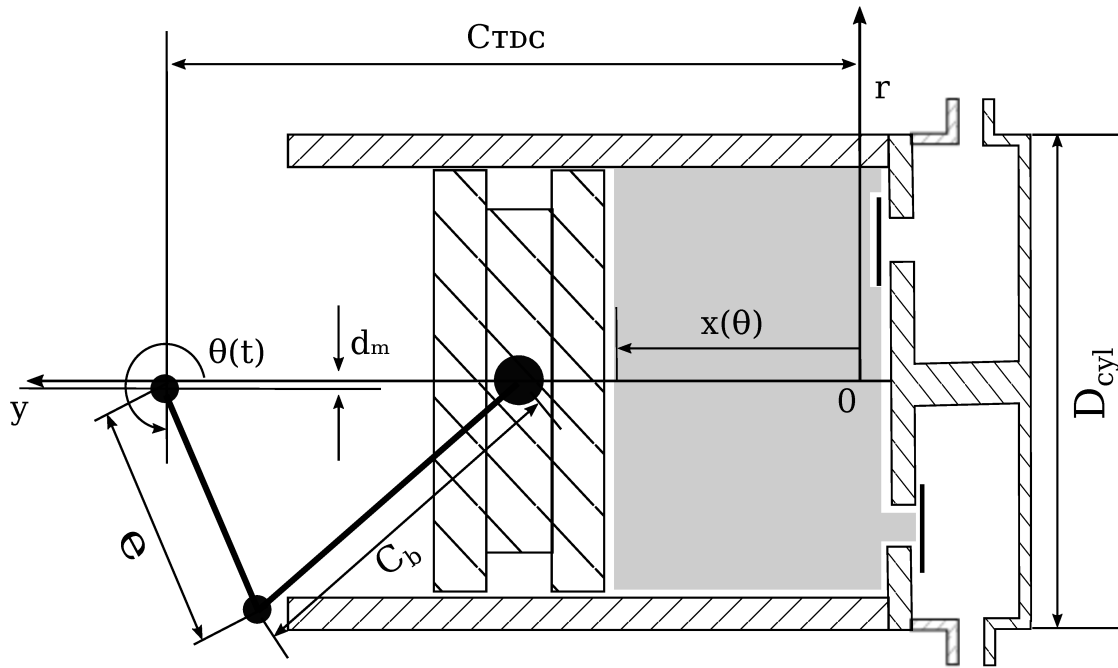


Figura 10 – Esquema do mecanismo biela manivela

A posição do pistão, x , em função do ângulo de manivela é fornecida pela seguinte expressão:

$$x(\theta) = C_{TDC} - \left\{ -e \cos \theta + [C_b^2 - (e \sin \theta - d_m)^2]^{0,5} \right\} \quad (3.1)$$

onde e , d_m , θ e C_b representam a excentricidade, a reversibilidade do mecanismo, o ângulo de manivela e o comprimento da biela, respectivamente.

A distância entre o eixo de rotação e o ponto morto superior, C_{TDC} , é dada por:

$$C_{TDC} = [(C_b + e)^2 - d_m^2]^{0,5} \quad (3.2)$$

A partir da posição do pistão é possível definir o volume da câmara de compressão, \forall_{cc} :

$$\forall_{cc}(\theta) = \frac{\pi D_{cyl}^2}{4} x(\theta) + \forall_{cl} \quad (3.3)$$

onde D_{cyl} corresponde ao diâmetro do cilindro e \forall_{cl} ao volume residual existente ao final da compressão.

O ângulo de manivela pode ser relacionado com o tempo t e com a velocidade de rotação N em rpm, da seguinte forma:

$$\theta = \frac{N}{30} \pi t \quad (3.4)$$

Essa equação parte do pressuposto que a velocidade de rotação é constante em todo o ciclo de compressão, sendo uma simplificação para a modelagem matemática do compressor. De fato, a determinação da velocidade de rotação instantânea do compressor depende das forças que atuam no pistão e do torque instantâneo do motor elétrico.

3.1.2 Equações de Conservação na Câmara de Compressão

A câmara de compressão apresenta um papel fundamental na termodinâmica do compressor, uma vez que nessa câmara ocorrem os processos de sucção, compressão, descarga e expansão. A formulação integral da conservação da massa e da primeira lei da termodinâmica é empregada para o volume de controle da câmara de compressão, incluindo os fluxos de massa e energia através dos orifícios e pelo vazamento na folga pistão-cilindro. No presente trabalho a temperatura da parede do compressor é considerada constante. A Figura 11 ilustra a câmara de compressão e identifica os parâmetros necessários para determinação das propriedades termodinâmicas instantânea do refrigerante.

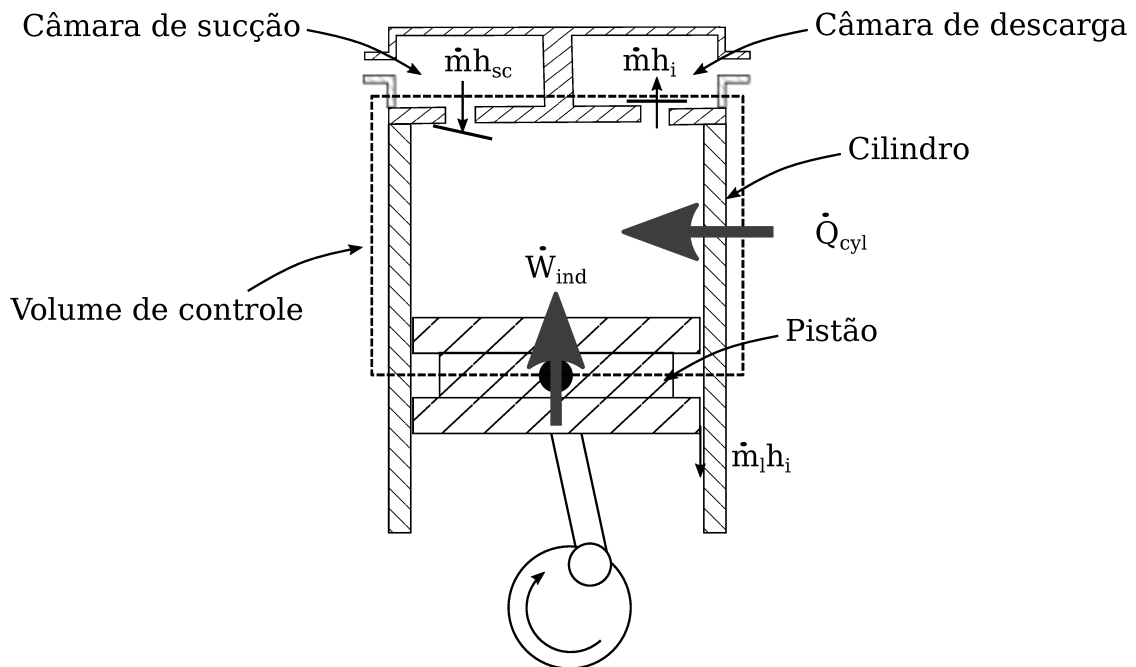


Figura 11 – Volume de controle da câmara de compressão

A equação da conservação da massa aplicada na câmara de compressão fornece:

$$\frac{d}{dt}(m_i) = \dot{m}_{suc} + \dot{m}_{bdis} - \dot{m}_{dis} - \dot{m}_{bsuc} - \dot{m}_l \quad (3.5)$$

onde m corresponde à massa, \dot{m} a vazão de massa, e os subíndices suc , dis e l correspondem aos processos de sucção e descarga e ao vazamento na folga pistão cilindro, respectivamente. O subscrito b indica vazões de massa associadas a refluxos nas válvulas, um aspecto que é negativo para o desempenho do compressor. Ainda, o índice i representa a variável instantânea dentro da câmara de compressão. A equação da conservação de energia para o fluido refrigerante no cilindro é descrita em sua forma genérica para uma formulação integral:

$$\frac{d}{dt}(m_i \hat{e}_i) = \dot{m}_{in} \left(\hat{e} + \frac{p}{\rho} \right)_{in} - \dot{m}_{out} \left(\hat{e} + \frac{p}{\rho} \right)_{out} + \dot{W}_{ind} + \dot{Q}_{cyl} \quad (3.6)$$

em que \hat{e} é a energia específica, p a pressão, ρ a massa específica do refrigerante, \dot{W}_{ind} é a potência mecânica entregue para o refrigerante no interior da câmara de compressão pela ação do pistão e \dot{Q}_{cyl} a taxa de transferência calor na superfície que delimita a câmara. Os subíndices in e out correspondem a entradas e saídas através das fronteiras da câmara, respectivamente

Considerando que contribuições de energia cinética e potencial do refrigerante na Equação 3.6 são desprezíveis, a equação da conservação da energia pode ser simplificada, resultando na seguinte equação para a taxa de variação da temperatura do gás, T_i , no interior da câmara de compressão:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i c_v} \left(\hbar A_w T_w - h_i \frac{dm_i}{dt} - \sum \dot{m}_j h_j \right) - \frac{T_i}{m_i c_v} \left(\hbar A_w + \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v \frac{dV_{cc}}{dt} - \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v v_i \frac{dm_i}{dt} \right) \quad (3.7)$$

Na equação anterior, h é a entalpia específica, c_v é o calor específico a volume constante, \hbar é o coeficiente de transferência convectiva de calor, avaliado com o emprego da correlação de Annand (1963). Além disso, A_w e T_w correspondem à área e a temperatura da parede da câmara. Finalmente, v corresponde ao volume específico do refrigerante.

O balanço de energia associado aos fluxos de massa que cruza as fronteiras é representado por:

$$\sum \dot{m}_j h_j = \dot{m}_{dis} h_i + \dot{m}_{bsuc} h_i + \dot{m}_l h_i - \dot{m}_{suc} h_{sc} - \dot{m}_{dis} h_{dc} \quad (3.8)$$

onde sc e dc correspondem às propriedades das câmaras de sucção e descarga, respectivamente.

A determinação da temperatura do gás da câmara de compressão utiliza a temperatura da parede do cilindro e a temperatura da câmara de sucção como condições de contorno. Ambas temperaturas são obtidas através de medições em compressores instrumentados com termopares.

A partir da Equação 3.5, e com o conhecimento do volume instantâneo da câmara de compressão, pode-se determinar a massa específica do refrigerante dentro do cilindro. Por outro lado, a Equação 3.7 permite determinar a temperatura do refrigerante. O conhecimento da temperatura e da massa específica do fluido permite determinar o estado termodinâmico do refrigerante através de uma equação de estado. No presente trabalho, adotou-se a biblioteca REFPROP, versão 7.0 (LEMMON et al., 2002) para a determinação da pressão no interior do cilindro.

3.1.3 Dinâmica de Válvulas

Compressores alternativos de refrigeração em sua grande maioria utilizam válvulas automáticas do tipo palheta. Essas válvulas são classificadas como automáticas pelo fato de sua abertura e movimento ser dominada pela diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e descarga. A característica da palheta permite uma analogia com uma viga metálica engastada fletindo em função das distribuições de pressões nas suas faces (Figura 12).

Neste trabalho, optou-se por uma modelagem simplificada do sistema de válvulas, através de uma modelagem de um sistema massa-mola amortecido com um grau de liberdade, conforme esquema da Figura 12(b).

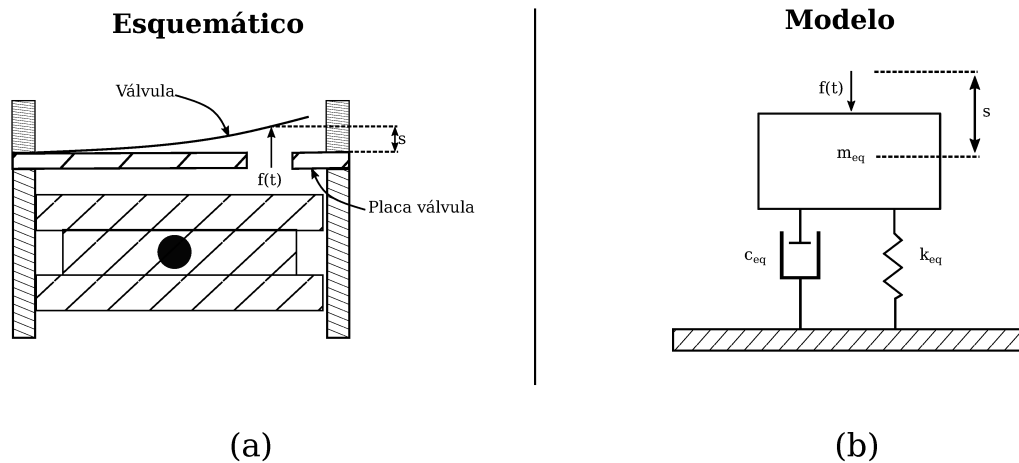


Figura 12 – Ilustração esquemática da realidade e da modelagem de válvulas

A modelagem da dinâmica das válvulas objetiva determinar o deslocamento, s , a velocidade, \dot{s} , e a aceleração, \ddot{s} , da palheta em função do tempo. A equação que descreve a dinâmica de válvulas é:

$$m_{eq}\ddot{s} + c_{eq}\dot{s} + k_{eq}s = f(t) \quad (3.9)$$

em que m_{eq} , c_{eq} , k_{eq} e $f(t)$ são a massa, o coeficiente de amortecimento e a rigidez equivalentes do sistema e a força que atua na válvula, respectivamente. A primeira

frequência natural de uma válvula palheta, ω_n , pode ser avaliada através de:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \quad (3.10)$$

A caracterização da rigidez e da frequência natural para uma válvula palheta é realizada através de simulações numéricas de elementos finitos. Por outro lado, a avaliação do coeficiente de amortecimento é mais complexa, uma vez que depende do escoamento nas válvulas. Assim, o fator de amortecimento, ξ , definido na Equação 3.11 é obtido da calibração através de dados experimentais do movimento das válvulas.

$$\xi = \frac{c_{eq}}{2\sqrt{k_{eq}m_{eq}}} \quad (3.11)$$

A força induzida pela diferença de pressão que atua sobre a válvula pode ser determinada com o emprego do conceito da área efetiva de força, A_{ef} , ou seja:

$$f(t) = A_{ef}(p_{up} - p_{down}) \quad (3.12)$$

onde os subíndices *up* e *down* correspondem às propriedades à montante e a jusante, respectivamente.

A área efetiva de força, A_{ef} , depende fundamentalmente das características do escoamento através do orifício e, portanto, varia de acordo com o deslocamento da válvula. Geralmente, os valores de A_{ef} são obtidos através de simulações numéricas CFD para diferentes aberturas da válvula e desprezando a dependência do número de Reynolds.

Outro fenômeno que afeta a dinâmica de válvulas é a força de adesão devido a existência de uma película de óleo entre a palheta e o assento quando a válvula está fechada. A força de adesão dificulta a abertura da válvula, sendo calibrada através de dados experimentais de abertura das válvulas. Em suma, o efeito adesão é um atraso na abertura das válvulas de sucção e descarga, reduzindo a eficiência do compressor.

A equação diferencial ordinária de segunda ordem que rege a dinâmica das válvulas é resolvida através do desmembramento da Equação 3.9 em um sistema de duas equações diferenciais ordinárias para a utilização do método de Runge Kutta de 4^a ordem.

3.1.4 Equações para Vazão Mássica

As vazões mássicas do fluido refrigerante nas válvulas e na folga pistão-cilindro são necessárias para a determinação das propriedades instantâneas da câmara de compressão através da solução das equações de conservação da massa e da energia.

A vazão mássica nas válvulas de sucção e descarga é obtida através de uma expressão para escoamento compressível isentrópico em bocais em condições críticas ou subcríticas, corrigida para efeitos de atrito viscoso através da introdução da área efetiva de escoamento, A_{ee} . Assim, a equação para a vazão em válvulas pode ser escrita da seguinte forma:

$$\dot{m} = A_{ee} p_{up} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_{up}}} \sqrt{r_p^{2/\gamma} - r_p^{(\gamma+1)/\gamma}} \quad (3.13)$$

onde γ é a razão entre os calores específicos, R é a constante do fluido refrigerante e r_p a razão entre as pressões a montante e jusante, enquanto o subíndice up se refere às propriedades a montante do escoamento. O parâmetro r_p depende da condição de escoamento no orifício, podendo indicar condições de escoamentos críticos ou subcríticos. No caso de um escoamento crítico, a razão de pressões r_p é obtida de

$$r_p = \frac{2^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\gamma+1} \quad (3.14)$$

e para condições subcríticas, a seguinte expressão é adotada:

$$r_p = \frac{p_{down}}{p_{up}} \quad (3.15)$$

em que o subíndice $down$ se refere às propriedades a jusante do escoamento.

Os valores de área efetiva de escoamento são obtidos para diversas aberturas da válvula através de simulações numéricas do escoamento em regime permanente e com o emprego de geometrias de válvulas próximas das reais.

A vazão de massa que atravessa a folga entre o pistão e o cilindro, conforme esquema da Figura 13, representa um vazamento da câmara de compressão para o ambiente interno do compressor e caracteriza uma parcela importante das perdas de capacidade de refrigeração. Além disso, a energia fornecida ao refrigerante durante a sua compressão é perdida por vazamento, reduzindo assim a eficiência isentrópica do compressor.

A folga pistão-cilindro é um parâmetro que afeta de forma significativa a eficiência, uma vez que folgas pequenas aumentam as perdas mecânicas enquanto folgas excessivamente grandes aumentam o vazamento e, dessa forma, reduzem a vazão do compressor. Ainda, a dimensão da folga é importante para a lubrificação requerida para evitar o contato metálico entre o pistão e o cilindro. Em vista da influência da folga na eficiência e confiabilidade de compressores, uma solução de compromisso deve ser atingida.

Neste trabalho, o vazamento foi avaliado com o emprego do modelo proposto por Ferreira e Lilie (1984) na forma de um escoamento combinado de Couette-Poiseuille. O modelo assume as hipóteses de escoamento laminar plenamente desenvolvido de fluido refrigerante puro. A hipótese de refrigerante puro é de fato uma simplificação uma vez que o escoamento ocorre na presença de óleo lubrificante.

A velocidade média na folga pistão cilindro, \bar{V}_l , do modelo de Ferreira e Lilie (1984) é obtida de:

$$\bar{V}_l = V_{pis} \left[\frac{1 - K^2 + 2K^2 \ln K}{2 \ln(K)(1 - K^2)} \right] + \frac{(p_i - p_{suc})R_w^2}{8\mu_i L} \left(\frac{1 - K^4}{1 - K^2} + \frac{1 - K^2}{\ln K} \right) \quad (3.16)$$

onde V_{pis} é a velocidade instantânea do pistão, obtida através da diferenciação da equação da posição do mecanismo (3.1). Além disso, K é a razão entre os raios do pistão e do

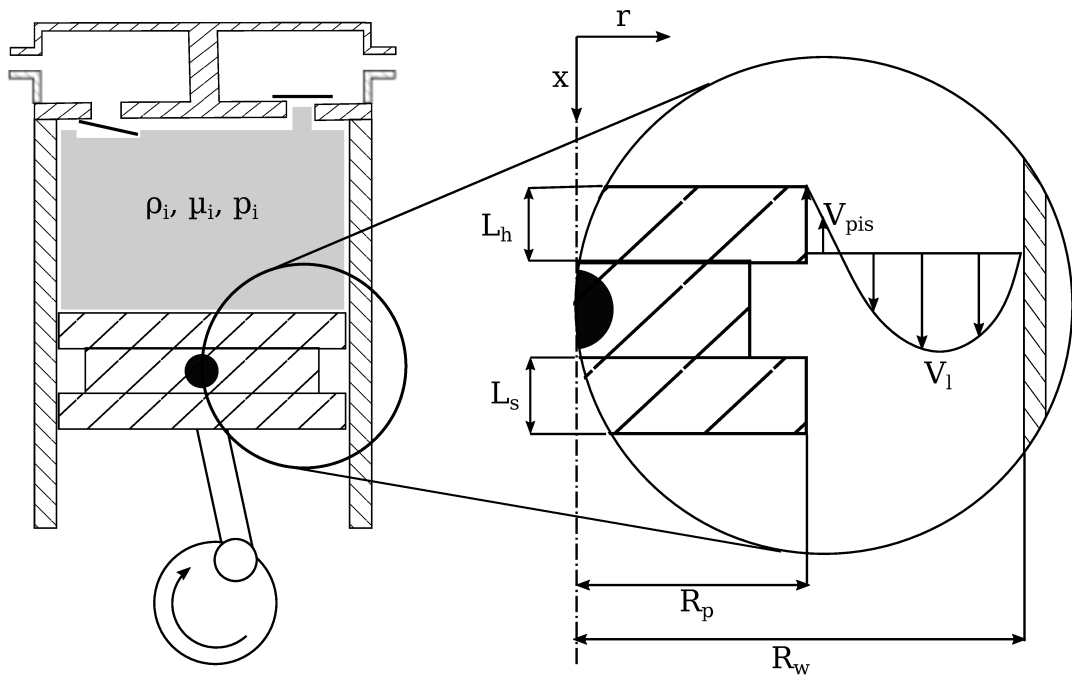


Figura 13 – Ilustração esquemática do vazamento na folga pistão cilindro

cilindro, p_{suc} é a pressão no interior da carcaça, R_w é o raio do cilindro, μ_i é a viscosidade instantânea do refrigerante na câmara de compressão e L é o comprimento do pistão.

O comprimento L pode ser caracterizado pela soma dos comprimentos da saia, L_s , e da cabeça, L_h , do pistão quando há a presença de um vedante na região do pino do pistão. Quando o pino do pistão não é vedado, apenas o comprimento da cabeça do pistão restringe o escoamento, aumentando o vazamento da folga pistão-cilindro.

Finalmente, com a velocidade média conhecida, pode-se determinar a vazão mássica que atravessa a folga pistão-cilindro:

$$\dot{m}_l = \rho_i \bar{V}_i \pi R_w^2 (1 - K^2) \quad (3.17)$$

3.2 MODELAGEM DA COMUTAÇÃO INTERNA E DO FILTRO DE DESCARGA

Conforme mencionado no Capítulo 1, os sistemas de sucção e descarga de compressores alternativos possuem filtros acústicos para a atenuação do ruído e devem também reduzir a transferência de calor com o ambiente interno do compressor que deteriora as eficiências volumétrica e isentrópica. Além disso, os filtros de sucção são também projetados para armazenar fluido para facilitar o processo de sucção. Em razão dessas características, a modelagem de filtros acústicos é fundamental para a simulação de compressores.

Devido à dinâmica das válvulas de sucção e descarga, o escoamento de refrigerante é tipicamente compressível e pulsante nos filtros acústicos. A Figura 14 ilustra a pulsação

típica na câmara de sucção de um filtro acústico. Percebe-se que a frequência da pulsação é bem definida durante o período em que a válvula de sucção está fechada e é fortemente associada ao comprimento do tubo ligado à câmara de sucção. As pulsações irregulares que ocorrem após o ângulo de 220° são resultados da dinâmica da válvula sobre o escoamento.

Usualmente os filtros de sucção e descarga de compressores alternativos são modelados de maneira similar. Porém, no presente trabalho o sistema de comutação interno do compressor faz parte do sistema de sucção e, por este motivo, as modelagens desses sistemas serão descritas separadamente.

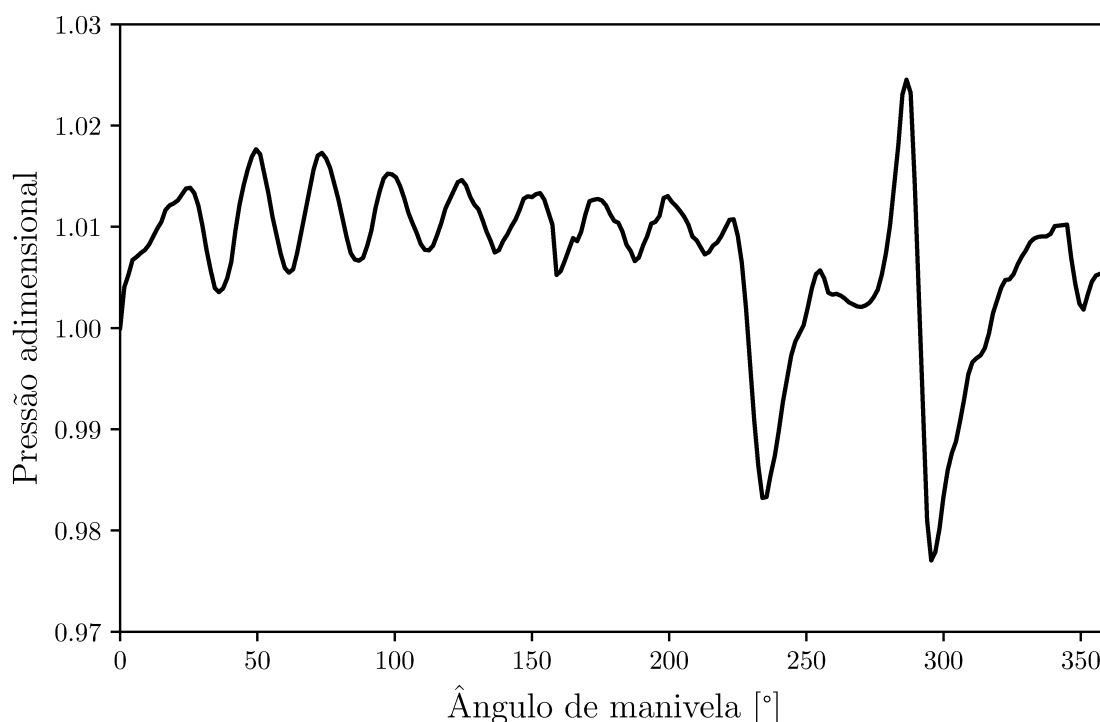


Figura 14 – Pulsação típica em um sistema de sucção

Fonte: Adaptado de Link (2006)

3.2.1 Modelagem do Filtro de Descarga

O filtro de descarga do presente trabalho apresenta a modelagem desenvolvida por Deschamps et al. (2002), com o emprego do método de volumes finitos para resolver o escoamento compressível transiente a partir de uma formulação unidimensional. Esse modelo considera a presença de tubos e câmaras no filtro de descarga como ilustra a Figura 15. Cada câmara é caracterizada por um único volume, enquanto os tubos são discretizados por diversos volumes de controle.

As equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da conservação energia são integradas, resultando nas Equações 3.18, 3.19 e 3.20 para cada volume do

domínio.

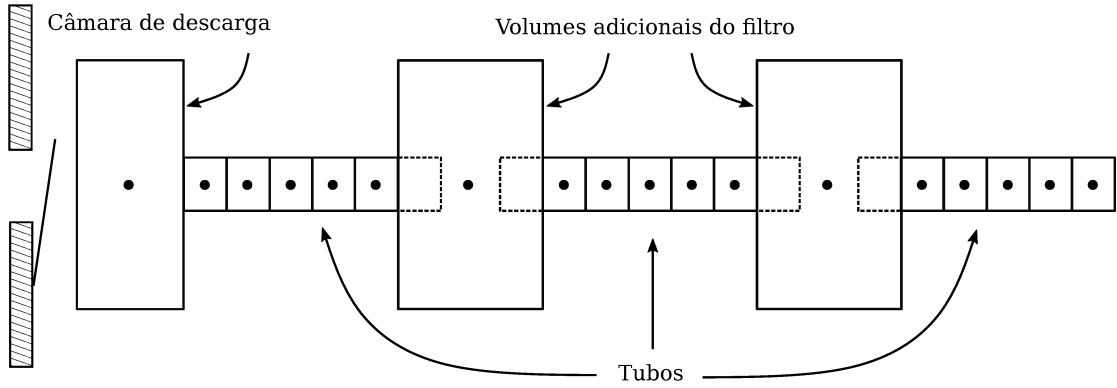


Figura 15 – Ilustração esquemática da malha do sistema de descarga

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (3.18)$$

$$\frac{d(m_{cv}\bar{V}_{cv})}{dt} = \dot{m}_{in}\bar{V}_{in} - \dot{m}_{out}\bar{V}_{out} + (p_{in} - p_{out})A_s - \tau_w A_w \quad (3.19)$$

$$\frac{d[\dot{m}_{cv}(h_{cv} + \bar{V}_{cv}^2/2)]}{dt} = \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{\bar{V}_{in}^2}{2} \right) - \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{\bar{V}_{out}^2}{2} \right) + \forall_{cv} \frac{dp_{cv}}{dt} + \dot{Q}_{pv} \quad (3.20)$$

Nessas equações, o subíndice cv corresponde ao volume de controle em questão, A_s e A_w são as áreas da secção transversal e lateral do volume de controle \forall_{cv} , e τ_w é a tensão cisalhante obtida utilizando fator de atrito f_w , ou seja:

$$\tau_w = \frac{-f_w}{4} |\bar{V}_{cv}| \rho \frac{\bar{V}_{cv}}{2} \quad (3.21)$$

O fator de atrito é obtido analiticamente para escoamentos laminar, enquanto para escoamentos turbulentos a aproximação de Serghides (1984) é adotada devido ao baixo custo computacional e elevada acurácia. A taxa de transferência de calor, \dot{Q}_{cv} , indicada na Equação 3.20 é determinada utilizando a correlação de Colburn (INCROPERA et al., 2008).

As equações governantes são discretizadas através do método dos volumes finitos com arranjos desencontrados e com emprego do esquema UPWIND para a interpolação das propriedades do escoamento nas faces desses volumes. No procedimento de solução foi utilizado o método SIMPLEC para garantir o acoplamento entre os campos de pressão e de velocidade, além de uma formulação transiente totalmente implícita.

As condições de contorno para o filtro de descarga são vazão de massa na seção junto à válvula e, na outra extremidade do domínio de solução, pressão de condensação do sistema de refrigeração. Finalmente, o sistema de equações resultante é resolvido através

do algoritmo *Tridiagonal Matrix Algorithm* (TDMA), com a soma dos resíduos em todos os volumes sendo utilizada como critério de convergência em cada passo de tempo.

3.2.2 Modelagem do Filtro de Sucção e Dispositivo de Comutação

O dispositivo de comutação do compressor de dupla sucção a ser analisado no presente trabalho está contido no sistema de sucção, sendo formado pelo volume principal de um filtro de sucção padrão e duas válvulas internas, uma de comutação e outra de retenção a fim de selecionar a linha de onde o gás deve ser succionado, conforme esquema da Figura 16. A válvula palheta automática de retenção controla a vazão de fluido de baixa pressão proveniente do evaporador do *freezer*. Por outro lado, a válvula de comutação é controlada eletronicamente e regula a sucção de fluido da linha de alta pressão do evaporador do *fresh food*.

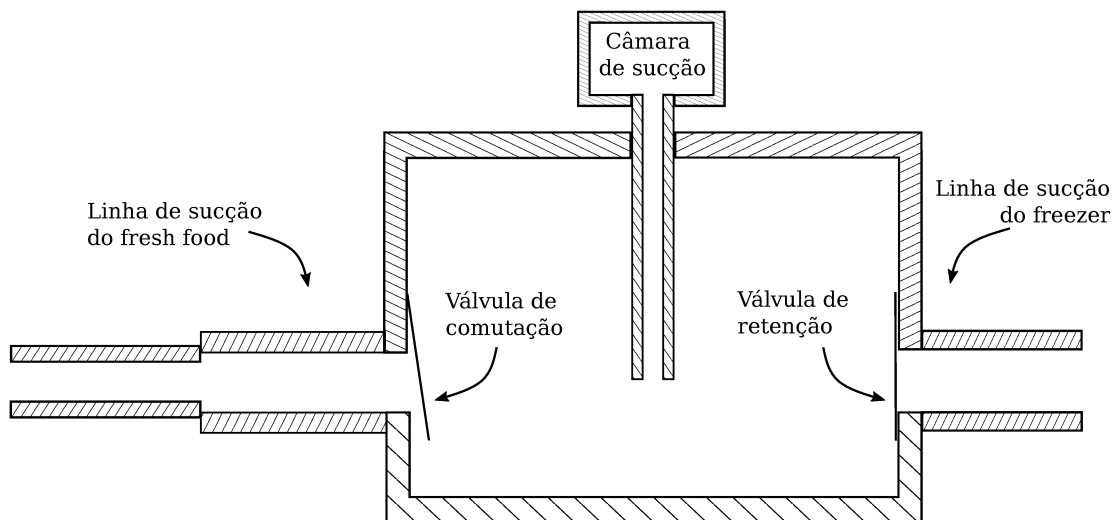


Figura 16 – Ilustração esquemática do dispositivo de comutação do compressor

Durante o período em que a válvula de comutação não está acionada eletronicamente, a diferença de pressão entre a linha de evaporação de alta pressão e de baixa atua no sentido de manter a válvula de comutação aberta e a válvula de retenção fechada. Para a troca de linhas de sucção, a válvula de comutação é acionada e a linha de alta pressão de evaporação é obstruída, porém o filtro de sucção contém refrigerante em uma pressão intermediária que precisa ser descarregado pelo compressor até que seja possível a abertura automática da válvula de retenção. A Figura 17 ilustra esquematicamente a variação da pressão de sucção devido aos processos de comutação entre as linhas de sucção adimensionalizada pela pressão da linha de alta pressão.

A pressão instantânea na câmara de sucção ilustrada na Figura 17 é inicialmente igual àquela da linha de alta pressão, $p_{sl,h}$. Após três segundos, a comutação entre as linhas

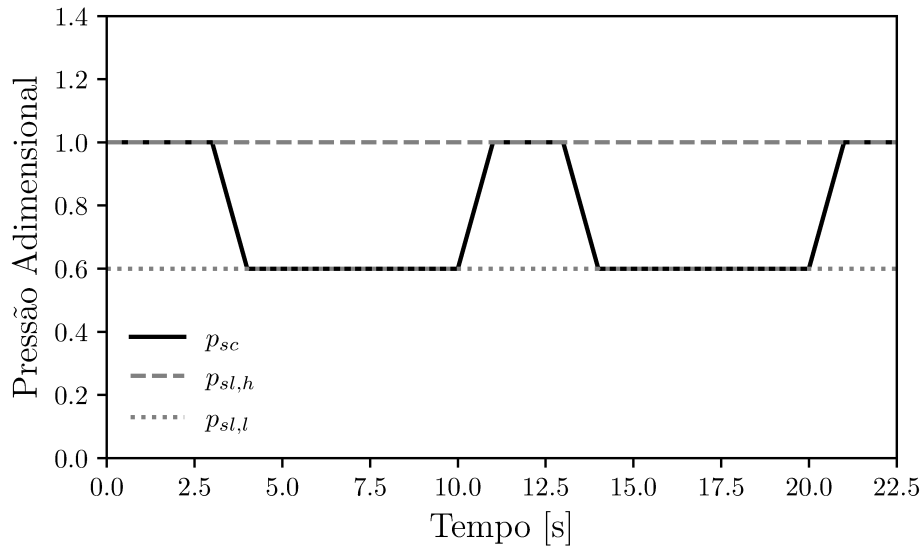


Figura 17 – Ilustração esquemática da pressão na câmara de sucção do compressor

ocorre e, como o filtro de sucção está com gás da linha de alta pressão, o compressor opera alguns ciclos descarregando gás do filtro até começar a succionar gás da linha de baixa pressão, $p_{sl,l}$. Após um período de comutação, no presente exemplo representado por dez segundos, o filtro de sucção passa a receber novamente gás proveniente da linha de alta pressão e o fluido na câmara de sucção alcança a pressão dessa linha. Essa variação de pressão na câmara de sucção se repete de maneira cíclica.

A caracterização da pressão do gás no filtro de sucção ocorre tanto em função da dinâmica do escoamento como em função da operação das válvulas. A Figura 18 ilustra a atuação das válvulas de retenção (*check valve*), s_c , e de comutação (*switch valve*), s_s . De forma a facilitar a visualização, os deslocamentos das válvulas foram adimensionadas pelo dobro de suas aberturas máximas. Inicialmente a válvula de comutação está aberta e o compressor opera conectado à linha de alta pressão de evaporação. Após três segundos, a válvula de comutação recebe o comando para fechar, havendo um atraso até a abertura da válvula de retenção. Esse atraso, ilustrado no intervalo destacado próximo de três segundos, ocorre devido à presença de gás a alta pressão no interior do filtro de sucção. O intervalo destacado próximo de dez segundos ilustra o momento em que a válvula de comutação é ativada e, devido à dinâmica da válvula de retenção, ambas as válvulas se encontram abertas.

A seção 3.1.3 apresenta a modelagem da dinâmica de válvulas automáticas de sucção e descarga, bem como da válvula de retenção. A válvula de comutação é também modelada por um sistema massa-mola amortecido com um grau de liberdade, porém com um termo adicional para representar a força magnética, $f_m(t)$, ou seja:

$$m_{eq}\ddot{s} + c_{eq}\dot{s} + k_{eq}s = f(t) + f_m(t) \quad (3.22)$$

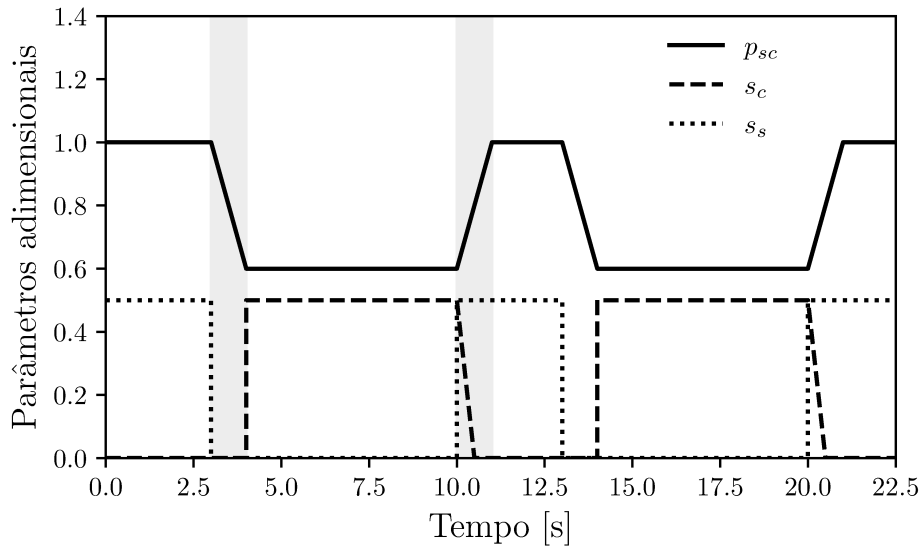


Figura 18 – Esquema do comportamento das válvulas de retenção e comutação

Embora seja indicada como uma função do tempo, por simplicidade, a força magnética $f_m(t)$ no presente trabalho foi considerada constante durante o seu acionamento eletrônico.

Para determinar as pulsações de pressão no sistema de sucção, adota-se o método dos volumes finitos de forma similar ao detalhado na seção 3.2.1. Esquemas dos domínios computacionais utilizados para discretização do domínio de solução e as condições de contorno são indicadas na Figura 19. Tais domínios computacionais serão denominados malhas. A malha 1 é aplicada à linha de alta pressão de evaporação, e modelada como um tubo e uma câmara, com a pressão e a temperatura prescritas na entrada e a vazão prescrita na saída. A malha 2 é composta por duas câmaras e um tubo e é conectada à malha 1 através da condição de vazão prescrita na entrada, ou seja, a massa que atravessa a seção de saída da malha 1 é a mesma que entra na malha 2. A seção de saída da malha 2 é conectada com a câmara de compressão através da condição de contorno de vazão prescrita. Por fim, a malha 3 é aplicada à linha de baixa pressão de evaporação, com condições de contorno similares às da malha 1, embora a sua geometria seja formada por dois tubos e uma câmara. A malha 3 é também conectada à malha 2 através da seção com condição de contorno de vazão prescrita.

A Figura 20 apresenta de forma esquemática os domínios físicos da Figura 19. Em ambas as figuras estão representadas as câmaras (C) e os tubos (T). A malha da linha de alta pressão (malha 1) é, então, composta por um passador de sucção e uma câmara, que é necessária por razões construtivas da válvula de comutação. A malha da baixa pressão (malha 3) apresenta um passador de sucção. Em seguida, uma câmara representa o volume interno da carcaça do compressor, e um segundo tubo faz a ligação entre o volume interno e o volume principal do filtro. Finalmente, a malha do volume principal do filtro (malha 2) apresenta uma câmara que é conectada às válvulas de retenção e comutação, um tubo

que conecta esse volume à câmara de sucção e a câmara de sucção.

Nas interfaces entre os domínios de solução estão as válvulas de comutação e de retenção que controlam o escoamento do fluido refrigerante. A vazão nessas válvulas é avaliada com referência a um escoamento compressível isentrópico em bocais conforme descrito na seção 3.1.4.

A operação de ambas as linhas de sucção requer uma lógica de ativação para a válvula de comutação. Nesse sentido, dois parâmetros são utilizados para o controle da válvula: o período do ciclo de comutação, T_c , e o *Duty Cycle*, DC , que corresponde à porcentagem do tempo em que o compressor opera no *fresh food*, ou seja:

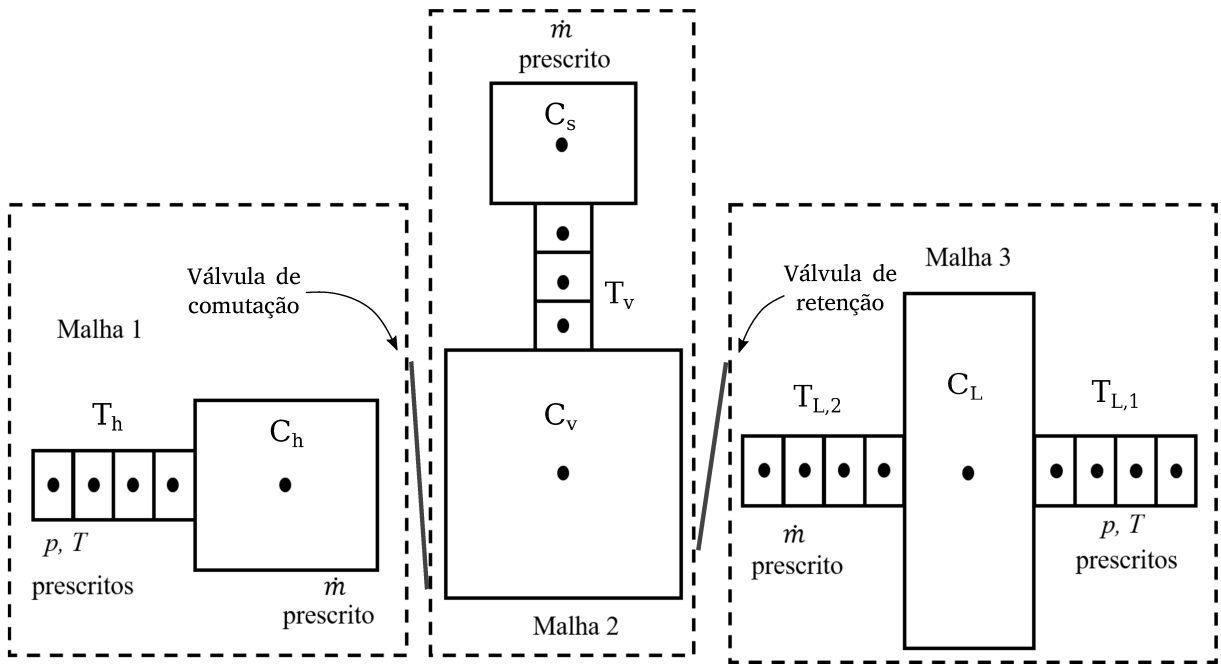


Figura 19 – Esquema das malhas do sistema de sucção

$$DC = \frac{t_h}{t_h + t_l} \quad (3.23)$$

em que t_h e t_l correspondem aos períodos de tempo operando nas linhas de alta (*fresh food*) e baixa (*freezer*), respectivamente, em um ciclo de comutação. O *duty cycle* é um parâmetro que permite o compressor operar de acordo com o requerimento do sistema de refrigeração como, por exemplo, aumentando o tempo de operação no *fresh food* na abertura da porta do compartimento refrigerado. Durante a operação do compressor no regime transiente cíclico, o *duty cycle* é controlado de forma a manter a razão de capacidades de refrigeração necessária entre o evaporador da linha de baixa e da linha de alta pressão de evaporação.

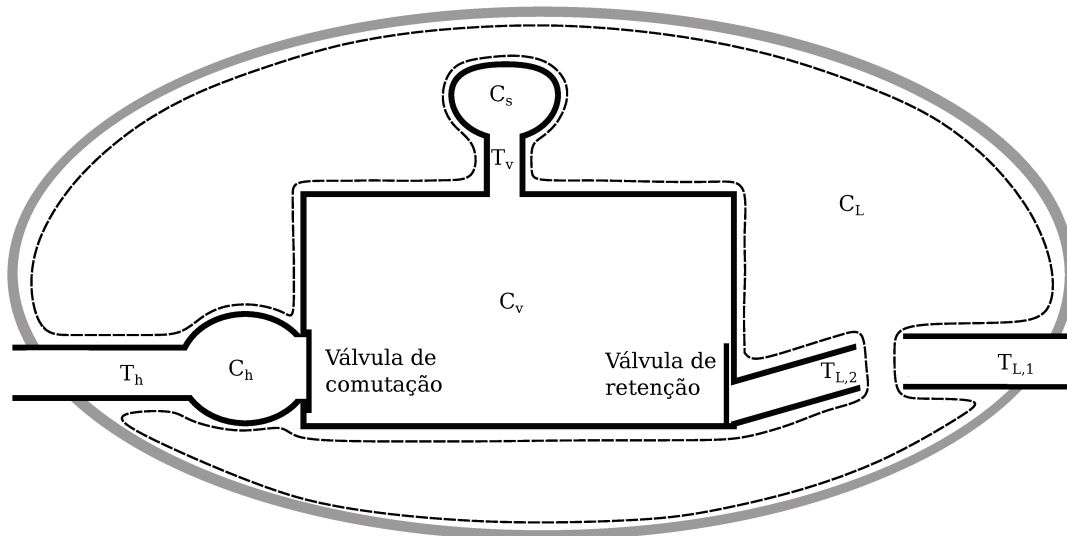


Figura 20 – Esquema do domínio físico simulado pelas malhas do sistema de sucção

3.3 INVENTÁRIO DE INEFICIÊNCIAS DE UM COMPRESSOR DE DUPLA SUÇÃO

Inventários de ineficiências são fundamentais para o entendimento detalhado do desempenho de um compressor e para a otimização de seus componentes. A metodologia proposta por Pérez-Segarra et al. (2005) caracteriza os processos cíclicos e periódicos de um compressor com o emprego de três parâmetros: (i) eficiência volumétrica; (ii) eficiência isentrópica; (iii) eficiência eletromecânica. O presente trabalho propõe um novo procedimento para o inventário de ineficiências volumétrica e isentrópica de processos não cíclicos.

Nesta seção são apresentados os conceitos de ineficiências volumétricas e isentrópicas para um compressor alternativo convencional e, em seguida, esses conceitos são estendidos para permitir a análise do desempenho do dispositivo de comutação de um compressor de dupla sucção.

3.3.1 Inventário de Ineficiências Volumétricas

Inicialmente, deve-se caracterizar um compressor ideal com apenas uma linha de sucção, cujo desempenho servirá como referência para a avaliação de compressores reais. O compressor ideal em termos de fornecimento de vazão mássica é definido através de uma série de características:

- A temperatura na câmara de sucção é igual à temperatura do passador de sucção, ou seja, não há superaquecimento no interior do compressor;

- A pressão na câmara de sucção é igual à pressão no evaporador, desprezando-se, portanto, a perda de carga;
- O motor opera sem escorregamento;
- A câmara de compressão não possui volume morto;
- A câmara de compressão é preenchida com fluido com as propriedades da câmara de sucção quando o pistão está no ponto morto inferior;
- Não ocorrem refluxos em válvulas, nem vazamento na folga pistão cilindro.

Partindo dessas premissas, a vazão de um compressor ideal, \dot{m}_{th} , é definida pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{th} = N\rho_{sl}\forall_{sw} \quad (3.24)$$

em que \forall_{sw} corresponde ao volume varrido pelo pistão entre os pontos mortos superior e inferior no interior da câmara de compressão.

Diversos fenômenos reduzem o desempenho de um compressor convencional em relação ao compressor ideal. Por exemplo, o fluido refrigerante é aquecido entre o passador de sucção e a câmara de sucção, devido à transferência de calor com as paredes do sistema de sucção resultante das características intrínsecas do projeto do compressor. De fato, geralmente o compressor é projetado de forma a reduzir as dimensões dos seus componentes, reduzindo também a área de troca de calor da carcaça com o meio externo. Além disso, o motor elétrico rejeita calor para o ambiente interno do compressor e o fluido refrigerante alcança temperaturas elevadas no final do processo de compressão que resulta no aquecimento do sistema de descarga. Todos esses aspectos contribuem para o aumento da temperatura do ambiente interno da carcaça que, assim, troca calor com o sistema de sucção e superaquece o fluido refrigerante, reduzindo a sua densidade na câmara de sucção. Além da troca com o ambiente interno, o fluido no sistema de sucção também recebe calor da placa de válvulas que possui temperatura elevada.

A previsão numérica do superaquecimento, devido a cada um dos aspectos, é difícil e, usualmente, a temperatura da câmara de sucção é medida experimentalmente. Além do efeito da variação da densidade devido ao aquecimento do gás na sucção, a pressão na sucção pode também variar em função do escoamento na válvula e, portanto, pode assim alterar a densidade na sucção e a eficiência volumétrica do compressor.

No presente trabalho, a redução da vazão mássica devido ao efeito do superaquecimento e da variação de pressão é denominado de perda de vazão na sucção, $\Delta\dot{m}_s$. A perda na sucção de um compressor é estimada avaliando a diferença entre a densidade do gás na câmara de sucção, ρ_{sc} , e aquela da linha de sucção, ρ_{sl} , de forma que:

$$\Delta\dot{m}_s = N\forall_{sw}(\rho_{sl} - \rho_{sc}) \quad (3.25)$$

O compressor que será analisado no presente trabalho opera com velocidade variável e o escorregamento do motor elétrico é bastante reduzido em função do controle de velocidade pelo inversor de frequência. Para compressores com motores de indução assíncronos monofásicos, porém, o escorregamento, ε , pode alcançar valores elevados, por volta de 10 %, sendo definido por:

$$\varepsilon = \frac{N}{N_{th}} \quad (3.26)$$

onde a velocidade rotacional síncrona usualmente é 3600 ou 3000 rpm para redes elétricas com frequências de 60 e 50 Hz, respectivamente.

O volume morto ao final do processo de descarga contém gás com alta densidade, o qual é expandido até que atinja a pressão necessária para abrir a válvula de sucção, atrasando a entrada de fluido da câmara de sucção. Para determinar a redução de vazão de massa devido ao volume morto, deve-se conhecer as propriedades do fluido no final do processo de descarga. Considerando um processo isentrópico para gases ideais a partir da pressão p_{sc} e da densidade ρ_{sc} na câmara de sucção até a pressão de descarga p_{dl} , obtém-se uma estimativa para a densidade do fluido no volume morto, ρ_{cl} , ao final do processo de descarga:

$$\rho_{cl} = \rho_{sc} \left(\frac{p_{dl}}{p_{sc}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (3.27)$$

Assim, a perda de vazão devido ao volume morto, $\Delta\dot{m}_{cl}$, pode ser determinada da seguinte forma:

$$\Delta m_{cl} = N V_{sw} \rho_{sc} \hat{c} \left[\left(\frac{p_{dl}}{p_{sc}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3.28)$$

onde \hat{c} é razão entre o volume morto e o volume varrido pelo pistão.

As perdas de vazão por vazamento na folga pistão cilindro e refluxos nos orifícios podem ser indicadas pela seguinte expressão geral:

$$\Delta\dot{m}_j = N \int_0^{T_{cyc}} m_j dt \quad j = bsuc, bdis, l \quad (3.29)$$

em que T_{cyc} corresponde ao período de um ciclo de compressão.

As expressões anteriores para perdas de vazão na sucção e pelo volume morto se aplicam a compressores convencionais que operam sob uma única condição de sucção ao longo do tempo. Para permitir o inventário de ineficiências para um compressor de dupla sucção, modificações devem ser introduzidas nas Equações 3.25 e 3.28.

Inicialmente, deve ser indicado que o compressor ideal de dupla sucção opera com vazão instantânea igual à vazão ideal que um compressor convencional entregaria operando de forma separada em cada uma das duas linhas de sucção. A Figura 21 ilustra a vazão ideal de um compressor de dupla sucção ao longo do tempo de acordo com a linha de sucção a qual está conectado. O dispositivo de comutação ideal não apresenta atraso na abertura das válvulas e, além disso, o enchimento e o esvaziamento do volume do filtro

de sucção são assumidos instantâneos nos momentos de comutação entre as linhas. A Equação 3.30 fornece a média da vazão ideal do compressor de dupla sucção ao longo do tempo, \bar{m}_{th} , em função das vazões ideais das linhas de sucção e do duty cycle:

$$\bar{m}_{th} = DC\dot{m}_{th,h} + (1 - DC)\dot{m}_{th,l} \quad (3.30)$$

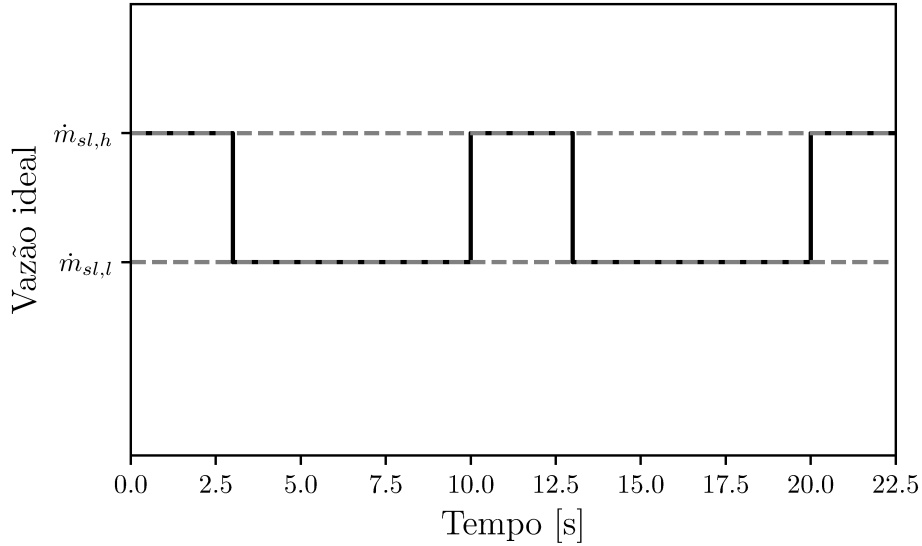


Figura 21 – Vazão ideal do compressor de dupla sucção

Para determinar a redução de vazão mássica na sucção, causada pela variação da densidade devido ao superaquecimento e à variação de pressão na câmara de sucção, utilizam-se valores instantâneos da densidade na câmara de sucção durante os instantes que a válvula de sucção se encontra aberta. Em um compressor de dupla sucção, os efeitos de acúmulo e redução de massa no filtro por conta das comutações também tendem a aumentar essa perda. A escolha de considerar apenas os momentos em que a válvula de sucção está aberta é motivada pelo fato que a massa responsável pela perda deve entrar na câmara de compressão, o que não ocorre nos momentos em que a válvula de sucção se encontra fechada.

A partir dessas observações, a seguinte expressão é adotada para determinar a redução de vazão mássica por efeitos de superaquecimento e variação de pressão na câmara de sucção:

$$\Delta\dot{m}_s = \frac{N\rho_{sl}\dot{V}_{sw}}{\Delta t_{suc}} \int_0^{T_{cyc}} \left(1 - \frac{\rho_{sc}}{\rho_{sl}}\right) dt \quad \rho_{sl} = \begin{cases} \rho_{sl,h}, & \text{se } s_c = 0 \\ \rho_{sl,l}, & \text{se } s_c > 0 \end{cases} \quad (3.31)$$

onde Δt_{suc} é o intervalo de tempo que a válvula de sucção permaneceu aberta. Deve ser mencionado que no presente trabalho a densidade da linha de sucção, ρ_{sl} , representa a densidade do fluido na linha de alta pressão de evaporação para todos os momentos em

que a válvula de retenção está fechada. Nos demais momentos, essa densidade corresponde à densidade da linha da baixa pressão de evaporação. Isso é feito devido à natureza do processo de comutação no filtro, uma vez que quando a válvula de comutação fecha, o fluido enclausurado no filtro à pressão intermediária teve como origem o evaporador de alta pressão. Logo, a densidade ideal dessa porção de refrigerante deve ser igual à densidade da linha de sucção ligada ao evaporador de alta pressão. Já quando a válvula de retenção é aberta, considera-se que a densidade ideal é aquela do refrigerante no passador de sucção do evaporador de baixa pressão.

A perda de vazão associada à reexpansão do gás no volume morto pode ser avaliada considerando um processo de expansão isentrópico entre a pressão a linha de descarga e as propriedades da câmara de sucção, esta última variando ao longo de um período de comutação, ou seja:

$$\Delta\dot{m}_{cl} = \frac{N\forall_{sw}\hat{c}}{\sum \Delta t_{cyc}} \sum_i \left[\left(\frac{p_{dl}}{p_{sc,i}} \right)^{1/\gamma_i} - 1 \right] \rho_{sc,i} \Delta t_{cyc} \quad (3.32)$$

Uma vez que a perda por volume morto não é função direta das propriedades da linha de sucção, deve-se utilizar apenas as propriedades na câmara de sucção.

3.3.2 Inventário de Ineficiências Isentrópicas

A eficiência de um compressor ideal que servirá de referência para definir as ineficiências isentrópicas é determinada a partir das seguintes hipóteses:

- Ausência de superaquecimento, com a temperatura da câmara de sucção sendo assim igual à temperatura do passador de sucção;
- Ausência de perdas de carga, com a pressão na câmara de sucção sendo igual à pressão do evaporador;
- Processos de compressão e expansão isentrópicos;
- Processos de descarga e sucção isobáricos.

A potência de compressão isentrópica é avaliada a partir da variação da entalpia do gás desde a sua condição inicial na linha de sucção até a alcançar a pressão da linha de descarga seguindo um processo isentrópico, ou seja:

$$\dot{W}_s = \dot{m} [h(p = p_{dl}, \hat{s} = \hat{s}_{sl}) - h_{sl}] \quad (3.33)$$

em que \dot{m} é a vazão de massa do compressor e \hat{s} corresponde à propriedade termodinâmica entropia específica.

O superaquecimento do refrigerante no sistema de sucção aumenta o trabalho específico de compressão, uma vez que as linhas isentrópicas em um diagrama $p-h$ diminuem suas

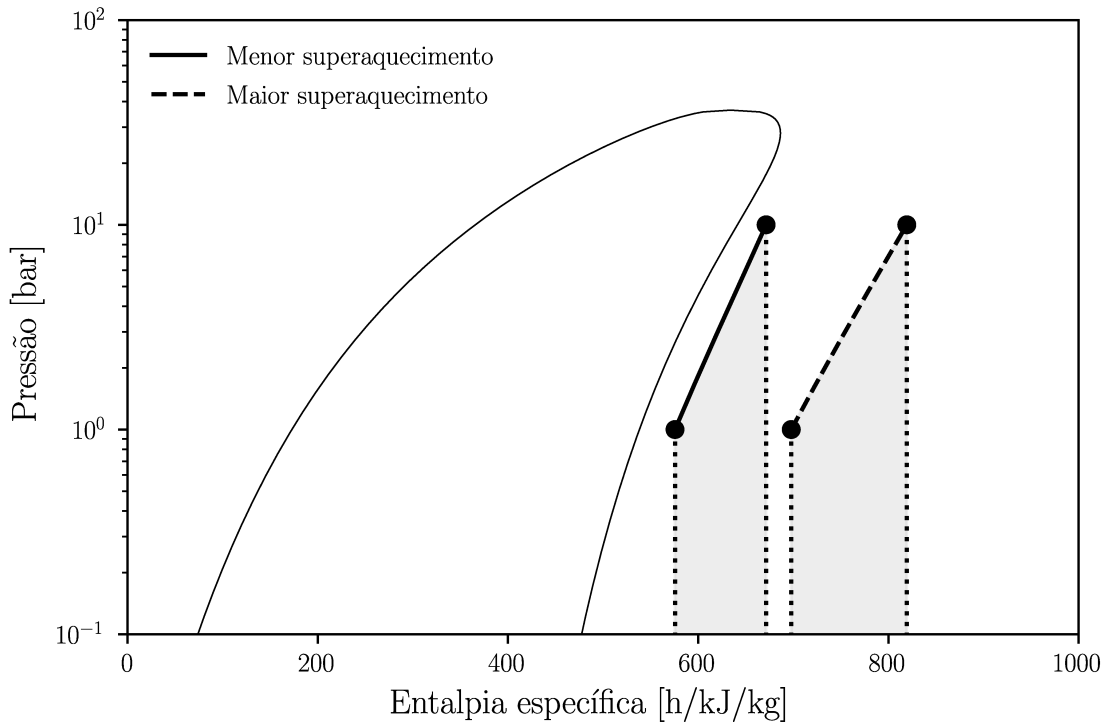


Figura 22 – Efeito do superaquecimento no trabalho específico de compressão

declividades com o aumento da temperatura, conforme ilustrado na Figura 22 para o fluido refrigerante R600a.

Deve-se notar que a variação da pressão da câmara de sucção também altera o trabalho específico de compressão. Sendo assim, a perda de isentrópica na sucção, associada ao superaquecimento e à variação de pressão no sistema de sucção, $\Delta\dot{W}_s$, pode então ser assim estimada;

$$\Delta\dot{W}_s = \dot{m} \{ [h(p = p_{dl}, \hat{s} = \hat{s}_{sc}) - h_{sc}] - [h(p = p_{dl}, \hat{s} = \hat{s}_{sl}) - h_{sl}] \} \quad (3.34)$$

Para determinar a perda isentrópica de energia da sucção de um compressor de dupla sucção, ΔW_s , utilizam-se os valores instantâneos das propriedades na câmara de sucção:

$$\Delta W = m \frac{1}{\int_0^{T_c} \dot{m}_{suc} dt} \int_0^{T_c} \dot{m}_{suc} (w_s - \Delta h_s) dt \quad (3.35)$$

onde $w_s = h(\hat{s} = \hat{s}_{sc}, p = p_{dl}) - h_{sc}(T = T_{sc}, p = p_{sc})$ é o trabalho específico de compressão para um processo isentrópico. Além disso, Δh_s é o trabalho específico de compressão ideal considerando um processo isentrópico entre a linha de sucção e a pressão da linha de descarga e m é a massa descarregada ao longo do período de comutação.

A entalpia da câmara de sucção é determinada a partir das propriedades pressão e da temperatura. A entropia no passador de sucção é determinada utilizando as propriedades da linha de alta evaporação quando a válvula de retenção está fechada e da linha de baixa de pressão de evaporação nos demais momentos.

Os sistemas de descarga e sucção de compressores apresentam ineficiências pelo fato de que contribuem para a compressão do fluido acima da pressão da linha de descarga e para a expansão do fluido abaixo da pressão da linha de sucção. Diversos fenômenos originam essas ineficiências, tais como o caráter pulsante do escoamento nos filtros acústicos e a restrição ao escoamento provocada pelas válvulas de sucção e descarga. Assim, as ineficiências isentrópicas nos processos de sucção e descarga em função da perda de carga podem ser separadas em perdas de carga nas válvulas e perdas de carga nos filtros acústicos. As perdas de carga em válvulas são relacionadas à dinâmica da válvula e a restrições adicionais do orifício da placa válvula. Já as perdas de carga nos filtros acústicos se originam devido ao atrito viscoso e à pulsação de pressão do escoamento. Por exemplo, em alguns momentos as pulsações de pressão nas câmaras de sucção e de descarga atuam no sentido de reduzir a diferença de pressão que atua como força motriz do escoamento, tendendo a diminuir a abertura da válvula e, assim, aumentar a restrição ao escoamento.

A perda de energia total por perda carga no sistema de sucção, $\Delta\dot{W}_{suc}$, e a perda referente somente ao filtro acústico de sucção, $\Delta\dot{W}_{sc}$, são avaliadas pelas seguintes expressões:

$$\Delta\dot{W}_{suc} = -N \oint \min(p_{sl}, p_{cc}) dV \quad (3.36)$$

$$\Delta\dot{W}_{sc} = -N \int [\min(p_{sl}, p_{sc}) - p_{sl}] dV \quad (3.37)$$

com as perdas de energia no filtro de sucção sendo avaliadas apenas quando $p_{cc} < p_{sl}$.

De maneira análoga ao sistema de sucção, as perdas de energia por perda de carga no sistema de descarga são obtidas pelas Equações 3.38 e 3.39:

$$\Delta\dot{W}_{dis} = -N \oint \max(p_{dl}, p_{cc}) dV \quad (3.38)$$

$$\Delta\dot{W}_{dc} = -N \int [\max(p_{dl}, p_{dc}) - p_{dl}] dV \quad (3.39)$$

em que $\Delta\dot{W}_{dis}$ e $\Delta\dot{W}_{dc}$ correspondem ao total das perdas de energia do sistema de descarga e as perdas causadas pelo filtro acústico da descarga, respectivamente. A perda $\Delta\dot{W}_{dc}$ é avaliada apenas quando $p_{cc} > p_{dl}$. A Figura 23 indica as perdas de energia relacionadas aos processos de sucção e de descarga através de regiões hachuradas no diagrama p-V. A linha vermelha representa a pressão na câmara de descarga durante o processo de descarga, enquanto a linha azul ilustra a pressão na câmara de sucção ao longo do processo de sucção.

O vazamento através da folga pistão cilindro ao longo do tempo representa uma ineficiência isentrópica, uma vez que o fluido refrigerante sobre o qual foi realizado trabalho deixa a câmara de compressão durante o ciclo. Considerando o modelo de gás ideal para o refrigerante no interior do cilindro, a perda de energia isentrópica associada ao vazamento na folga pistão cilindro para um compressor convencional, $\Delta\dot{W}_l$, é descrita pela Equação 3.40:

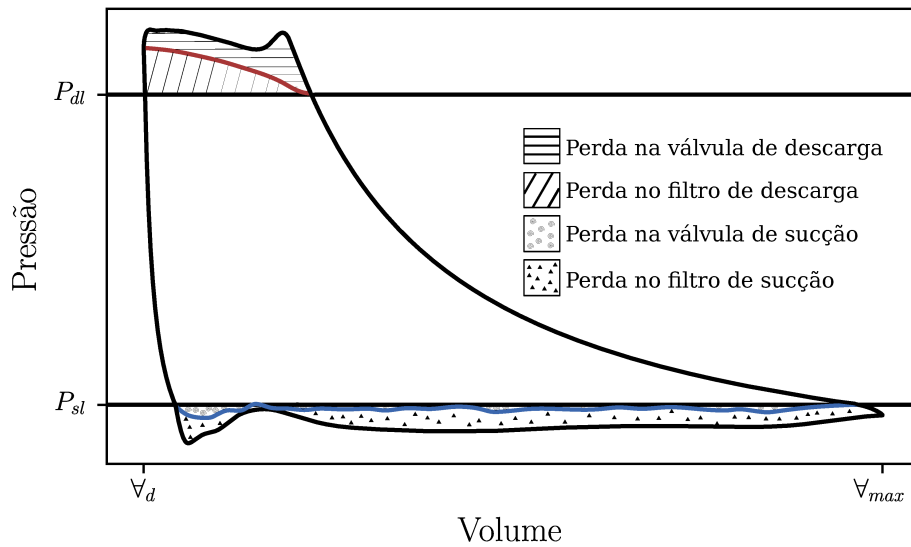


Figura 23 – Ilustração das perdas nas válvulas e filtros acústicos

$$\Delta \dot{W}_l = N \int_0^{T_{cyc}} \dot{m}_l (c_p - c_v) T_i dt \quad (3.40)$$

A perda de energia devido ao vazamento na folga pistão cilindro em um compressor de dupla sucção utiliza a essa mesma formulação apresentada para compressores convencionais.

3.4 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

O procedimento de solução numérica do compressor de dupla sucção pode ser dividido nas seguintes etapas: (i) leitura dos dados do compressor e das condições de operação; (ii) cálculo das propriedades termodinâmicas do refrigerante ao longo do ciclo; (iii) pós-processamento dos resultados do ciclo, incluindo o cálculo dos parâmetros globais do compressor.

A leitura dos dados fornece informações geométricas da câmara de compressão, dos filtros de sucção e descarga, características das válvulas, dados experimentais de temperatura e condição de operação a ser simulada. A condição de operação em um compressor de dupla sucção é representada pelas temperaturas de evaporação do *freezer* e do compartimento do *fresh food*, e pela temperatura de condensação. Além disso, dados de temperatura de retorno e de líquido subresfriado após o condensador são também necessários para caracterizar o estado termodinâmico do fluido na entrada do passador de sucção e para cálculo da capacidade de refrigeração.

A simulação transiente do compressor inicia com o pistão no ponto morto inferior e a válvula de comutação aberta. O fluido no sistema de sucção e na câmara de compressão se encontra inicialmente com as propriedades do fluido no passador de sucção de alta pressão de evaporação. Após estabelecidas as condições iniciais, utilizam-se de avanços temporais

para determinar a posição do pistão, o volume da câmara, a temperatura e a pressão do refrigerante, e em seguida a simulação com os modelos CFD dos sistemas de sucção e descarga são realizadas no novo passo de tempo. Além disso, a dinâmica das válvulas é resolvida e as vazões pelas superfícies de controle da câmara de compressão são estimadas.

Ao final de um ciclo de compressão, os dados são usados para verificar a convergência do procedimento iterativo, a qual é considerada alcançada quando o desbalanço de massa na câmara de compressão ao longo de um ciclo, ψ , avaliada pela Equação 3.41, for menor do que 0,5% da massa descarregada. É importante ressaltar que as vazões são consideradas positivas quando entram na câmara de compressão e negativas ao sair. Um número máximo de ciclos de compressão é definido para evitar que o procedimento iterativo seja resolvido de forma indefinida caso o critério de convergência não seja alcançado por ser muito rigoroso. Neste trabalho o número máximo de ciclos utilizado foi 35, visando não limitar a simulação devido a custo computacional, especialmente porque nos momentos de comutação há um número elevado de ciclo de compressão sem que o compressor opere em uma condição cíclica periódica.

$$\psi = \left| \frac{\int_0^{T_{cyc}} \sum \dot{m}_j}{\int_0^{T_{cyc}} \dot{m}_{dis} dt} \right| \quad (3.41)$$

Após a convergência do ciclo de compressão, considera-se alcançado o regime transiente cíclico e visando reduzir o custo computacional, o tempo é avançado até o momento da próxima comutação entre as linhas de sucção.

Finalmente, após um número de ciclos de comutação entre as linhas de sucção, N_c , definido nos dados de entrada, os parâmetros globais são estimados a partir dos dois últimos ciclos de comutação ilustrados pela hachura cinza na Figura 24.

O fluxograma do processo iterativo supracitado é apresentado na Figura 25. O avanço no tempo merece atenção especial no procedimento iterativo e a Figura 26 apresenta uma vista detalhada do avanço temporal usado no fluxograma do procedimento iterativo. Verifica-se de acordo com os parâmetros do período de comutação e *duty cycle* se deverá ocorrer uma comutação no próximo passo de tempo, caso seja necessário, o modelo prepara o envio do sinal de abertura ou fechamento para a válvula de comutação. Caso não seja necessária a comutação, o modelo verifica se o critério de convergência foi alcançado para aumentar o passo de tempo de forma a avançar até a próxima comutação e reduzir o custo computacional da simulação. Caso não seja alcançada a convergência, o passo de tempo utilizado corresponde aquele da modelagem do ciclo de compressão.

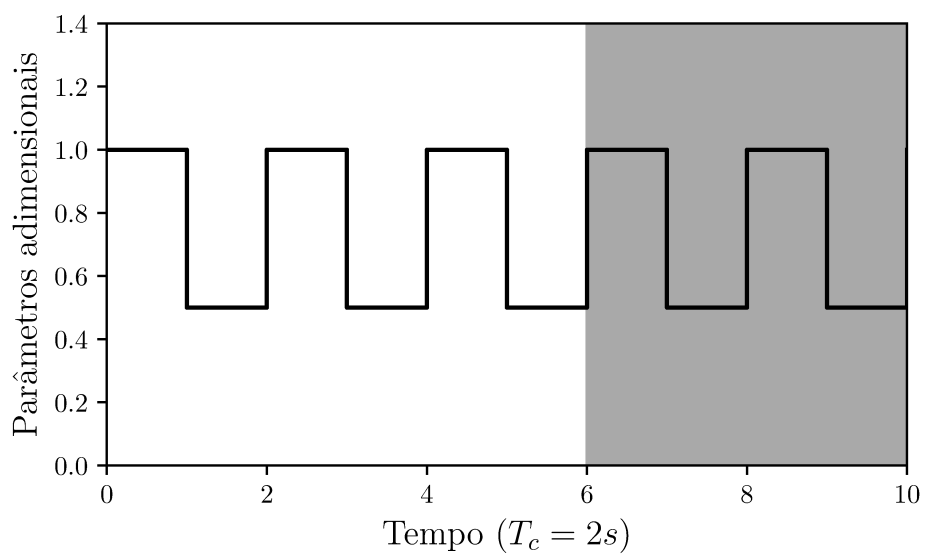


Figura 24 – Ilustração dos ciclos de comutação para pós processamento

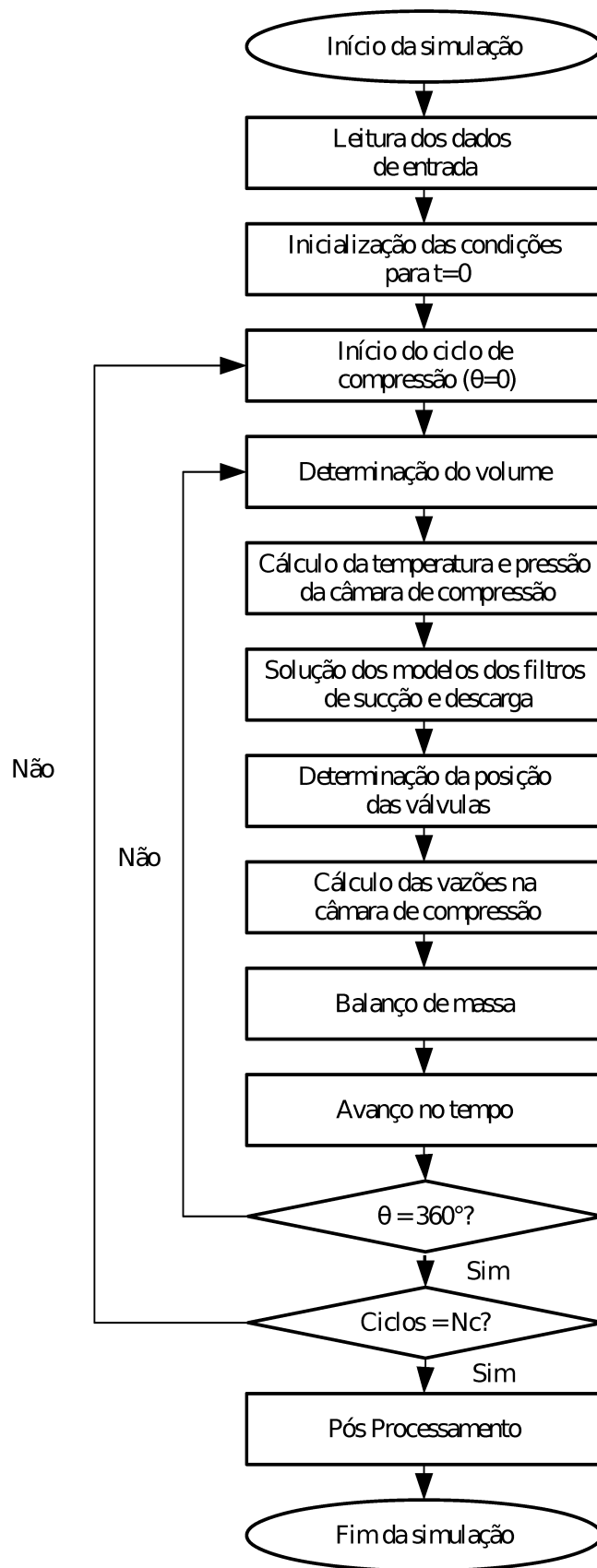


Figura 25 – Fluxograma de solução da modelagem numérica

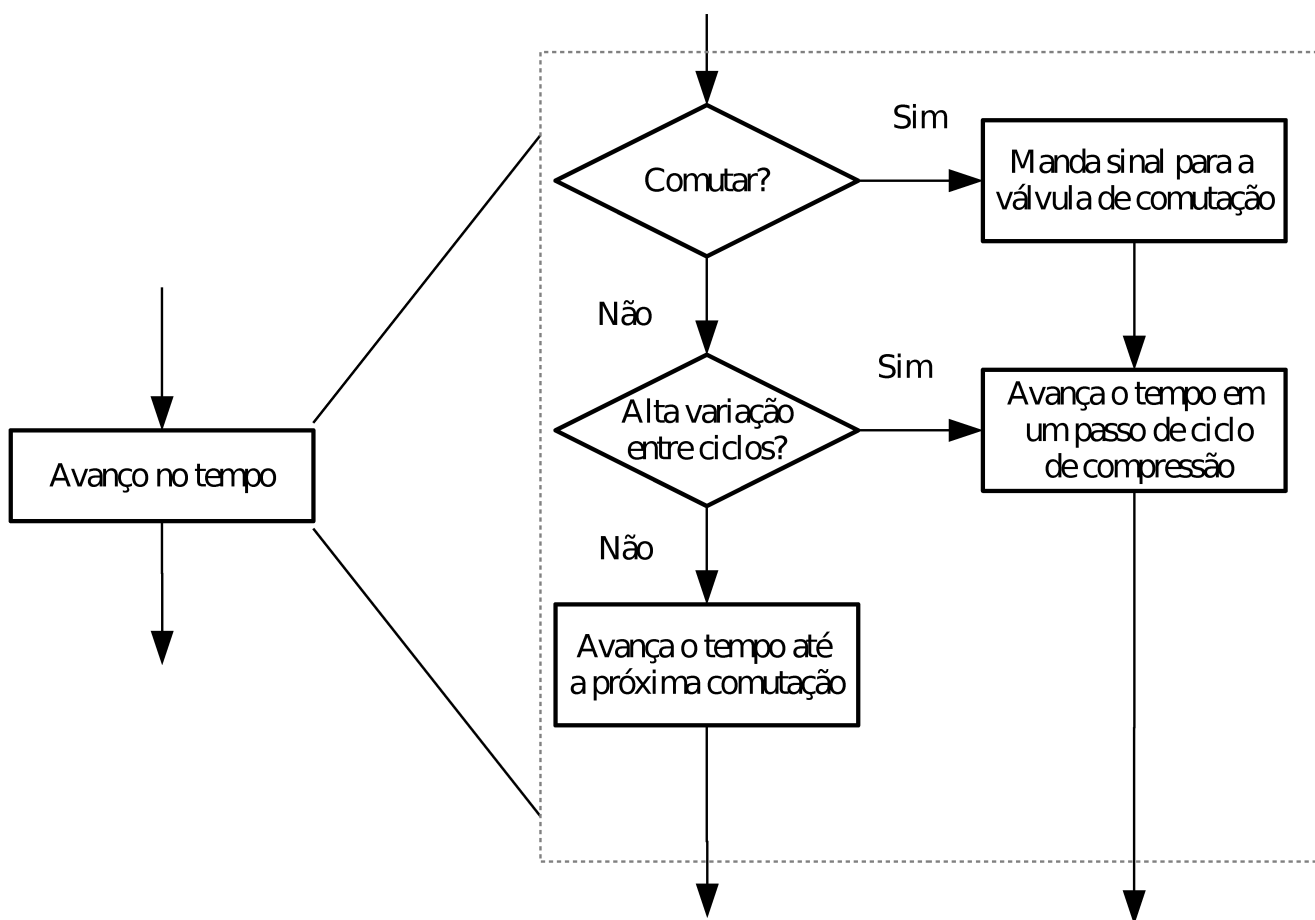


Figura 26 – Detalhe do fluxograma do avanço temporal da simulação

4 VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DA MODELAGEM NUMÉRICA

Etapas fundamentais no desenvolvimento de um modelo de simulação são a verificação do algoritmo de solução e a validação dos seus resultados numéricos. A verificação consiste em determinar se o modelo computacional resolve corretamente as equações do modelo matemático. Nesse sentido, devem ser realizadas análises do refino do passo de tempo e de discretização espacial do domínio de solução considerando um compromisso entre acurácia e custo computacional. Nas simulações do presente trabalho, utilizam-se 99 volumes no sistema de comutação, sendo 26 na linha de alta, 46 na linha de baixa e 27 no volume principal do filtro de sucção.

No entanto, a verificação não garante que as equações do modelo matemático representem corretamente a física do problema. A validação do modelo consiste em comparar os resultados da simulação com dados experimentais ou soluções analíticas. No presente trabalho medições foram realizadas para fins de validação do modelo, empregando uma bancada especialmente construída para um compressor de dupla sucção.

Este capítulo apresenta uma verificação do modelo através da análise do efeito do passo de tempo sobre a simulação do sistema de sucção. Em seguida, descreve-se a bancada utilizada para validação do modelo numérico e as alterações necessárias na modelagem para representar o desempenho do compressor na bancada. Finalmente, a validação do modelo é realizada através da comparação entre os resultados numéricos e as medições obtidas em um compressor de dupla sucção instrumentado.

4.1 VERIFICAÇÃO DA MODELAGEM NUMÉRICA

A verificação do modelo foi realizada inicialmente considerando que o compressor de dupla sucção opera continuamente em uma única linha de sucção durante os transientes cíclicos que ocorrem por um longo tempo após a abertura e fechamento das válvulas de comutação e retenção. O efeito do passo de tempo foi investigado para a condição de operação indicada na Tabela 1, semelhante à condição de operação esperada em um sistema de refrigeração operando em regime permanente, sem abertura de portas ou acionamento de degelo.

Tabela 1 – Condição de operação para verificação da modelagem numérica

| $T_{e,l}$ [°C] | $T_{e,h}$ [°C] | T_c [°C] | T_{liq} [°C] | $T_{sl,l}$ [°C] | $T_{sl,h}$ [°C] | N [rpm] |
|----------------|----------------|------------|----------------|-----------------|-----------------|-----------|
| -25,0 | -10,0 | 40,0 | 32,2 | 32,2 | 32,2 | 1 300 |

O compressor de dupla sucção utilizado no presente trabalho é um protótipo com volume principal do filtro de sucção de 26,0 cm³ e deslocamento volumétrico de 7,25 cm³. Inicialmente, as tabelas 2 e 3 apresentam comparações entre resultados de capacidade de refrigeração e potência indicada do compressor para cada uma das linhas e o tempo computacional da simulação em função do passo de tempo empregado, representado por

incrementos de ângulo de manivela. A metodologia numérica implementada neste trabalho não permite o processamento em paralelo das simulações. Todas as simulações foram realizadas utilizando o processador AMD Ryzen 7 2700 de 3,2 GHz.

A variação dos resultados para parâmetros globais de desempenho do compressor operando na linha de baixa pressão de evaporação é pequena, indicando que o passo de tempo correspondente a $0,05^\circ$ é adequado para a simulação. Por outro lado, os resultados para a linha de alta pressão de evaporação são mais sensíveis ao passo de tempo, sendo que o incremento angular de $0,025^\circ$ representa o melhor compromisso entre acurácia e custo computacional. É importante ressaltar que a duração da simulação com passo de tempo $0,05^\circ$ foi maior do que para $0,025^\circ$ na linha de alta pressão. Sendo um consequência de maiores oscilações numéricas que dificultam a convergência e aumentam o número de ciclos simulados.

Tabela 2 – Parâmetros globais do compressor em função do passo de tempo na linha de baixa pressão

| Passo de tempo | $0,05^\circ$ | $0,025^\circ$ | $0,01^\circ$ | $0,005^\circ$ | $0,0025^\circ$ |
|---------------------|--------------|---------------|--------------|---------------|----------------|
| \dot{Q}_{ev} [W] | 54,49 | 54,51 | 54,52 | 54,51 | 54,51 |
| \dot{W}_{ind} [W] | 18,89 | 18,90 | 18,90 | 18,90 | 18,90 |
| Duração [s] | 27,3 | 56,4 | 120,4 | 179,0 | 380,8 |

Tabela 3 – Parâmetros globais do compressor em função do passo de tempo na linha de alta pressão

| Passo de tempo | $0,05^\circ$ | $0,025^\circ$ | $0,01^\circ$ | $0,005^\circ$ | $0,0025^\circ$ |
|---------------------|--------------|---------------|--------------|---------------|----------------|
| \dot{Q}_{ev} [W] | 111,10 | 114,83 | 114,92 | 114,89 | 144,89 |
| \dot{W}_{ind} [W] | 27,50 | 28,08 | 28,01 | 28,00 | 28,00 |
| Duração [s] | 60,3 | 52,3 | 140,0 | 177,9 | 353,6 |

Além dos parâmetros globais, a sensibilidade de parâmetros instantâneos do ciclo de compressão em função do passo de tempo foi também analisada. A variável escolhida foi a pressão instantânea na câmara de sucção, em função de ser um dos parâmetros mais afetados pela metodologia de simulação do dispositivo de comutação proposta.

As Figuras 27 e 28 apresentam as pressões da câmara de sucção em função do ângulo de manivela quando o compressor opera na linha de sucção de baixa pressão. Percebe-se que não há diferença significativa no resultado de pressão da câmara de sucção em função do passo de tempo. Mesmo um passo correspondente a $0,1^\circ$ é suficiente para chegar em uma solução independente do passo de tempo, estando em linha com a convergência dos resultados de parâmetros globais discutida anteriormente.

A linha de alta pressão de sucção apresenta maior vazão mássica e se mostrou mais crítica para a verificação numérica do modelo. As Figuras 29 e 30 apresentam resultados

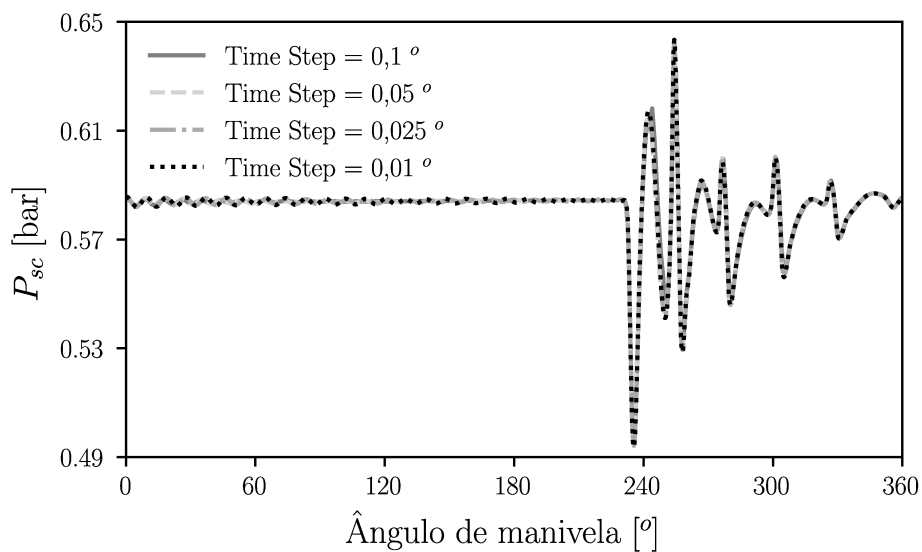


Figura 27 – Efeito do passo de tempo na pressão da câmara de sucção utilizando a linha de baixa pressão de evaporação

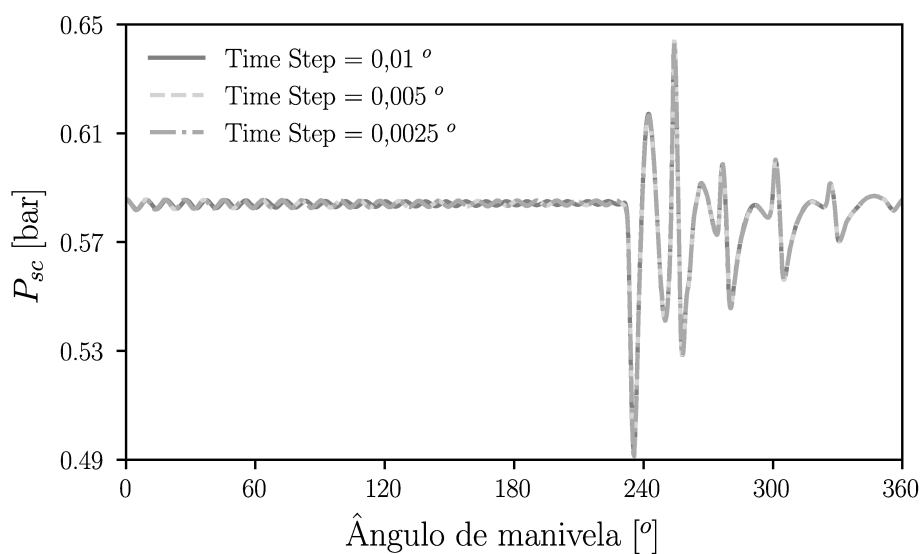


Figura 28 – Pressão da câmara de sucção na linha de baixa pressão de evaporação para menores passos de tempo

de pressão na câmara de sucção em função do ângulo de manivela para a linha de alta pressão (*fresh food*), mostrando que são bastante dependentes do passo de tempo utilizado. Para passos maiores que $0,01^\circ$, as pulsações relacionadas à frequência natural do tubo ligado à câmara de sucção apresentam diferentes frequências, assim como a amplitude da pulsação após a abertura da válvula. Passos de tempo menores que $0,01^\circ$ são suficientes para garantir independência dos resultados e, assim, o presente trabalho adotou passo de tempo correspondente a $0,005^\circ$ como compromisso entre acurácia e custo computacional.

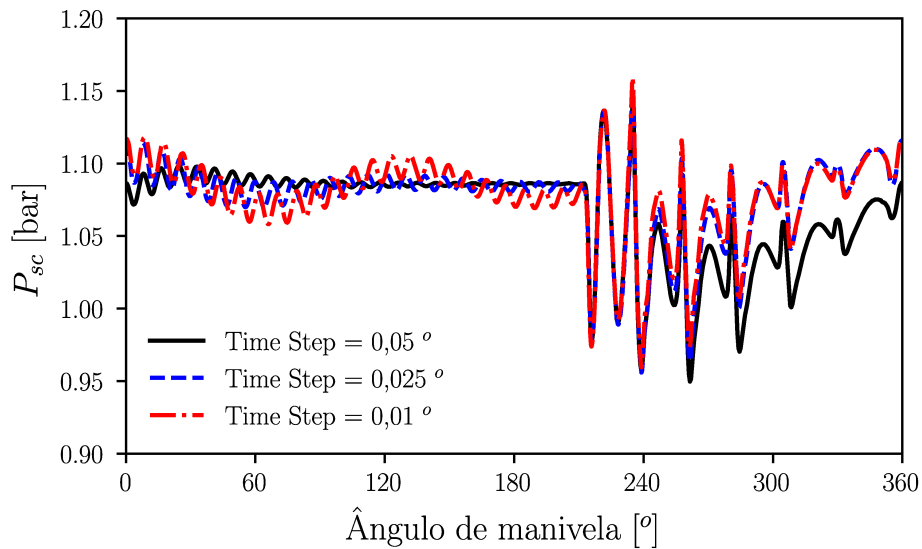


Figura 29 – Efeito do passo de tempo na pressão da câmara de sucção utilizando a linha de alta pressão de evaporação

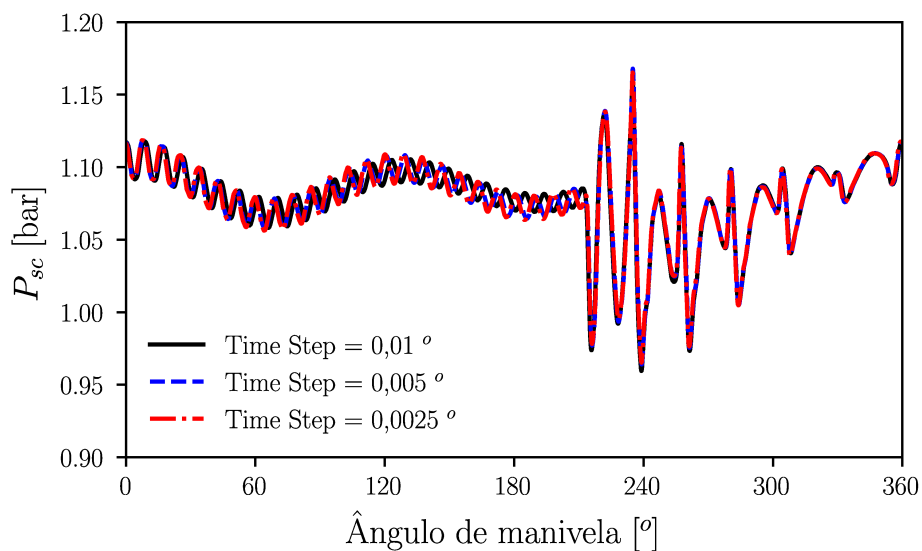


Figura 30 – Pressão da câmara de sucção na linha de alta pressão de evaporação para menores passos de tempo

4.2 VALIDAÇÃO DA MODELAGEM NUMÉRICA

A validação do modelo foi realizada a partir da comparação dos resultados numéricos com medições obtidas em uma bancada experimental desenvolvida para avaliar o desempenho de um compressor de dupla sucção. A bancada experimental é similar a um calorímetro de ciclo quente, porém permite o controle do escoamento através de duas linhas de sucção independentes ligadas à entrada do compressor.

Um calorímetro de ciclo quente é um aparato experimental utilizado para testes de compressores. A sua função principal é estabelecer e controlar as condições de operação desejadas de forma a ser possível a determinação de importantes parâmetros globais de desempenho do compressor, tais como a capacidade de refrigeração e o consumo elétrico. A condição de operação na qual é avaliada o desempenho de um compressor pode ser caracterizada pelas pressões de sucção e descarga, a temperatura de subresfriamento na saída de um condensador (necessária para o calculado do efeito refrigerante), as temperaturas do refrigerante na entrada do compressor e a temperatura do ambiente externo, a tensão de alimentação do compressor, a frequência da rede elétrica e a movimentação do ar no interior do compartimento onde é colocado o compressor. Deve ser observado que um calorímetro de ciclo quente não apresenta um condensador e, portanto, a temperatura de subresfriamento não é medida, mas definida em normas de avaliação do desempenho de compressores.

O calorímetro de ciclo quente é assim denominado pois não há mudança de fase do refrigerante ao longo dos diferentes processos termodinâmicos na sua operação, em que o refrigerante é mantido sempre na fase de vapor superaquecido. Um esquema da bancada de ciclo quente convencional é apresentado na Figura 31. Conforme pode ser visto, a bancada utiliza resistências elétricas para controlar a temperatura do fluido na entrada do compressor e para evitar escoamento bifásico no interior do medidor de vazão. O calorímetro emprega também válvulas de controle para restringir o escoamento e controlar as pressões nas linhas de alta e baixa pressão. Termopares e transdutores de pressão são utilizados para controlar a condição de operação em tempo real. Para facilitar o ajuste da condição de operação da bancada, uma linha de pressão intermediária é adotada para servir como um reservatório de fluido refrigerante. O calorímetro de ciclo quente pode ser usado para estimar a capacidade de refrigeração a partir da medição da vazão mássica do compressor e da prescrição do efeito refrigerante do sistema de refrigeração.

A Figura 32 ilustra os processos termodinâmicos do refrigerante ao longo do calorímetro, indicados pelas linhas contínuas, comparados aos processos do ciclo de um sistema de refrigeração, indicados pelas linhas tracejadas. Verifica-se que a compressão de fluido (1-2) segue processos idênticos no sistema de refrigeração e no calorímetro, de forma a representar a operação do compressor de corretamente na bancada. Conforme mostra a figura, o refrigerante é resfriado à medida que se desloca ao longo das tubulações até alcançar a primeira válvula de controle (a), onde sua pressão é reduzida para um valor

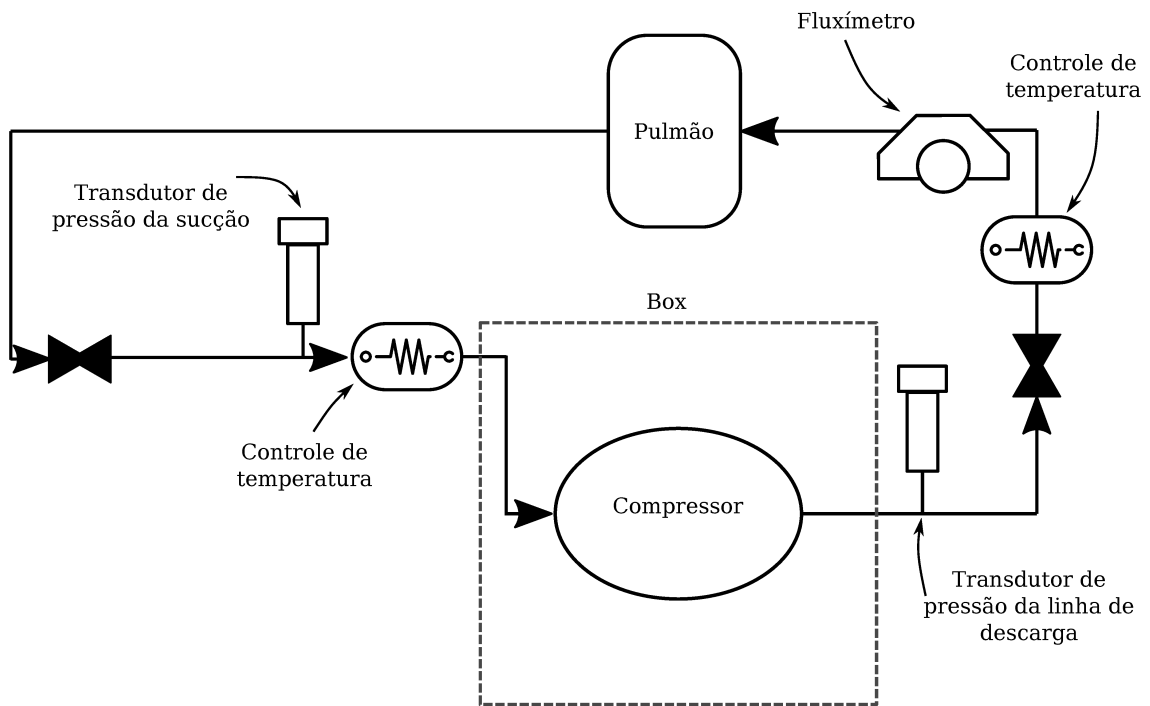


Figura 31 – Esquema de um calorímetro de ciclo quente

intermediário (b). O fluido segue então até a segunda válvula de expansão, rejeitando calor para o ambiente externo (c). Na sequência, o refrigerante é expandido novamente através da segunda válvula até alcançar a pressão da sucção desejada (d), com a sua temperatura sendo ajustada através de uma resistência elétrica antes da entrada no compressor (1).

Com o objetivo de avaliar o desempenho do compressor de dupla sucção, outros dois ramos foram adicionados a um calorímetro de ciclo quente, como ilustrado no esquema da Figura 33. O primeiro ramo permite o controle de uma segunda linha de sucção, como requerido para um compressor de dupla sucção.

O compressor de dupla sucção em sua operação usual apresenta a carcaça na pressão do evaporador de baixa pressão. Visando validar o modelo através de dados da operação estabilizada do compressor na bancada, um segundo ramo foi adicionado ao calorímetro de ciclo quente, com a função de permitir o controle da pressão no interior da carcaça do compressor de dupla sucção com o auxílio de um compressor de velocidade variável. O objetivo desse controle adicional é permitir operar o compressor por longos períodos sem comutação, mitigando os efeitos de equalização de pressão na carcaça quando operando na linha de alta pressão de evaporação. A ausência desse compressor auxiliar causaria um aumento na pressão interna do compressor, subestimando os efeitos ligados aos vazamentos durante a operação do compressor na linha de *fresh food*.

O compressor de dupla sucção investigado no presente trabalho foi instrumentado com um transdutor de pressão na câmara de compressão para facilitar a calibração de diversos

parâmetros do modelo descrito no Capítulo 3.

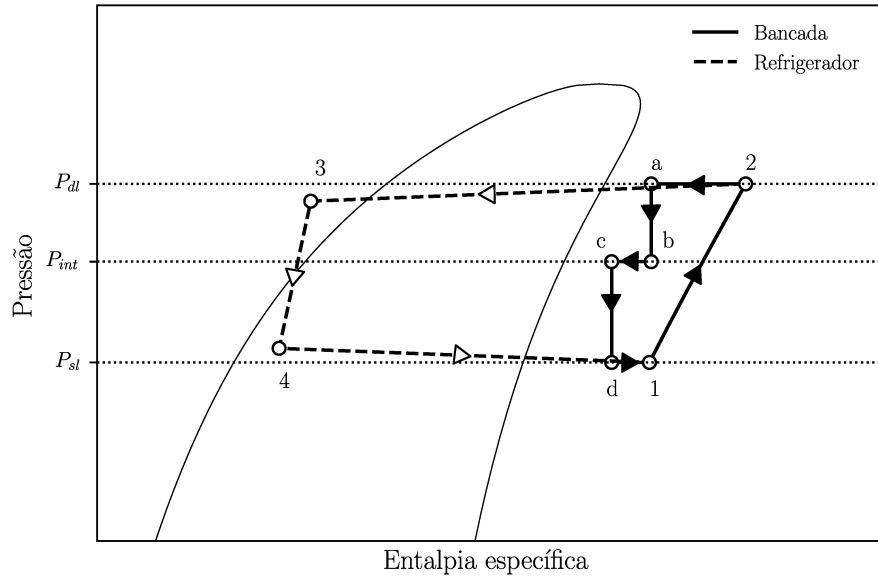


Figura 32 – Processos termodinâmicos de um calorímetro de ciclo quente

Fonte: Adaptado de Balvedi (2018)

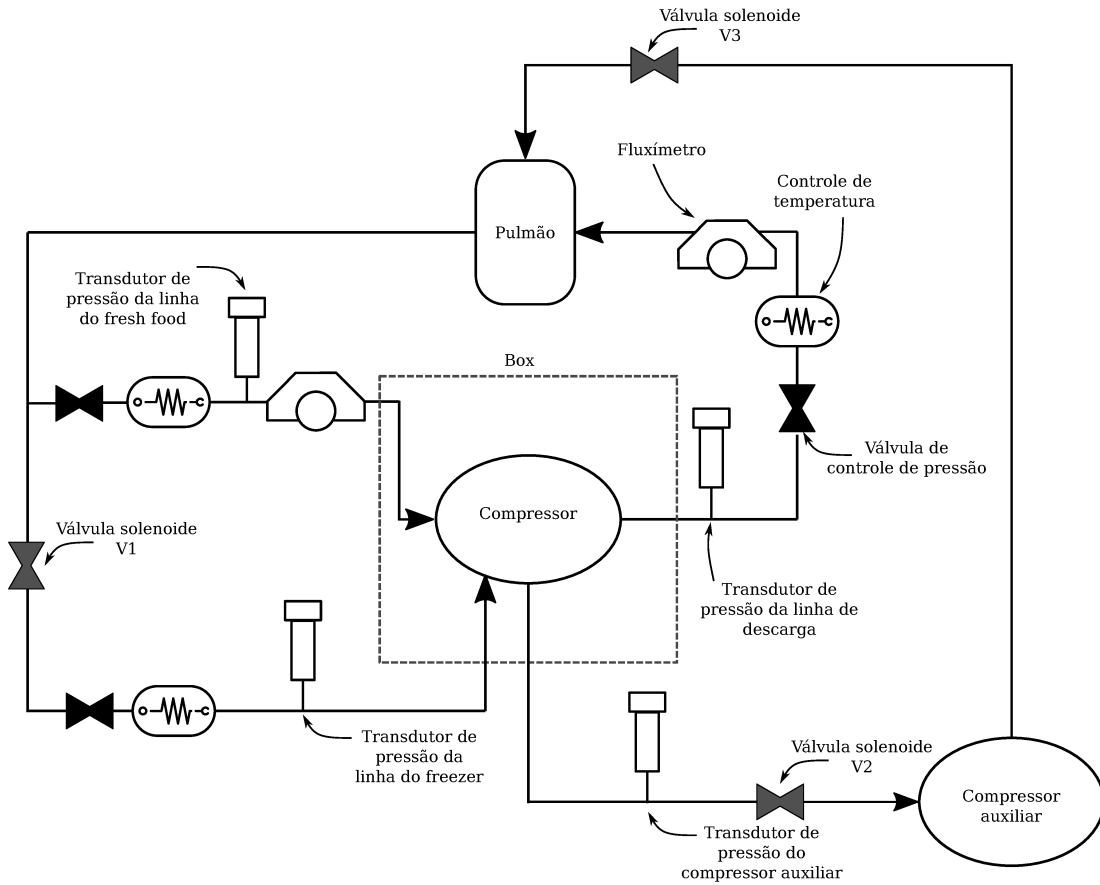


Figura 33 – Esquema da bancada para o compressor de dupla sucção

Nos testes experimentais realizados para calibração e validação do modelo, a bancada operou sem comutação entre as duas linhas, sendo analisadas as condições de operação de alta pressão (A) e baixa pressão (B) de forma separada. Essas duas condições foram obtidas através da abertura e fechamento das válvulas solenoides (V1, V2 e V3) e da válvula de comutação, além do emprego do compressor auxiliar com deslocamento volumétrico de $9,02 \text{ cm}^3$, conforme indicado na Tabela 4.

Tabela 4 – Configuração da bancada para validação da modelagem numérica

| Condição | Operação | V1 | V2/V3 | Válv. Com. | Comp. Aux. |
|----------|---------------|---------|---------|------------|------------|
| A | Alta pressão | Fechado | Aberto | Aberta | 1300 rpm |
| B | Baixa pressão | Aberto | Fechado | Fechada | Desligado |

As condições A e B permitem simular a operação do compressor na bancada em um regime estabilizado nas linhas de alta e baixa pressão de evaporação, respectivamente. Logo, a condição A permite o escoamento do refrigerante vindo da linha de alta pressão, utilizando o compressor auxiliar para evitar um acúmulo de massa no interior do compressor de dupla sucção. Por outro lado, a condição B é similar àquela de um compressor operando em um calorímetro de ciclo quente, com o compressor auxiliar desligado e a válvula de comutação fechada.

A validação dos resultados do modelo foi realizada para as temperaturas de evaporação próximas de -25°C (baixa pressão de evaporação) e -10°C (alta pressão de evaporação) e para a temperatura de condensação próxima de 40°C , respectivamente. O compressor de dupla sucção foi testado na velocidade de 1300 rpm. O compressor auxiliar requerido na condição B foi ajustado para operar em 1300 rpm.

As válvulas de controle utilizadas na bancada foram atuadas manualmente, e a condição de operação foi estimada a partir de uma média temporal das pressões de evaporação de baixa e de alta pressão, assim como a pressão de condensação. Considerando essas variações de pressão, as correspondentes temperaturas de saturação não variaram mais de $1,5^\circ\text{C}$ nos últimos 30 minutos de teste, período em que os dados experimentais foram tratados para caracterizar as pressões de sucção e descarga assim como a potência indicada e a vazão do compressor que determina a capacidade de refrigeração junto com o efeito refrigerante.

A Figura 34 apresenta os diagramas p-V do compressor operando conectado na linha de baixa pressão de evaporação, medido na bancada e obtido do modelo numérico calibrado. Após a calibração realizada para o compressor operando conectado à linha de baixa evaporação (linha de sucção do *freezer*), o modelo apresentou boa concordância nos processos de sucção, compressão, descarga e expansão, embora o pico de pressão no processo de descarga previsto numericamente seja um pouco mais elevado.

Deve ser mencionado que os mesmos parâmetros calibrados foram utilizados para validar o modelo na condição em que o compressor opera ciclicamente na linha de alta

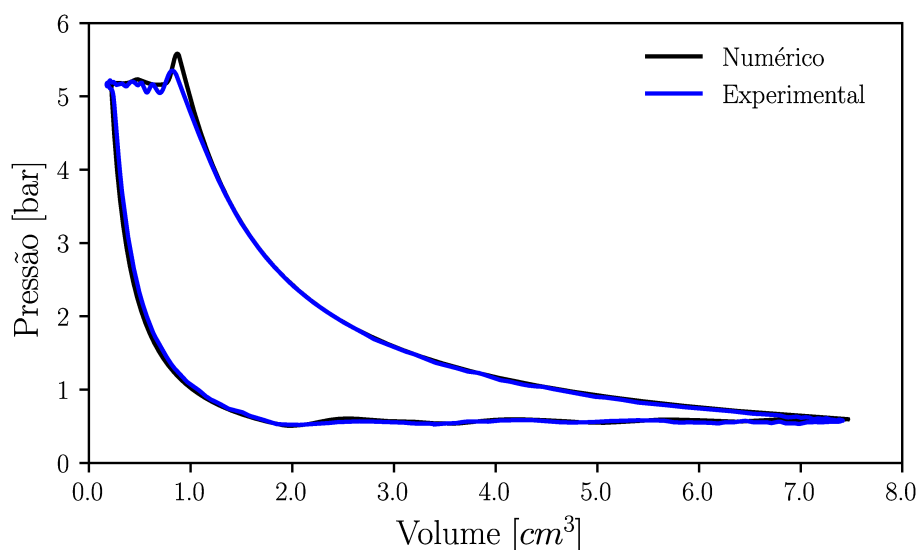


Figura 34 – Calibração do modelo com a linha de baixa pressão de evaporação

pressão de evaporação. Os resultados numérico e experimental do diagrama p-V estão apresentados na Figura 35. O resultado numérico para o compressor operando com a linha de alta pressão de evaporação apresenta boa concordância com os dados experimentais, especialmente nos processos de descarga, expansão e sucção. No entanto, o processo de compressão previsto numericamente apresenta pressão mais elevada em relação ao dado experimental. Essa discrepância pode ser causada por refluxo na válvula de sucção não previsto pelo modelo, resultando em mais massa de fluido no cilindro. O modelo tende a falhar na previsão desse refluxo devido a dois aspectos difíceis de caracterizar: (i) válvulas ao baterem contra o assento no fechamento podem abrir novamente devido ao coeficiente de restituição; (ii) o modelo massa mola amortecido utilizado para prever a dinâmica das válvulas depende de um parâmetro de calibração para o coeficiente de amortecimento, ξ , o qual é muito ligado pela vazão através das válvulas. Uma vez que a calibração ocorreu em uma condição de operação cuja vazão mássica média do compressor é apenas 45% da vazão da condição utilizada na validação, o coeficiente de amortecimento poderia necessitar de um refinamento na sua calibração. No entanto, esse parâmetro foi mantido constante para todas as condições de operação adotadas nas simulações do presente trabalho.

A comparação entre os resultados numéricos e experimentais dos parâmetros globais do compressor se encontra na Tabela 5, onde o ' COP_{pV} ' é definido como a razão entre a capacidade de refrigeração e a potência indicada do compressor. O modelo apresentou diferenças de até 3,0% em resultados de capacidade e 3,7% na previsão da potência indicada.

O modelo foi considerado satisfatório, não apenas pelas pequenas diferenças em relação às medições, mas também por conseguir prever a tendência do desempenho do compressor em uma ampla faixa de temperaturas de evaporação sem a necessidade de uma segunda

calibração. De fato, uma segunda calibração prejudicaria as análises do presente trabalho nos momentos que o fluido dentro do dispositivo de comutação tem sua pressão elevada na abertura da válvula de comutação, ou reduzida logo após o seu fechamento.

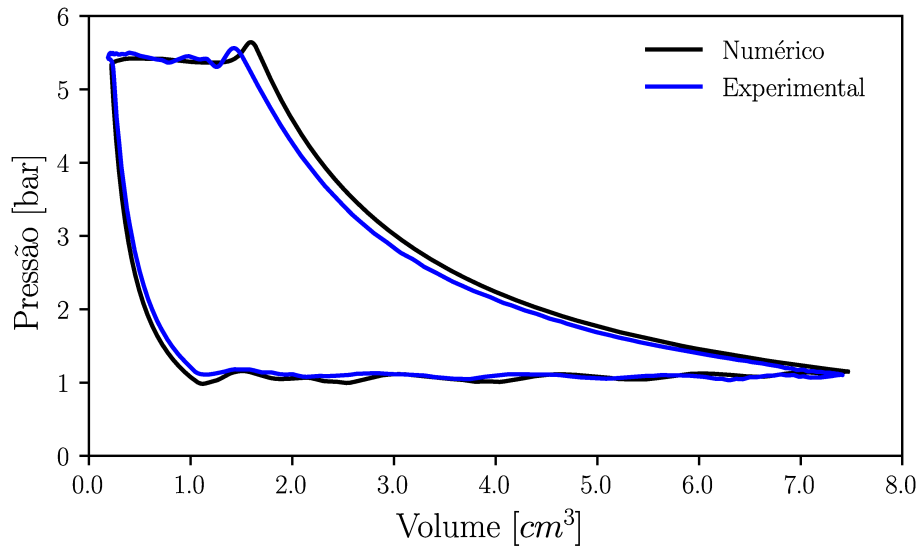


Figura 35 – Validação do modelo com a linha de alta pressão de evaporação

Tabela 5 – Validação dos parâmetros globais do compressor

| | T_e [°C] | T_c [°C] | \dot{W}_{ind} [W] | \dot{Q}_{ev} [W] | COP_{pV} |
|----------------|------------|------------|---------------------|--------------------|------------|
| Experimental A | -9,5 | 39,0 | 26,37 | 108,03 | 4,10 |
| Numérico A | -9,5 | 39,0 | 27,35 | 111,30 | 4,07 |
| Experimental B | -24,6 | 39,0 | 17,49 | 51,23 | 2,93 |
| Numérico B | -24,6 | 39,0 | 17,77 | 50,62 | 2,85 |

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo se concentra na apresentação e discussão dos principais resultados obtidos com o modelo numérico apresentado no Capítulo 3 e validado no Capítulo 4. Inicialmente, na seção 5.1, apresenta-se uma análise do desempenho do compressor de dupla sucção para uma condição de operação, com o auxílio de resultados de vazão mássica, potência indicada e pressão ao longo do ciclo de compressão. Esses resultados do compressor de dupla sucção serão usados como referência para as análises das demais seções deste capítulo.

A seção 5.2 apresenta a análise de ineficiências volumétricas para o caso base apresentado na seção 5.1. Já a seção 5.3 descreve a análise de ineficiências isentrópicas para o mesmo caso base.

A seção 5.4 apresenta a influência da condição de operação sobre o compressor de dupla sucção na presença de comutações nas linhas de sucção. Além disso, analisam-se os efeitos dos principais parâmetros de controle da comutação sobre os parâmetros globais do compressor, representados por resultados de vazão mássica, capacidade, potência indicada e coeficiente de performance.

Na sequência, a seção 5.5 apresenta os resultados de uma análise paramétrica considerando as principais características da condição de operação e seus efeitos quando o compressor opera em apenas uma linha de sucção sem comutação, sendo essa análise realizada então para cada uma das linhas de sucção de forma separada.

A seção 5.6 apresenta uma comparação entre os desempenhos do compressor de dupla sucção e do compressor referência, sem dispositivo de comutação, operando nas condições de baixa e alta pressão de evaporação de forma independente.

Finalmente, a seção 5.7 fornece uma análise teórica comparativa entre os desempenhos de um sistema de refrigeração empregando um compressor de dupla sucção e de um sistema com dois ciclos de refrigeração independentes alcançado com o emprego de dois compressores.

5.1 POTÊNCIA E VAZÃO AO LONGO DOS CICLOS DE COMUTAÇÃO

Esta seção apresenta os resultados da simulação do compressor de dupla sucção para a condição de operação de referência, caracterizada pelas temperaturas de evaporações de baixa e alta pressão de -25 °C e -10 °C , respectivamente, temperatura de condensação de 40 °C e velocidade de $1\,300\text{ rpm}$. Esse caso será utilizado para fins de comparação nas análises paramétricas das próximas seções e, portanto, será avaliado tanto no transiente das comutações, como no regime transiente cíclico plenamente desenvolvido.

A simulação de referência utiliza duty cycle de 30% e período de comutação de 10 s . A válvula de comutação é inicialmente mantida aberta e fechada após 3 s . A pressão do fluido no filtro é então diminuída pela ação do compressor até que seja suficientemente baixa para permitir a abertura da válvula de retenção. Após 10 s do início da simulação, a

válvula de comutação recebe o novo sinal para a abertura e o ciclo de comutação recomeça. Pode-se tratar os fenômenos de um ciclo de comutação como transiente cíclico plenamente estabelecido quando os resultados do modelo não apresentem diferenças consideráveis entre dois ciclos seguidos. A execução da simulação do caso base durou 1 h 21 min 54 s.

A Figura 36 apresenta o resultado para a vazão mássica ao longo do tempo, durante 5 ciclos de comutação, totalizando 50 s de operação do compressor: A vazão mássica é mantida estável próximo a 1,2 kg/h durante o maior período em que compressor opera na linha do *fresh food* com a válvula de comutação aberta. Após o fechamento dessa válvula, a vazão cai rapidamente até o momento da abertura da válvula de retenção que sofre atraso devido à força de adesão originada por óleo entre a sua superfície e a superfície do assento. Isso origina uma redução acentuada na vazão seguida por uma rápida estabilização da vazão mássica próximo de 0,6 kg/h. A Figura 36 mostra que praticamente não existe diferença entre todos os ciclos e, no presente trabalho, o compressor foi assumido estar no regime transiente cíclico após três ciclos de comutação.

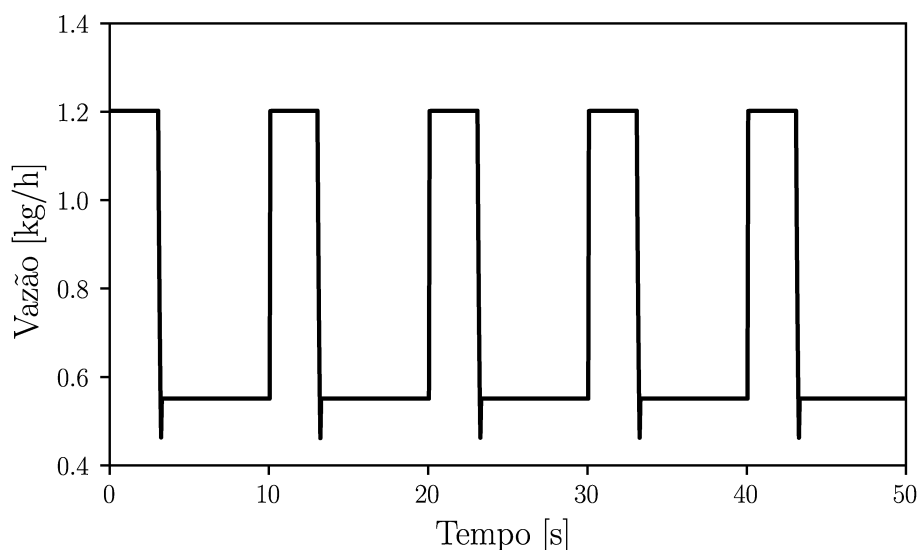


Figura 36 – Vazão mássica ao longo do tempo

A Figura 37 ilustra a potência indicada, obtida do diagrama p-V do compressor, ao longo do mesmo período. Percebe-se que a potência indicada apresenta dois pontos de máximo (2 e 3) e dois pontos de mínimo (1 e 4) distintos em cada ciclo de comutação, os quais podem ser explicados com o auxílio do resultado para a pressão na câmara de compressão ao longo do ciclo, assim como do entendimento dos fenômenos ligados à abertura e ao fechamento das válvulas de comutação e retenção.

Inicialmente serão descritos os fenômenos ligados ao filtro sucção durante a abertura e o fechamento das válvulas de comutação e retenção. Para tanto, as Figuras 38 e 39 ilustram as variações de pressão na câmara de sucção adimensionalizada pelo valor máximo durante os momentos de abertura e fechamento da válvula de comutação, respectivamente.

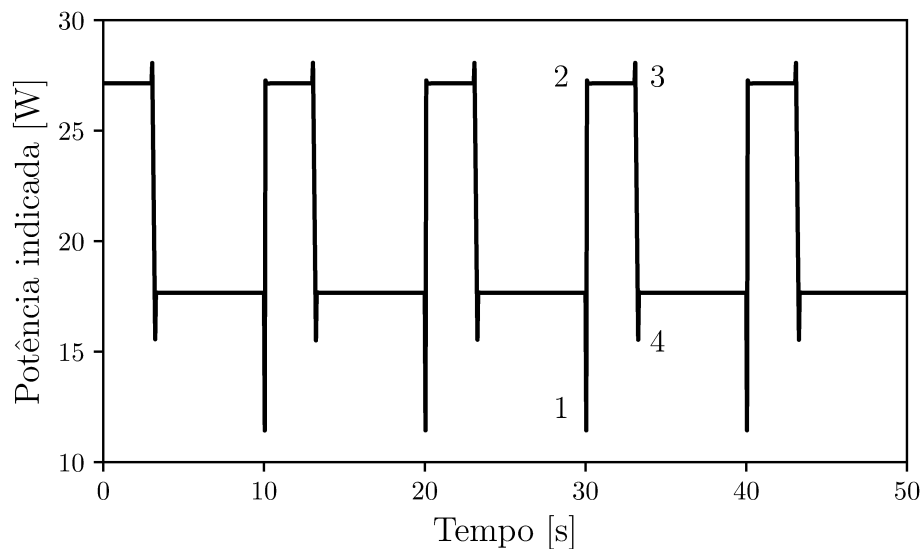


Figura 37 – Potência indicada ao longo do tempo

A abertura da válvula de comutação, ilustrada pela linha tracejada próxima de 30,06 s na Figura 38, causa um abrupto aumento de pressão na câmara de sucção. Além do aumento de pressão, também há um aumento da massa de fluido no volume do filtro de sucção, uma vez que a sua temperatura permanece praticamente constante. A abertura da válvula de comutação ocorre próxima do fechamento da válvula de retenção, ambos os processos ocorrem de forma muito rápida quando comparados ao processo do ciclo de compressão, sendo que o aumento abrupto de pressão ocorre no período de tempo em que o eixo do mecanismo consegue avançar aproximadamente 60° .

O fechamento da válvula de comutação é identificado pela linha tracejada na Figura 39 próximo de 33,05 s. Uma vez fechada a válvula de comutação, o filtro de sucção se encontra em uma pressão próxima à da linha de alta pressão. Sendo assim, a pressão do filtro necessita ser reduzida para permitir a abertura da válvula de retenção que é de acionamento automático. Ao longo dos próximos ciclos de compressão, como existe uma obstrução entre o filtro de sucção e a linha de alta pressão, a massa do fluido no filtro decai à medida que é retirada pela ação do compressor. Durante quatro ciclos de compressão a pressão da câmara de sucção é reduzida sem que massa entre no compressor através da linha de baixa pressão, cuja válvula de retenção continua ainda fechada. Durante o quinto ciclo após o fechamento da válvula de comutação, próximo de 33,27 s, a câmara de sucção alcança uma pressão baixa o suficiente para que ocorra a abertura da válvula automática de retenção. É importante ressaltar que a adesão da válvula de retenção no assento é prejudicial porque requer um nível menor de pressão no filtro de sucção para ocasionar a sua abertura. Assim, esse atraso na abertura da válvula de retenção origina uma redução momentânea da vazão mássica do compressor. Finalmente, a comparação das Figuras 38 e 39 mostra que a estabilização da pressão na câmara de sucção após o fechamento da válvula de comutação

é mais lenta do que na sua abertura.

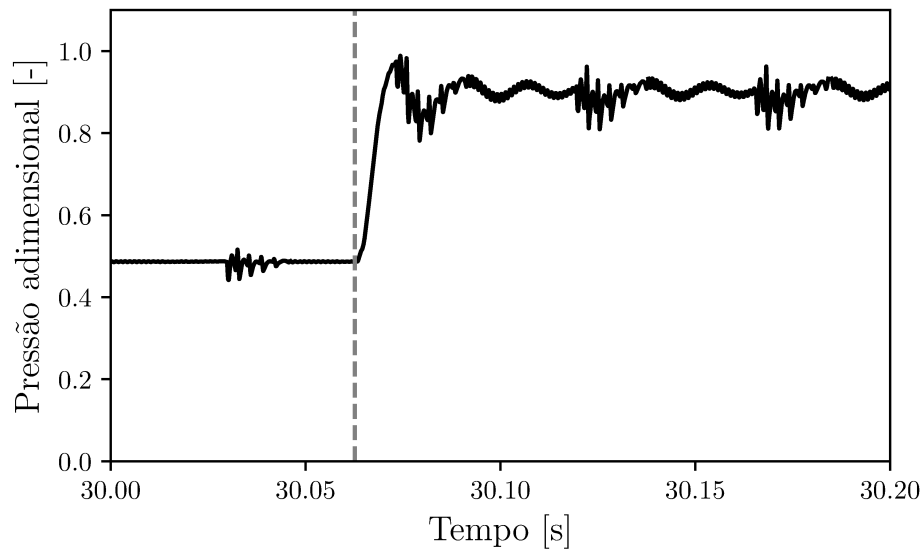


Figura 38 – Pressão adimensional na câmara de sucção durante a abertura da válvula de comutação

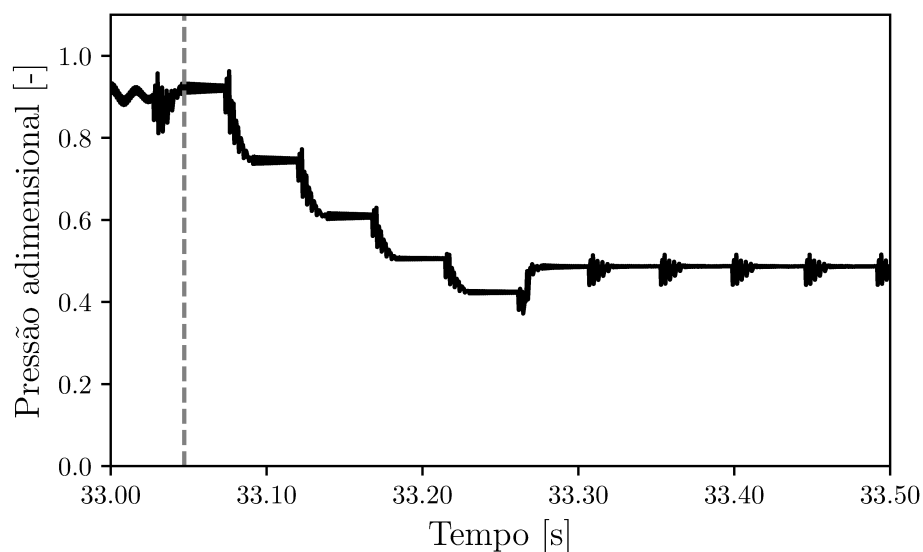


Figura 39 – Pressão adimensional na câmara de sucção durante o fechamento da válvula de comutação

Para entender os diversos pontos de mínimo e máximo da Figura 37, serão utilizados diagramas que ilustram o posicionamento das válvulas de comutação e retenção e a pressão no cilindro do compressor ao longo do tempo. A Figura 40 apresenta dados associados ao primeiro ponto de mínimo da potência indicada (ponto 1 da Figura 37) que ocorre durante a abertura da válvula de comutação no ciclo de comutação que inicia em 30 s e termina em 40 s. A Figura 40 mostra resultados da pressão no cilindro, p_{cc} , para dois ciclos de

compressão e da posição da válvula de comutação, s_s , ao longo desses ciclos. No 1º ciclo de compressão, a válvula de comutação está fechada (linha azul contínua está sobreposta ao eixo das abscissas) e o compressor opera em regime transiente cíclico a partir da linha de sucção do freezer com a pressão no cilindro identificada pela linha preta contínua. No 2º ciclo ocorre a abertura da válvula de comutação próximo de 0,015 s (linha azul tracejada) e o filtro de sucção é preenchido por refrigerante a alta pressão. A abertura da válvula de comutação ocorre próxima ao ponto morto superior do pistão por questões de projeto do dispositivo de comutação. Após a abertura da válvula de comutação, a pressão no cilindro do 2º ciclo é superior à do 1º durante o período de sucção (linha preta tracejada visível a partir de 0,027 s), porém os processos de compressão e descarga do 2º ciclo apresentam pressões iguais ao do 1º ciclo, reduzindo dessa forma a potência indicada em 35,2% em comparação ao ciclo anterior à abertura da válvula de comutação.

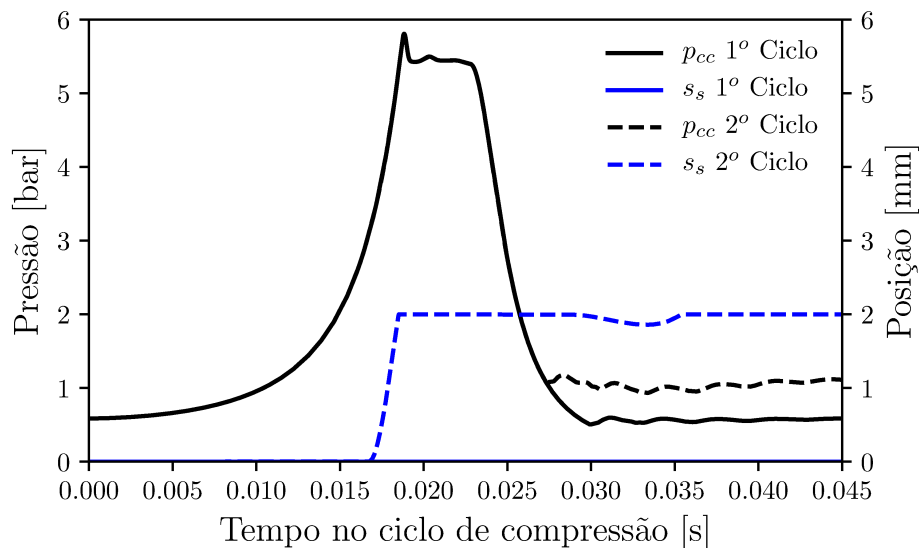


Figura 40 – Efeito da abertura da válvula de comutação sobre a pressão do cilindro

A Figura 41 ilustra o efeito da comutação no diagrama p-V através de resultados para três ciclos consecutivos, os dois primeiros já discutidos na Figura 40 e o 3º em que o aumento de pressão na sucção afeta a pressão durante os processos de compressão e descarga. O modelo de simulação considera o início do ciclo de compressão com o pistão um pouco após o ponto morto inferior, já no processo de compressão. A pressão inicial do 2º ciclo é igual à pressão inicial do 1º ciclo (identificadas pelo ponto a), assim como as pressões nos processos de compressão, descarga e no início da expansão, até aproximadamente o volume de 1 cm³, pois as linhas cinza e azul estão praticamente sobrepostas. Já o processo de sucção no 2º ciclo ocorre a uma pressão próxima de 1 bar (linha azul), maior do que a pressão do primeiro ciclo, próxima de 0,5 bar (linha cinza). Assim, o 3º ciclo (linha vermelha) é iniciado com a pressão final do segundo ciclo (ponto b) praticamente no ponto morto inferior. Devido a maior massa de refrigerante na câmara de compressão no ponto

b, o processo de compressão ocorre sob níveis maiores de pressão, aumentando a potência indicada. Após o 3º ciclo (linha vermelha), a diferença entre as potências indicadas dos ciclos seguintes é muito pequena, em torno de 0,5 %, mostrando que o compressor já opera próximo do transiente cíclico plenamente desenvolvido.

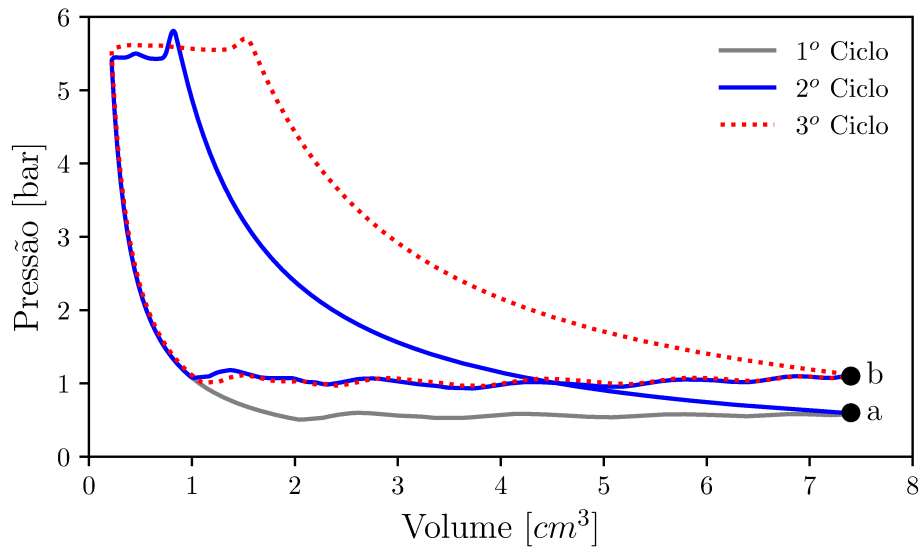


Figura 41 – Efeito da abertura da válvula de comutação no diagrama p-V

O primeiro ponto de máximo da potência indicada na Figura 37, identificado pelo ponto 2, é quase imperceptível e está relacionado a um pequeno efeito transiente entre os ciclos seguintes à abertura da válvula de comutação, que afeta a perda de carga do sistema de sucção. Essa variação da potência indicada devido ao processo de sucção é tão pequena que virtualmente não se percebe no diagrama p-V da Figura 42, que ilustra os resultados dos dois ciclos de compressão seguintes à abertura da válvula de comutação denominados 3º e 4º ciclos.

A análise dos próximos pontos de máximo e mínimo será realizada para o momento de fechamento da válvula de comutação, assim como será descrita sua influência no diagrama p-V. O segundo ponto de máximo de potência indicada (ponto 3 na Figura 37) é originado pelo fechamento da válvula de comutação. Esse ponto de máximo decorre de uma redução da pressão da sucção ao longo do tempo, sendo esse um efeito contrário ao observado no ponto de mínimo (ponto 1) causado pela abertura da válvula de comutação. A Figura 43 ilustra o efeito do fechamento da válvula de comutação sobre a pressão no cilindro ao longo de dois ciclos de compressão, um que antecede e outro em que ocorre o fechamento da válvula de comutação. No 1º ciclo, a válvula de comutação se encontra aberta (linha azul contínua) com o compressor operando na linha do *fresh food* e a pressão no cilindro representada pela linha preta contínua. No segundo ciclo ocorre o fechamento da válvula de comutação próximo de 0,001 s, representada pela linha azul tracejada, no início do processo de compressão. Posteriormente, no processo de sucção a pressão da câmara de

sucção cai, uma vez que a pressão do fluido no filtro de sucção é próxima daquela da linha de alta pressão e deve ser reduzida para permitir que a válvula de retenção abra. Essa redução na pressão de sucção é a principal diferença entre as pressões dos dois ciclos de compressão e causa um aumento de potência indicada.

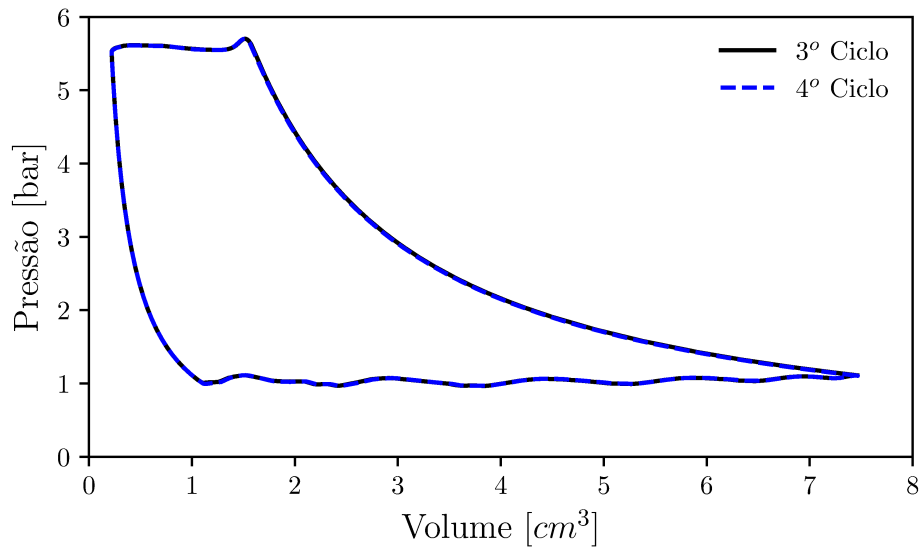


Figura 42 – Diagrama p-V do primeiro pico de potência indicada do ciclo de comutação

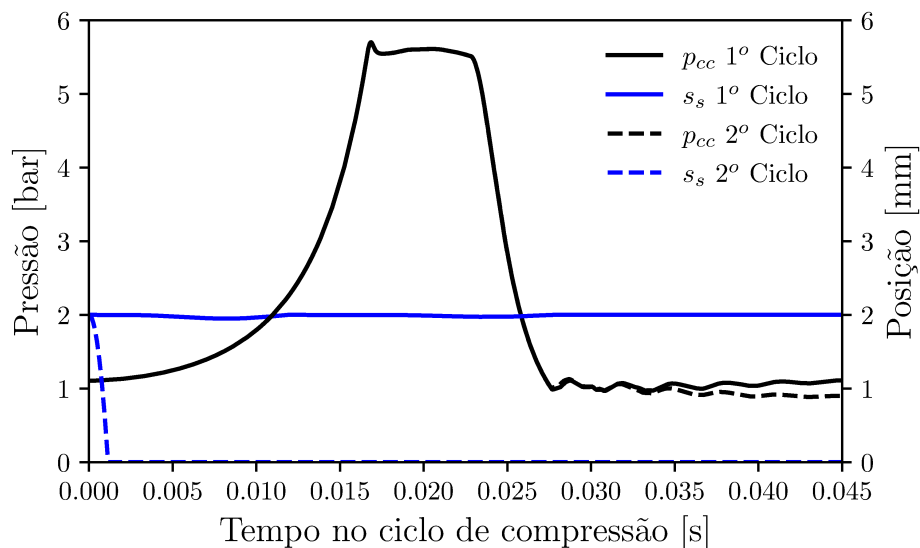


Figura 43 – Efeito do fechamento da válvula de comutação na pressão do cilindro

A Figura 44 ilustra o efeito do fechamento da válvula de comutação sobre os diagramas p-V do ciclo de compressão em que a válvula de comutação fecha (2º ciclo) e do ciclo de compressão anterior (1º ciclo) e posterior (3º ciclo) ao fechamento da válvula de comutação. Os processos de compressão, descarga e o início do processo de expansão do 1º e do 2º

ciclos apresentam pressões bastante similares e praticamente sobrepostas na Figura 44. Porém à medida que o fluido no filtro de sucção tem sua pressão reduzida no 2º ciclo, a pressão no cilindro tende também a diminuir durante a sucção. Esse efeito é mais visível após o volume da câmara de compressão atingir 3 cm^3 , onde as linhas preta e azul começam a se distanciar à medida que o volume aumenta. Em função dessa queda de pressão durante o processo de sucção do ciclo em que ocorre o fechamento da válvula de comutação, o diagrama p-V do 2º ciclo apresenta uma potência indicada 3,4% maior que aquela do 1º ciclo. Por sua vez, o 3º ciclo que ocorre após o fechamento da válvula de comutação (linha vermelha) apresenta um processo de compressão com menos massa de refrigerante no cilindro. De fato, uma vez que a válvula de retenção ainda não foi aberta e a pressão na sucção do 3º ciclo continua a cair, menos massa entra no cilindro e isso reduz a área do diagrama p-V desse ciclo.

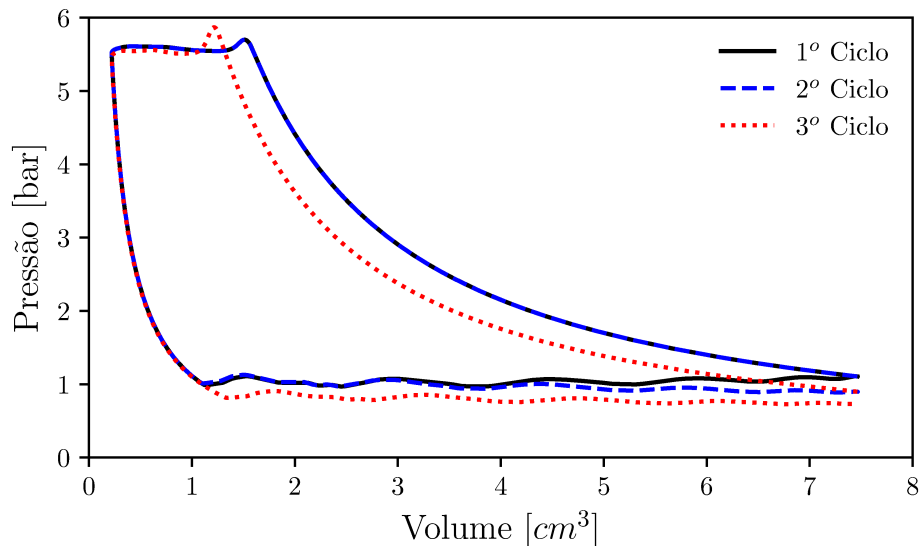


Figura 44 – Efeito do fechamento da válvula de comutação no diagrama p-V

Entre os pontos 3 e 4 da Figura 37, ocorre a redução de pressão dentro do filtro de sucção, uma vez que após o fechamento da válvula de comutação, a pressão no filtro de sucção precisa diminuir com a operação do compressor até permitir a abertura da válvula de retenção.

Finalmente, o segundo ponto de mínima potência indicada (ponto 4) da Figura 37 é um reflexo do atraso da abertura da válvula de retenção, que causa uma queda de pressão maior no filtro de sucção. A Figura 45 ilustra a pressão no cilindro, p_{cc} , e a posição instantânea da válvula de retenção, s_c , no ciclo anterior (1º ciclo) e no ciclo de sua abertura (2º ciclo). A comparação entre as linhas pretas contínuas e tracejadas indica que o 1º e o 2º ciclos apresentam processos de expansão similares. Porém no ciclo anterior à abertura da válvula de retenção há uma diminuição na pressão no filtro de sucção, resultando em pressões mais baixas durante o processo de compressão do segundo ciclo, no qual ocorre a

abertura da válvula de retenção. O processo de compressão associado à linha de baixa pressão de evaporação pode ser observado na Figura 45 entre os tempos iguais a 0 s e 0,020 s.

Por outro lado, essa diferença na pressão do 2º ciclo é suficiente para abrir a válvula de retenção e permitir a passagem de fluido. A diferença de potência indicada entre os dois ciclos ocorre em grande parte pelo fato do processo de compressão do segundo ciclo ocorrer com menos massa na câmara de compressão, reduzindo a potência indicada. A tendência a partir do terceiro ciclo é o aumento da potência indicada em função do aumento da pressão no filtro de sucção e o consequente aumento de massa de fluido na câmara de compressão. Esse fenômeno é ilustrado na Figura 46, através da comparação dos diagramas p-V do ciclo em que ocorre a abertura da válvula de retenção (2º ciclo) e do ciclo seguinte à abertura dessa válvula (3º ciclo). Naturalmente, o processo de compressão do 3º ciclo, representado pela linha azul, ocorre sob pressão mais elevada quando comparado àquela do segundo ciclo em que ocorreu a abertura da válvula de retenção (linha preta), resultando assim em maior potência indicada.

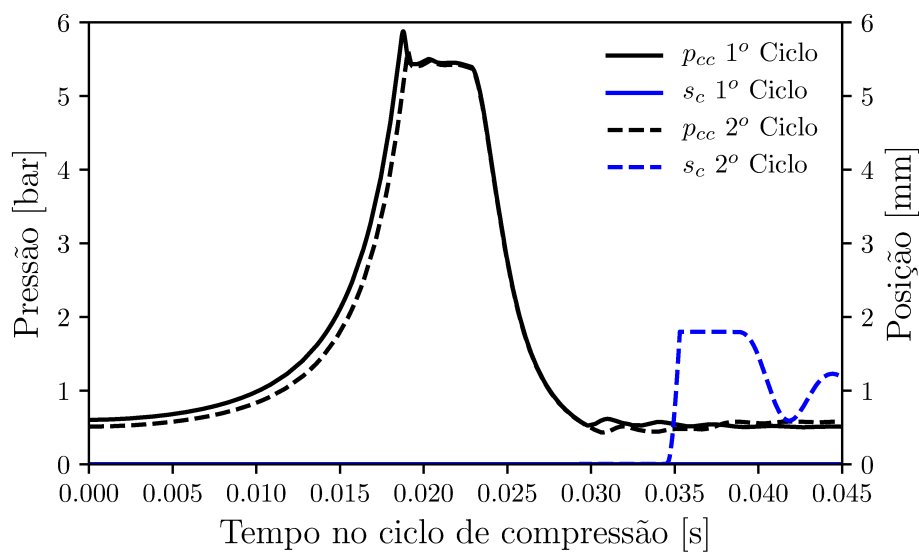


Figura 45 – Efeito da abertura da válvula de retenção na pressão do cilindro

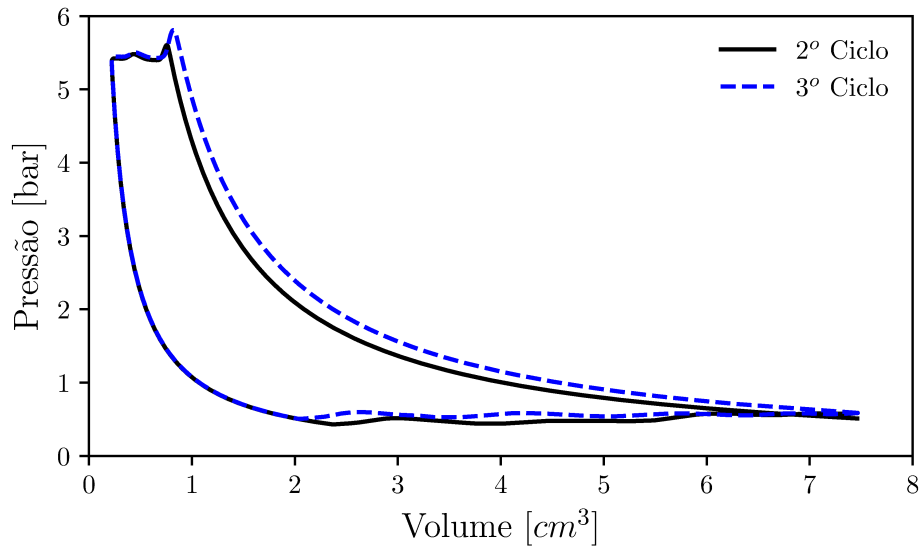


Figura 46 – Efeito da abertura da válvula de retenção no diagrama p-V

5.2 INEFICIÊNCIAS VOLUMÉTRICAS

Nesta seção serão descritos os principais fenômenos ligados a redução da vazão mássica do compressor de dupla sucção, utilizando o caso base apresentado na seção 5.1.

O resultado da perda total de vazão apresentado na Figura 47 indica que o compressor de dupla sucção apresenta picos de perdas em cada comutação. Nos intervalos entre os transientes originados pelas comutações, o compressor opera em regime transiente cíclico e as perdas se estabilizam em níveis mais baixos. Os picos de perda decorrem de perdas associadas ao processo de sucção, efeito do volume morto, refluxos e vazamentos, ao longo dos períodos de comutação.

A Figura 48 ilustra perdas de vazão por volume morto, $\Delta\dot{m}_{cl}$, e as perdas na sucção, $\Delta\dot{m}_s$, devido ao superaquecimento e à transição da pressão de sucção na operação do compressor durante a comutação da linha de baixa para a linha de alta pressão de evaporação, ou seja, durante a abertura da válvula de comutação. Antes da abertura da válvula de comutação, ambas as perdas são constantes, após a abertura da válvula de comutação e o fechamento da válvula de retenção, as perdas na sucção aumentam enquanto as perdas por volume morto decrescem, embora muito suavemente. O aumento nas perdas na sucção é causado pela maior perda de carga originada pelo aumento da vazão quando o compressor opera a partir da linha de sucção de alta pressão. Já as perdas por volume morto decrescem 6,2% devido à redução de razão de pressão na câmara de compressão que ocorre com a abertura da válvula de comutação.

A Figura 49 apresenta as perdas de vazão por volume morto e na sucção durante o fechamento da válvula de comutação, e posterior abertura da válvula de retenção, ou seja, na comutação da linha de alta pressão para a linha de baixa pressão de evaporação.

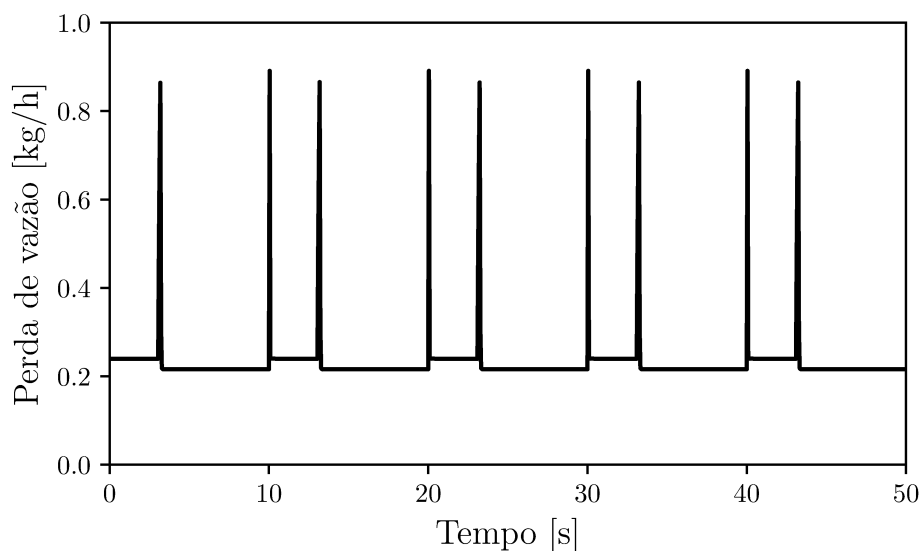


Figura 47 – Perda de vazão total ao longo do tempo

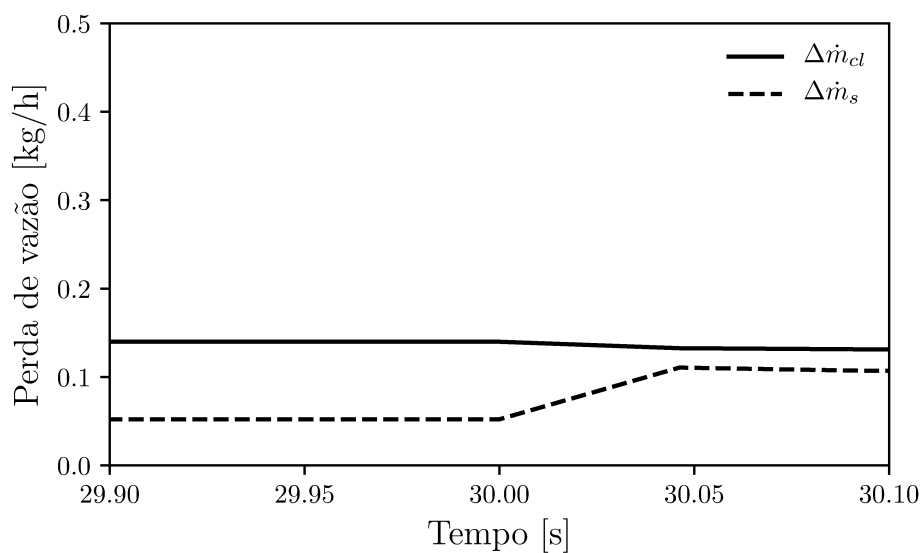


Figura 48 – Perdas de vazão na sucção e por volume morto durante a abertura da válvula de comutação

Embora quase imperceptível, a perda por volume morto aumenta 6,6 %, pois a razão de pressão entre a descarga e a sucção aumenta no fechamento da válvula de comutação.

A perda na sucção aumenta consideravelmente e se torna a parcela dominante a partir do fechamento da válvula de comutação, próximo de 33,0s. Isso ocorre pelo fato do fluido que está disponível no filtro de sucção ter vindo da linha de sucção de alta pressão e, uma vez que a válvula de comutação está fechada, o fluido é admitido na câmara de compressão com pressões e densidades cada vez menores. Embora a densidade do refrigerante na câmara de sucção diminua ao longo desse período, a densidade usada como referência para o cálculo da perda de vazão (Equação 3.31) é a densidade da linha de alta pressão de evaporação.

Em seguida, próximo de 33,2s, ocorre a abertura da válvula de retenção e se observa uma queda brusca na perda na sucção. O principal aspecto que causa essa redução é o fato de que o valor referência usado para a densidade na Equação 3.31 passa a ser a densidade do refrigerante na linha de baixa pressão de evaporação.

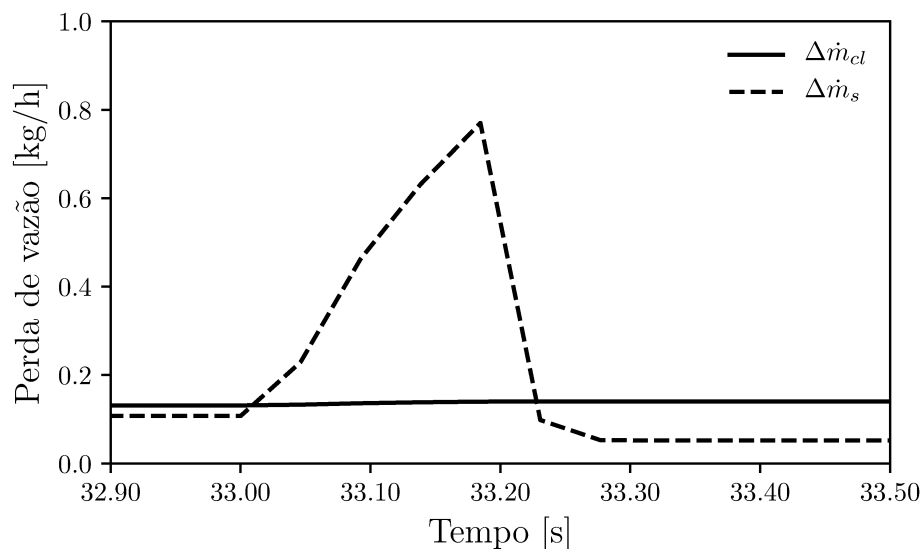


Figura 49 – Perdas de vazão na sucção e por volume morto durante o fechamento da válvula de comutação

Refluxos nas válvulas de sucção e descarga, e o vazamento na folga pistão cilindro contribuem para o aumento das perdas de vazão mássica. A diferença da magnitude dos refluxos durante as comutações se deve à alteração da dinâmica de válvulas, uma vez que a pressão na câmara de sucção é muito dependente da linha de sucção em que o compressor opera. Já o vazamento na folga pistão cilindro se dá entre a câmara de compressão e o ambiente interno do compressor, que se encontra na pressão da linha de baixa pressão de evaporação. As Figuras 50 e 51 apresentam as perdas por refluxo na válvula de sucção e descarga, e o vazamento na folga pistão cilindro no período entre a abertura e o fechamento da válvula de comutação.

Observa-se que o vazamento na folga pistão cilindro aumenta durante a abertura da válvula de comutação pelo fato de induzir maior pressão na câmara de compressão. O contrário ocorre após o fechamento da válvula de comutação, quando a pressão no cilindro decresce ao longo do ciclo de compressão. O compressor adotado no presente trabalho apresentou maior refluxo na sucção quando operando conectado na linha de alta pressão de evaporação e maior refluxo na descarga quando operando na linha de baixa temperatura de evaporação.

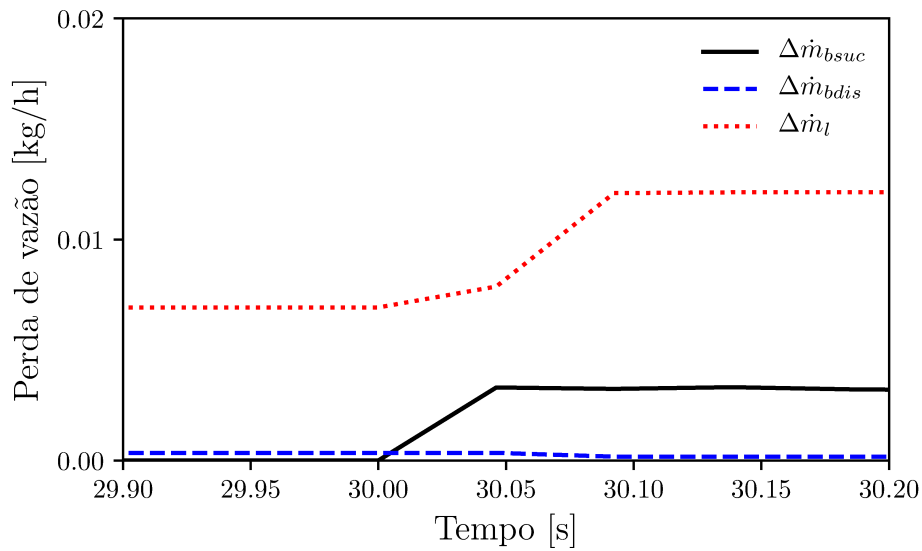


Figura 50 – Perdas de vazão por refluxos e vazamentos na abertura da válvula de comutação

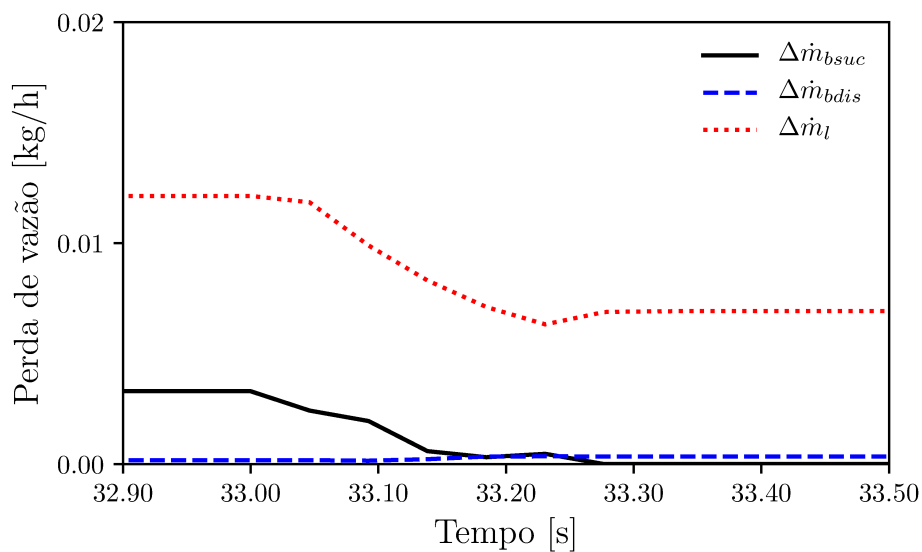


Figura 51 – Perdas de vazão por refluxos e vazamentos no fechamento da válvula de comutação

A perda residual é a perda que o procedimento adotado para realizar o inventário não é capaz de identificar devido, por exemplo, a deficiências do modelo e a erros de truncamento da solução numérica. A Figura 52 apresenta a perda residual ao longo de cinco ciclos de comutação, com picos sendo observados durante o fechamento da válvula de comutação. Deve ser mencionado que o valor negativo da perda residual indica que o inventário adotado no presente trabalho superestima as perdas, e vice-versa no caso de valor positivo.

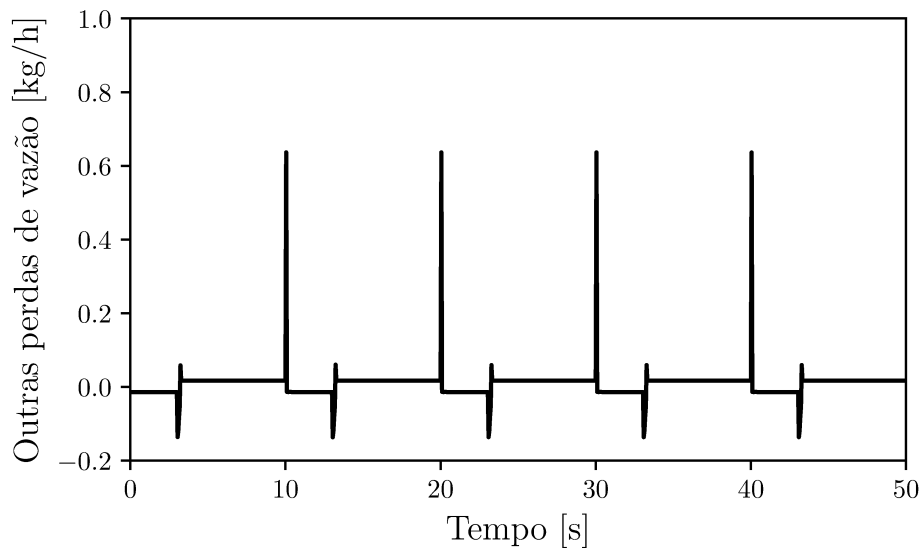


Figura 52 – Outras perdas de vazão presentes no compressor de dupla sucção

Finalmente, pode-se avaliar o total de cada uma das perdas de vazão através de suas integrações ao longo do último ciclo de comutação. A Figura 53 apresenta a contribuição porcentual de cada uma das perdas sobre a perda de vazão total.

A perda por volume morto, Δm_{cl} , é a principal responsável pela redução da vazão de massa do compressor estudado no presente trabalho e isso ocorre por dois motivos:

- i. O compressor opera por um maior intervalo de tempo na condição de maior razão de pressão, visto que o *duty cycle* é menor que 50 %;
- ii. O transiente de comutação é curto, fazendo com que o efeito do volume morto ao longo do tempo seja maior que o do pico de perdas na sucção que antecedem a abertura da válvula de retenção;

Embora a perda de vazão na sucção, Δm_s , seja menor do que a perda por volume morto, ainda assim é uma parcela elevada, representando 33,4 % da perda total. É importante notar que a condição de operação utilizada para o caso base é bastante favorável para manter as temperaturas do compressor baixas, visto que:

- i. O emprego de um motor com velocidade variável possibilita eficiências elétricas mais elevadas;
- ii. A velocidade definida para a operação do compressor é baixa, em torno de 1 300 rpm, comparada com a velocidade máxima de 4 500 rpm que pode ser alcançada.

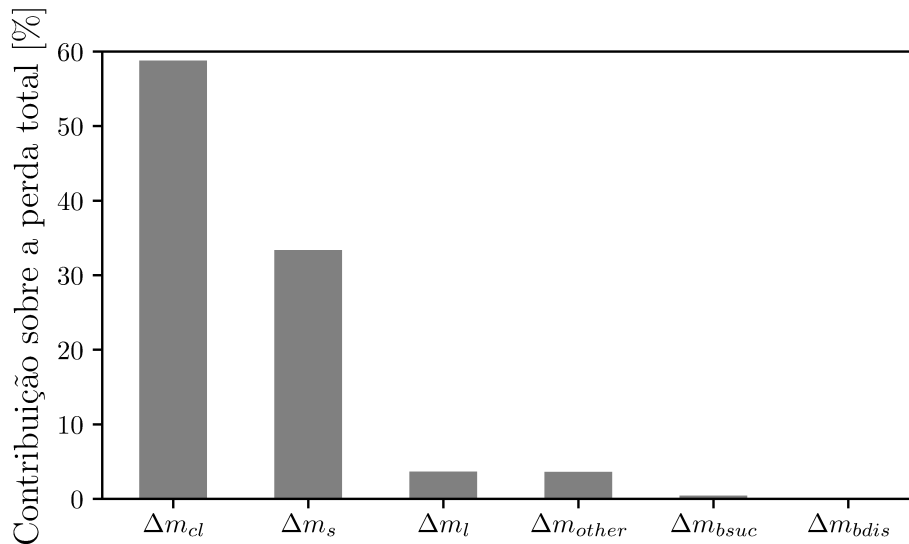


Figura 53 – Contribuição de cada parcela sobre a perda de vazão total

A perda residual, Δm_{other} , tem a mesma contribuição que as perdas por vazamento na folga pistão cilindro, Δm_l , o que sugere a necessidade de um estudo mais detalhado no futuro. Por fim, as perdas por refluxos nas válvulas de sucção e descarga, Δm_{bsuc} e Δm_{bdis} , são pequenas em função do emprego de válvulas otimizadas para a condição de operação do caso base.

5.3 INEFICIÊNCIAS ISENTRÓPICAS

Além do inventário de ineficiências volumétricas, as perdas energéticas ao longo do transiente do compressor de dupla sucção podem também ser quantificadas. A potência isentrópica, adimensionalizada pela potência isentrópica da linha de alta pressão ao longo do tempo, é apresentada na Figura 54. A potência isentrópica apresenta dois pontos de mínimo, ponto 1 e ponto 2. O ponto 1 ocorre na abertura da válvula de comutação, quando a válvula de sucção está fechada e a compressão ainda é realizada com a massa e a razão de pressão originada da linha de baixa pressão. Na abertura da válvula de comutação, o valor referência do trabalho específico de compressão isentrópico, w_s , empregado na Equação 3.35 passa a ser aquele da linha de alta pressão, inferior ao trabalho referente à linha de baixa pressão. Assim de forma similar ao explicado na Figura 49, a potência

isentrópica diminui pelo fato de o valor referência do trabalho específico de compressão nesse momento ser menor.

O segundo ponto de mínimo (ponto 2) é uma consequência da redução de vazão mássica em função do atraso da abertura da válvula de retenção. Nos instantes que antecedem a abertura da válvula de retenção, a vazão é gradualmente reduzida como consequência da redução de pressão da câmara de sucção. Durante esse período, o valor referência do trabalho de compressão é considerado igual ao trabalho específico da linha de alta pressão, enquanto a vazão é reduzida gradativamente ao longo do tempo. No momento em que a válvula de retenção abre, o valor referência do trabalho específico de compressão passa a ser o da linha de baixa, e a potência isentrópica passa a ser igual ao valor do regime transiente cíclico.

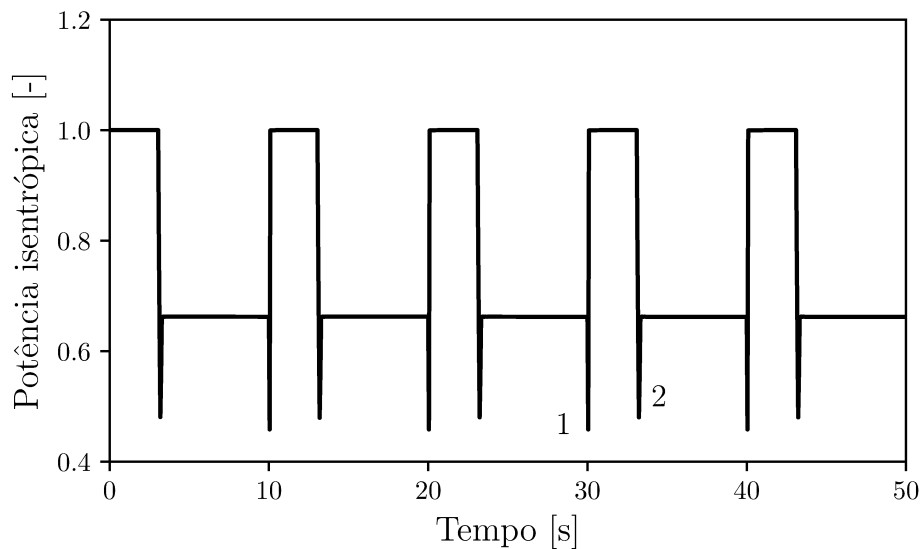


Figura 54 – Potência isentrópica ao longo do tempo

A Figura 55 apresenta os resultados de perdas energéticas por efeito combinado do superaquecimento e das variações de pressão do filtro de sucção, $\Delta\dot{W}_s$, e por vazamentos na folga pistão cilindro, $\Delta\dot{W}_l$, ao longo dos ciclos de comutação do compressor de dupla sucção. Embora de difícil observação na Figura 55, a perda de energia por vazamento é mais elevada durante a operação da linha de alta pressão (*fresh-food*) em função da maior diferença de pressão entre a câmara de compressão e o ambiente interno do compressor. A perda de energia na sucção apresenta uma pequena queda, quase imperceptível próxima de 30 s, na abertura da válvula de comutação em função do aumento de pressão na câmara de sucção, ainda não acompanhada por um aumento de vazão mássica como descrito anteriormente para a potência indicada da Figura 54. Esse fato é uma consequência de a abertura da válvula de comutação ocorrer próxima do ponto morto superior. Já na eminência da abertura da válvula de retenção, próximo de 33 s, a perda de energia na sucção apresenta um ponto de máximo, pois fluido que entrou proveniente da linha de alta

pressão de evaporação é admitido na câmara de compressão com pressões e densidades cada vez menores. Assim, a diferença de pressão do fluido entre a câmara de sucção e a linha de descarga aumenta com o tempo, aumentando também o trabalho de compressão.

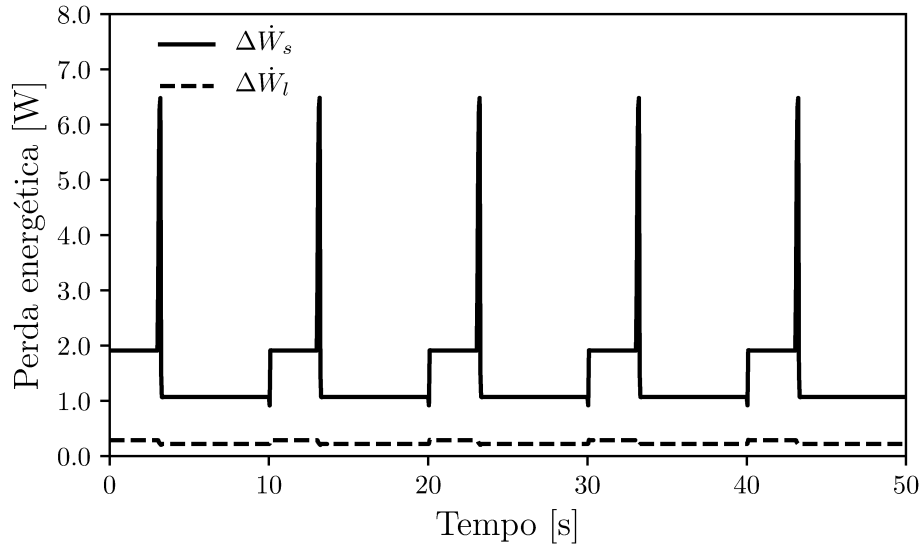


Figura 55 – Perdas energéticas na sucção e por vazamento ao longo do tempo

As perdas de energia no filtro de sucção e na válvula de sucção por perda de carga, $\Delta\dot{W}_{sc}$ e $\Delta\dot{W}_{sv}$, ao longo do tempo são apresentadas na Figura 56. A perda de energia na válvula de sucção apresenta apenas uma pequena variação de acordo com a linha da qual provém o fluido refrigerante, sendo maior na operação de vazão mássica mais elevada devido à maior perda de carga na válvula. As perdas de energia no filtro de sucção também ocorrem devido à perda de carga, porém essas perdas apresentam dois pontos de máximo. O primeiro ocorre na abertura da válvula de comutação, próximo de 30 s, e é causado pelo aumento de pressão e por variações na pulsação do filtro de sucção, uma vez que os diagramas p-V daquela região são parecidos conforme mostra a Figura 42.

O segundo ponto de máximo ocorre na eminência da abertura da válvula de retenção, próximo de 33 s. Nesse momento, a pressão na câmara de sucção alcança valores bem mais baixos do que a pressão na linha de alta pressão, e inclusive mais baixos que aqueles da linha de baixa pressão em função da força de adesão da palheta que atrasa a abertura da válvula de retenção. Isso ocorre porque a pressão na linha de sucção, $p_{sl,h}$, é constante e a pressão na câmara de sucção, p_{sc} , diminui abruptamente, portanto a perda de energia na câmara de sucção aumenta como apresenta a Equação 3.37.

De forma análoga, são apresentadas as perdas energéticas no filtro e na válvula de descarga, $\Delta\dot{W}_{dc}$ e $\Delta\dot{W}_{dv}$, ao longo do tempo na Figura 57. Ambas perdas apresentam patamares maiores quando o compressor opera na linha de alta pressão de evaporação, o que pode ser explicado pela maior vazão mássica que origina maior perda de carga. Para o presente caso, a diferença entre as perdas na válvula de descarga das linhas de alta e

baixa pressão é menor do que aquela que ocorre no filtro de descarga. De fato, ambas as perdas se devem a restrições ao escoamento impostas pela válvula e pelo filtro, as quais são afetadas pelas características construtivas dos componentes, tais como rigidez e frequência natural das válvulas e volume das câmaras dos filtros.

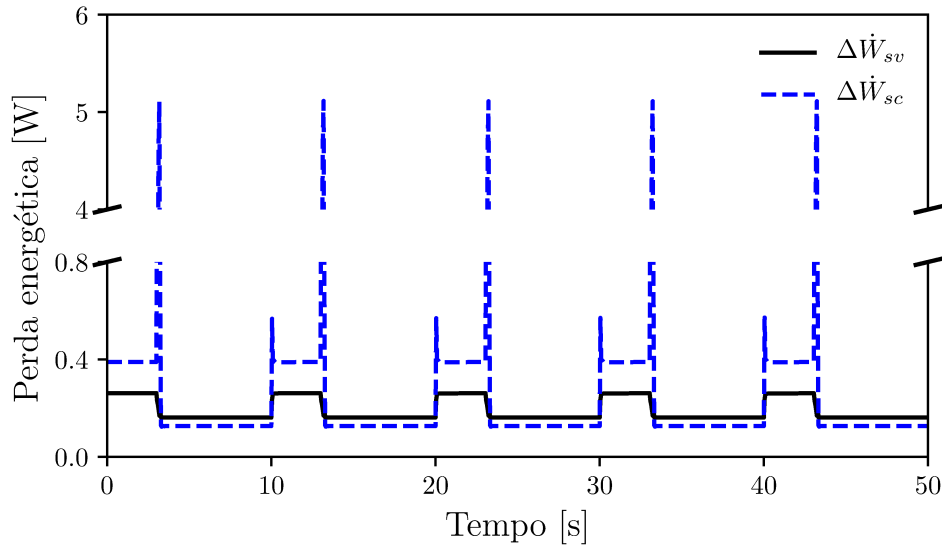


Figura 56 – Perdas energéticas por perda de carga no sistema de sucção

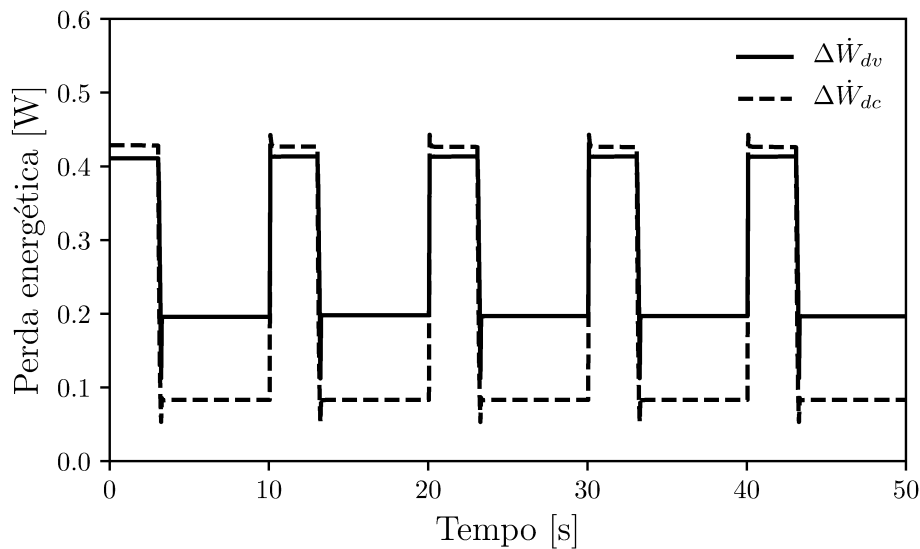


Figura 57 – Perdas energéticas por perda de carga no sistema de descarga

De maneira similar ao realizado para as perdas de vazão, perdas energéticas residuais (Figura 58) resultam de deficiências do procedimento adotado para o inventário. A dificuldade de identificar de forma precisa todas as perdas é um obstáculo para o aumento da eficiência de compressores já em níveis elevados de otimização. Quando o compressor

se encontra operando em transiente cíclico, as perdas residuais são praticamente nulas. Porém, durante a abertura das válvulas de comutação e retenção, as perdas residuais atingem valores elevados, dificultando assim a otimização do compressor.

A integração das perdas do último ciclo de comutação permite uma comparação das contribuições de cada perda sobre a perda energética total, conforme mostra a Figura 59. A perda mais influente é causada pelo superaquecimento e pela variação de pressão na câmara de sucção, ΔW_s , o que evidencia a importância de melhorar o projeto de filtros de sucção. A segunda maior perda se deve à perda de carga no filtro de sucção, ΔW_{sc} . Embora o filtro do presente compressor de dupla sucção apresente maior restrição ao escoamento quando comparado ao filtro de um compressor alternativo convencional devido ao dispositivo de comutação, a perda no filtro de sucção ficou próxima às demais perdas, sendo responsável por 10,6% da perda total, enquanto a perda na câmara de descarga foi de 7,3%.

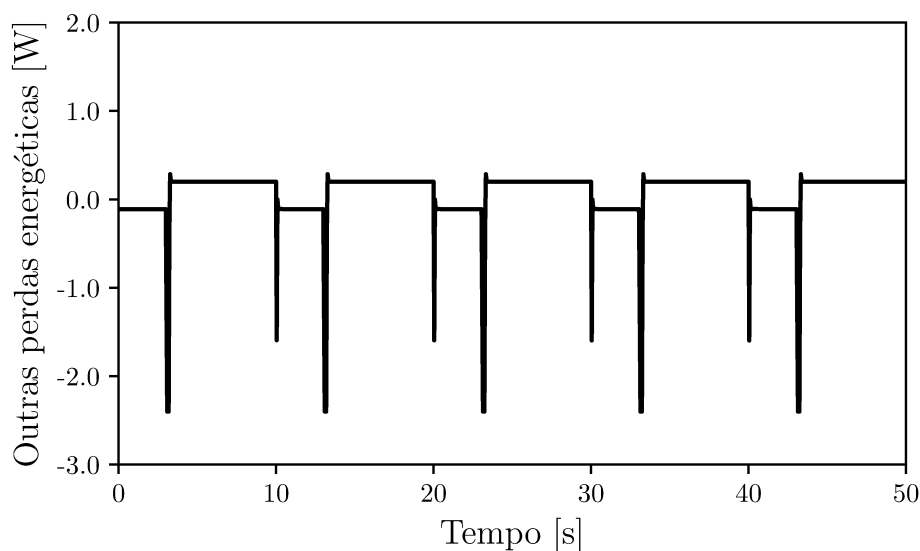


Figura 58 – Perdas energéticas residuais

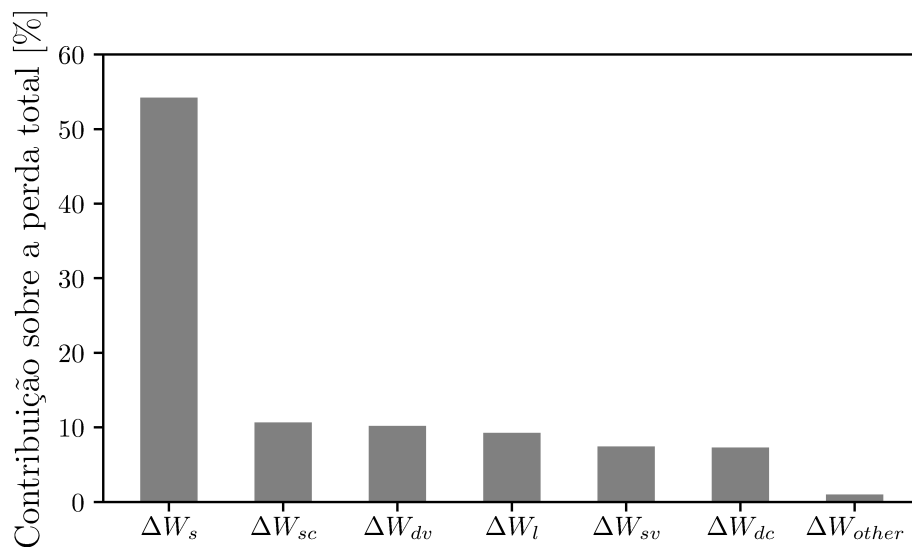


Figura 59 – Contribuição de cada parcela sobre a perda energética total

5.4 ANÁLISE PARAMÉTRICA DO COMPRESSOR DE DUPLA SUCÇÃO

Nesta seção, o modelo desenvolvido é empregado em análises paramétricas do compressor de dupla sucção, utilizando o caso da seção 5.1 como referência e temperaturas de evaporação de $-25\text{ }^\circ\text{C}$ (baixa pressão) e $-10\text{ }^\circ\text{C}$ (alta pressão) e temperatura de condensação de $40\text{ }^\circ\text{C}$. Quando não indicada, a velocidade rotacional adotada na simulação é 1 300 rpm, o *duty cycle* corresponde a 30% e o período de comutação é de 10 s. O objetivo central é aprofundar o conhecimento sobre os fenômenos transientes.

5.4.1 Velocidade do compressor

A velocidade de rotação de um compressor de velocidade variável é importante na determinação do *duty cycle* e no projeto do sistema de refrigeração. Três velocidades foram consideradas (1 300, 1 600 e 2 000 rpm), porém com as mesmas temperaturas de evaporação e condensação do caso base, assim como também foi mantido o *duty cycle*. Por conveniência, todos os resultados foram adimensionalizados pela vazão mássica do compressor quando operando na linha de alta pressão. A Figura 60 apresenta vazão mássica durante a abertura da válvula de comutação. Percebe-se que o aumento da velocidade do compressor adianta a abertura da válvula de comutação, uma vez que esse dispositivo é ativado e desativado sempre no mesmo ângulo de manivela. Deve ser mencionado que em todas as velocidades de operação do compressor a vazão mássica do ciclo seguinte à abertura da válvula de comutação é superior a 99% da vazão estabilizada. Assim, o aumento mais lento da vazão mássica para as velocidades mais baixas se dá pelo fato que o período do ciclo de compressão ser maior.

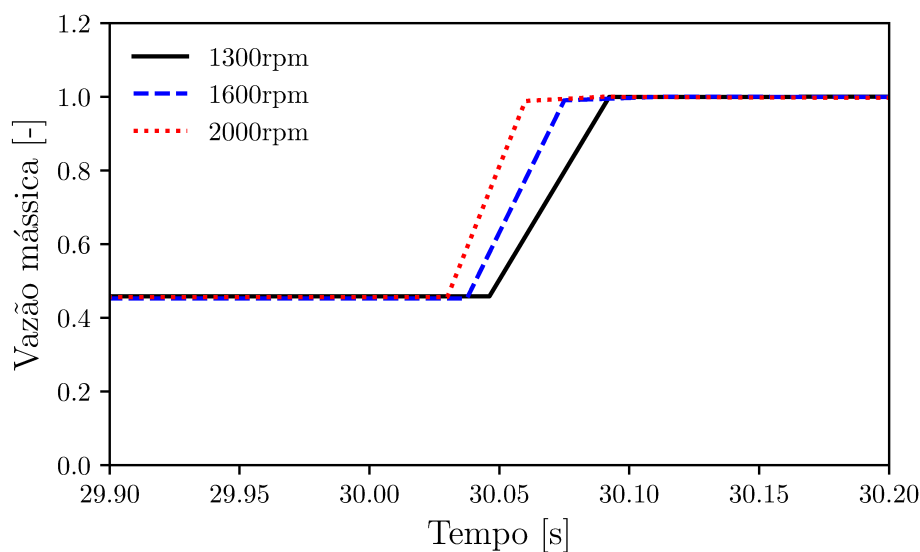


Figura 60 – Vazão mássica para diversas rotações na abertura da válvula de comutação

Conforme mostra a Figura 61, o início da queda de vazão durante a abertura da válvula de retenção ocorre antes para as maiores velocidades do compressor, próximo de 33,05 s, de forma similar ao resultado da abertura da válvula de comutação. Além disso, o intervalo de tempo entre o fechamento da válvula de comutação e a abertura da válvula de retenção diminui com o aumento da velocidade do compressor.

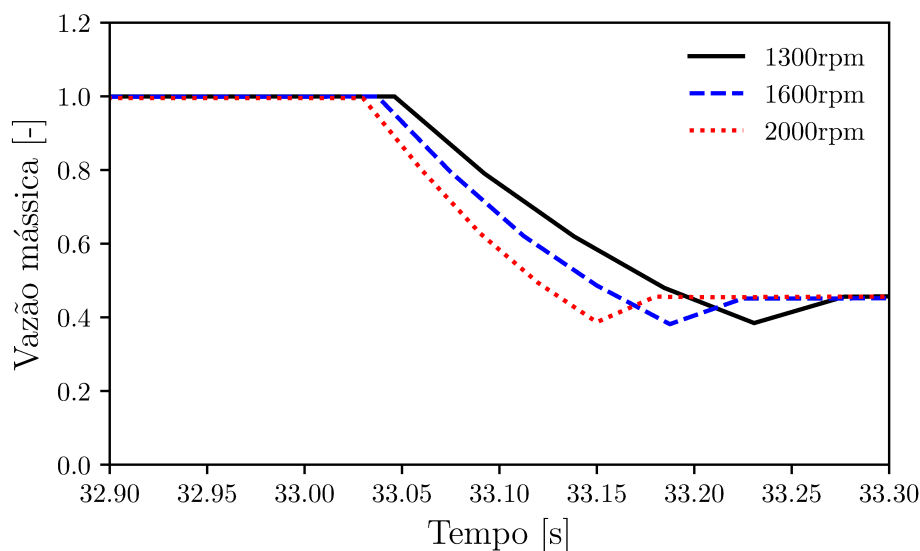


Figura 61 – Vazão mássica para diversas rotações na abertura da válvula de retenção

5.4.2 Duty Cycle

A razão entre as capacidades de refrigeração dos evaporadores de baixa e alta pressão é um parâmetro de projeto do sistema de refrigeração. Quando essa razão apresenta valores maiores que a unidade, o evaporador de baixa pressão apresenta maior capacidade que a capacidade do evaporador de alta pressão. O *duty cycle*, definido na Equação 3.23, é empregado de forma a manter uma determinada razão de capacidade ao longo do tempo. Para avaliar o impacto desse parâmetro sobre os transientes de comutação foram efetuadas simulações utilizando 20, 30 e 40 % de *duty cycle*.

Para facilitar a análise, os resultados na Figura 62 foram sincronizados, uma vez que o fechamento da válvula de comutação não ocorre no mesmo instante nos diferentes *duty cycles*, embora o período comutação seja mantido em 10 s. A sobreposição dos resultados mostra que o regime transiente cíclico do compressor quando operando em qualquer uma das linhas de sucção não é afetado pelo *duty cycle*. Isso demonstra que o *duty cycle* tem um efeito na capacidade de refrigeração, porém não afeta o transiente de abertura ou fechamento das válvulas de comutação e de retenção, assim como também não altera os parâmetros globais instantâneos do compressor quando operando no seu regime estabilizado

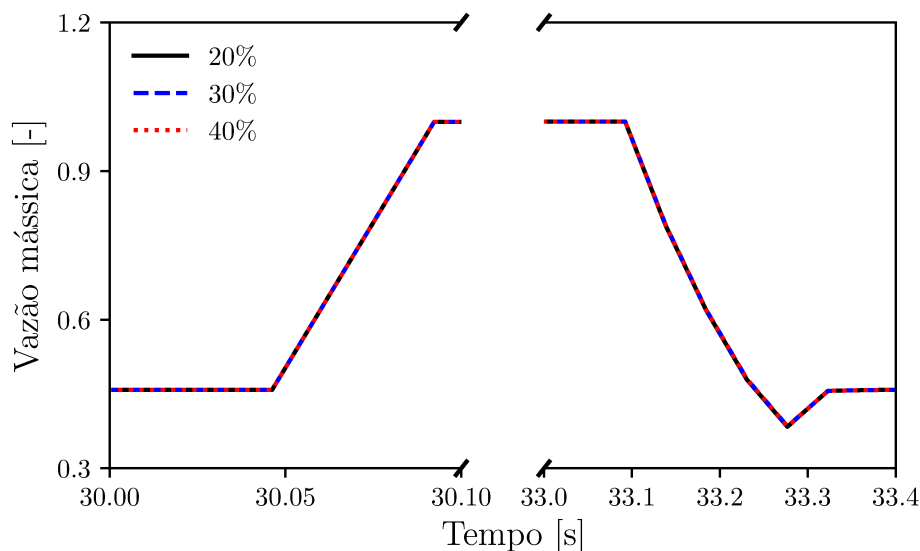


Figura 62 – Vazão mássica para diversos duty cycles na abertura e fechamento das válvulas de comutação e retenção

A Figura 63 indica a capacidade de refrigeração e a potência indicada ao longo dos últimos dois ciclos de comutação utilizando o *duty cycle* de 30 % como referência. Também é ilustrado o coeficiente de performance de segunda lei, COP_{II} , ou seja, o COP real adimensionalizado pelo COP ideal. As eficiências do motor e dos mancais foram consideradas constantes nessa análise. Como esperado, a capacidade de refrigeração tende a aumentar com o *duty cycle*, pois corresponde a um aumento direto no intervalo de tempo em que o compressor opera na menor razão de pressão, com a maior massa específica

na linha de sucção. Porém, um aumento de 30 % para 40 % no *duty cycle* não elevou a capacidade em 10 %, pois esse aspecto é afetado pela condição de operação do sistema (temperaturas de evaporação e condensação). A potência indicada também aumenta em função do aumento do *duty cycle*, mas menos que a capacidade, resultando assim em um aumento no coeficiente de performance. Já o coeficiente de performance de segunda lei apresentou apenas uma leve variação em função do *duty cycle*. Isso ocorre pelo fato dos coeficientes de performance de segunda lei das linhas de alta e baixa pressão serem próximos (menos de 1 % de diferença), sendo maior na linha de alta pressão.

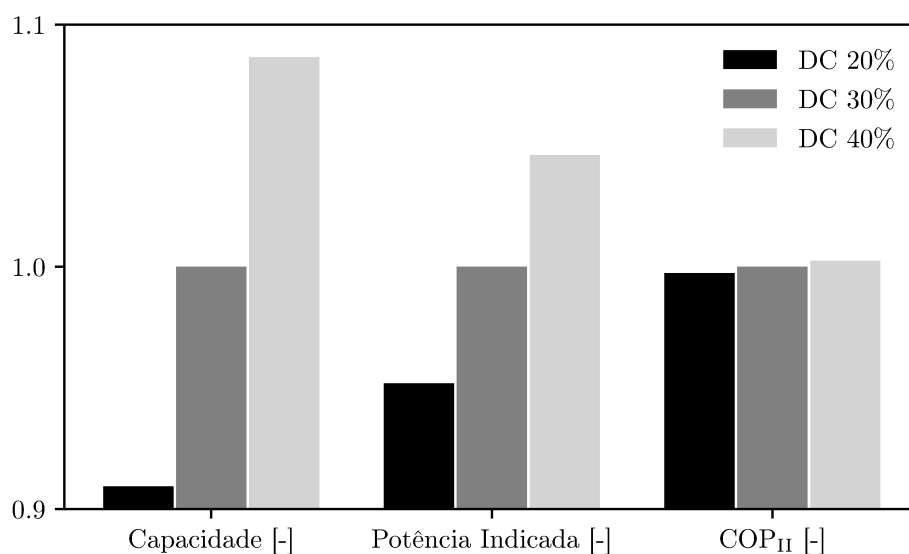


Figura 63 – Parâmetros globais integrados ao longo dos últimos dois ciclos de comutação em função do *duty cycle*

5.4.3 Período de Comutação

O período de comutação é um parâmetro que afeta os projetos do compressor e do restante do sistema de refrigeração. O período precisa ser pequeno o suficiente para que os evaporadores das linhas de alta e baixa pressão tenham suas variações de temperatura minimizadas enquanto não estiverem conectadas ao compressor. Ao mesmo tempo, pode ser desejável que o período seja longo para evitar que os transientes no filtro de sucção aumentem o ruído ou reduzam o desempenho do compressor. Deve ser também mencionado que o dispositivo de comutação é mecânico e pode apresentar falhas por fadiga.

Simulações foram realizadas com o tempo de comutação iguais a 5, 10 e 20 s, enquanto os demais parâmetros foram mantidos constantes e iguais àqueles do caso base. Como o foco da presente análise é o compressor de dupla sucção, eventuais flutuações de temperatura nos evaporadores foram ignoradas. A variação do período de comutação não altera as pressões e vazões do transiente de enchimento e esvaziamento do filtro de sucção, assim como não altera os valores de vazão e potência estabilizados quando operando pelos

períodos de tempo analisados no presente trabalho. Ou seja, a comutação é fenômeno extremamente rápido quando comparado ao período de tempo de operação nas linhas de baixa e de alta. Portanto, o efeito do tempo de comutação, de forma similar ao do *duty cycle*, deve ser avaliado utilizando a integração dos parâmetros globais do compressor de dupla sucção.

A Figura 64 apresenta os valores integrados da capacidade, da potência indicada e do coeficiente de performance de segunda lei ao longo dos últimos dois ciclos de comutação. Porém, como cada simulação tem uma duração diferente, os resultados foram adimensionados pelos valores correspondentes ao período de comutação, e a simulação com período de comutação de 10 s foi utilizada como referência. A Figura 64 mostra que a variação dos parâmetros globais de desempenho do compressor foi menor que 1 %, ou seja, o compressor foi pouco sensível a variações do tempo de comutação. Além disso, observa-se que o efeito transiente associados aos menores períodos de comutação atuam no sentido de aumentar a capacidade e o coeficiente de performance, enquanto reduzem o coeficiente de performance de segunda lei.

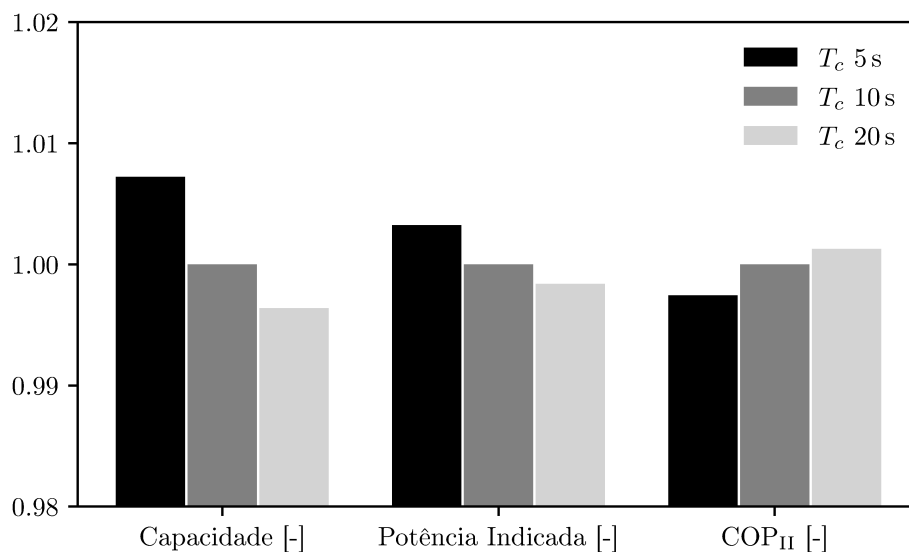


Figura 64 – Parâmetros globais integrados ao longo dos últimos dois ciclos de comutação em função do período de comutação

Para entender melhor os fenômenos ligados ao efeito do período de comutação no compressor de dupla sucção, deve-se compreender a dinâmica do escoamento nos evaporadores. Isto é, quando a válvula de comutação está aberta existe vazão no evaporador de alta pressão e, portanto, capacidade de refrigeração. Já quando a válvula de retenção está aberta, existe capacidade de refrigeração resultante da operação do compressor na linha de baixa pressão. No período entre o fechamento da válvula de comutação e a abertura da válvula de retenção, o compressor continua operando, mas sem retirar refrigerante de nenhum dos dois evaporadores, não gerando, assim capacidade de refrigeração. Durante

a diminuição de pressão do filtro de sucção, a quantidade de massa retirada do volume principal do filtro é próxima daquela que entrou durante o aumento abrupto de pressão do filtro de sucção na abertura da válvula de comutação, a qual por sua vez gera capacidade de refrigeração na linha de alta pressão.

A Figura 65 apresenta a massa no filtro de sucção durante a abertura da válvula de comutação, cujo volume é delimitado pelas válvulas de comutação, retenção e sucção. Essa massa é adimensionalizada pelo seu valor máximo. Inicialmente o compressor opera na linha de baixa pressão, e a válvula de comutação é aberta próximo de 30,05 s. A massa de refrigerante no filtro de sucção aumenta então de forma abrupta, e continua a aumentar durante os próximos ciclos de compressão até alcançar o regime transiente cíclico. Entre os instantes próximos a 30,05 s (abertura da válvula de comutação) e 33,05 s (fechamento da válvula de comutação), a capacidade de refrigeração na linha de alta pressão de evaporação é originada pela vazão decorrente da ação do compressor e da diferença de pressão entre a linha de alta e o volume principal do filtro. Porém, determinar a capacidade de refrigeração nesse intervalo de tempo devido à diferença de pressão a partir da Figura 65 não é uma tarefa fácil. O fato que é que o caráter oscilatório da massa no volume principal do filtro torna difícil a obtenção numérica desse valor.

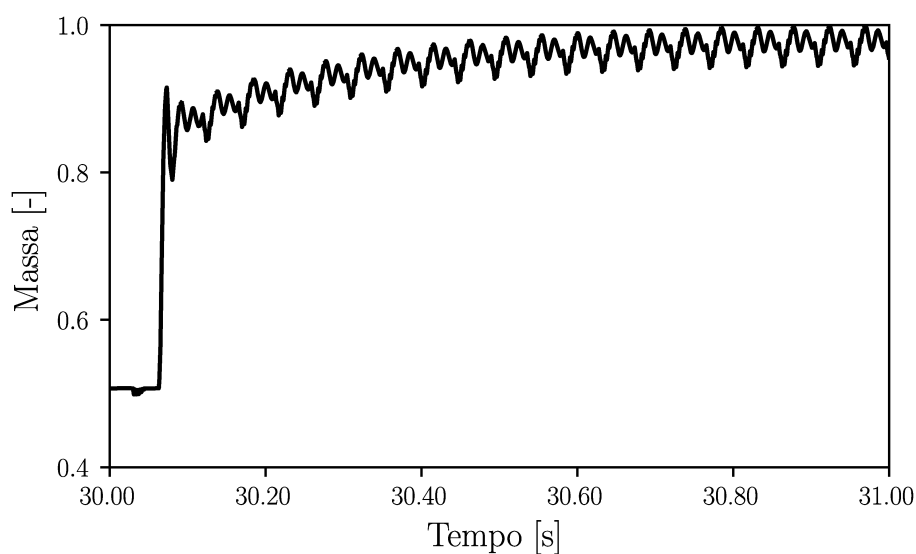


Figura 65 – Massa no volume principal do filtro de sucção durante a abertura da válvula de comutação

Uma alternativa para determinar a capacidade de refrigeração de forma mais simples é considerar que a massa que foi adicionada no filtro de sucção durante a abertura da válvula de comutação é descarregada durante o período entre o fechamento da válvula de comutação e a abertura da válvula de retenção. A Figura 66 apresenta a vazão mássica multiplicada pelo efeito refrigerante específico durante esse período adimensionalizada pela linha de alta. Embora não seja gerada capacidade de refrigeração durante esse período,

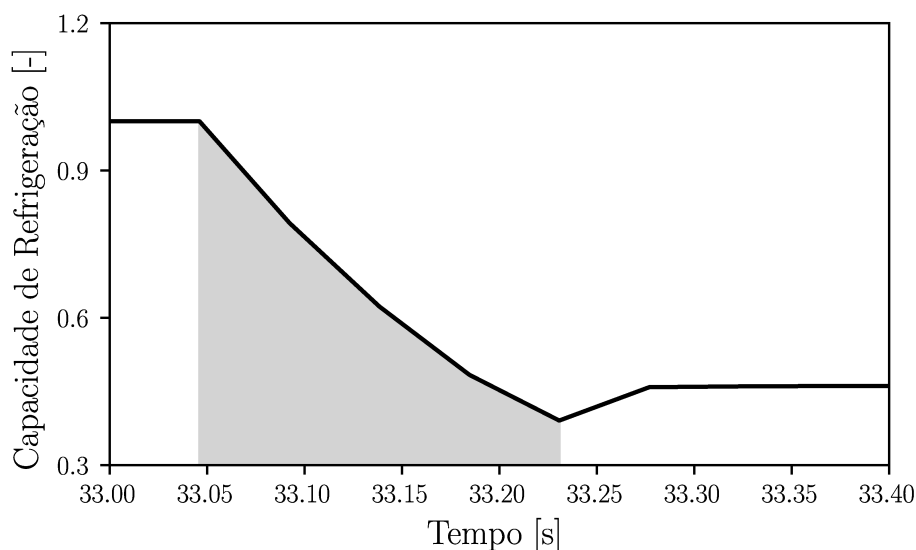


Figura 66 – Capacidade hipotética durante a redução de pressão do filtro de sucção

adota-se essa denominação para simplificar a análise dos resultados. A capacidade de refrigeração integrada, correspondente à área na cor cinza pode ser comparada com àquela que poderia ser obtida da Figura 65 considerando a variação de massa no volume principal do filtro de sucção nos transientes cíclicos da alta pressão e da baixa pressão. Isto é, através da diferença entre a massa do último ciclo e a massa do primeiro ciclo apresentados na Figura 65. Para tanto, foi utilizada a média da massa no volume principal ao longo do ciclo de compressão. O valor de capacidade obtido da Figura 66 apresenta uma diferença em relação à Figura 65 de apenas 8,3% para o período de comutação de 10 s e 3,2% para os períodos de comutação de 5 e 20 s. Em ambos os casos a capacidade foi maior para o método que emprega a vazão na descarga, ou seja, o método proposto pela Figura 66. As diferenças entre esses dois procedimentos são pequenas. Portanto, o efeito do *duty cycle* sobre a capacidade e a eficiência do sistema será explicado com auxílio da Figura 66.

Na abertura da válvula de comutação, a diferença de pressão existente entre o volume principal e a linha de alta pressão aumenta a vazão, sendo assim benéfica para a capacidade de refrigeração da linha de alta pressão. Por outro lado, no período entre o fechamento da válvula de comutação e a abertura da válvula de retenção, o compressor não fornece vazão (capacidade) para nenhum dos evaporadores. Portanto, quanto mais rápido ocorrer a abertura da válvula de retenção, menor o tempo em que o compressor opera sem gerar capacidade de refrigeração e menos prejudicada é a linha de baixa pressão. Ou, utilizando a metodologia proposta na Figura 66, quanto menor esse tempo, mais rápido é descarregada a massa que entrou no volume principal em função da diferença de pressão entre o filtro e a linha de sucção de alta.

O ciclo em que ocorre o fechamento da válvula de comutação é considerado o último ciclo da linha de alta. Desta forma, os ciclos que não geram capacidade, antes da abertura

da válvula de retenção são pertencentes ao período da linha de baixa. Na presente análise, a redução do período de comutação apresentou aumento de coeficiente de performance e de capacidade para o sistema de refrigeração. Isso ocorre porque os efeitos positivos na linha de alta ligados à abertura da válvula de comutação para o sistema foram superiores aos negativos na linha de baixa ligados ao seu fechamento. O sistema, porém, apresenta uma diminuição de coeficiente de performance de segunda lei com a redução do período de comutação. Isso ocorre pois o compressor opera uma maior parcela de tempo nos transientes que afastam a operação do compressor da idealidade.

Outro ponto a ser notado é que esse transiente altera a razão entre as capacidades de refrigeração do *fresh food* e do *freezer*, uma vez que refrigerante mais denso proveniente da linha de alta pressão é admitido na câmara de compressão no período entre o fechamento da válvula de comutação e a abertura da válvula de retenção. Dessa forma, menores períodos de comutação aumentam o coeficiente de performance, porém causam a redução da razão entre as capacidades do *freezer* e do *fresh food*. Esse aspecto afasta o sistema de refrigeração da condição de projeto, podendo inviabilizar a utilização de períodos de comutação demasiadamente pequenos, uma vez que a razão entre as capacidades de refrigeração dos evaporadores deve atender um valor pré-definido. No presente caso, as razões de capacidades foram 86,4 %, 96,3 % e 101,8 % para as simulações com períodos de comutação 5, 10 e 20 s, respectivamente.

5.4.4 Temperatura de Evaporação

O efeito dos transientes do processo de comutação é muito dependente das características da queda de pressão do filtro durante a comutação entre as linhas de alta e baixa pressões de evaporação. Para aprofundar o entendimento dessa questão, analisa-se o desempenho do sistema com diferentes temperaturas de evaporação para as linhas de alta e baixa pressão. Inicialmente, simulações foram realizadas variando a temperatura do evaporador de baixa pressão do caso base para -15 , -25 e -35 °C. A Figura 67 apresenta os resultados da vazão mássica durante a comutação da linha de alta pressão para a linha de baixa pressão adimensionalizados pelo valor da linha de alta. O transiente de abertura da válvula de retenção tende a ser mais longo quanto maior é a diferença entre as temperaturas dos evaporadores do *fresh food* e do *freezer*. Sendo assim, a tendência é diminuir o efeito do transiente com o aumento da temperatura de evaporação da linha de baixa pressão (*freezer*). As razões de capacidades de refrigeração ao longo de um ciclo de comutação foram 0,488, 0,963 e 1,689 para as temperaturas de evaporação de -35 °C, -25 °C e -15 °C, respectivamente.

Finalmente, a Figura 68 ilustra o efeito da temperatura de evaporação da linha de alta pressão sobre a vazão mássica. O resultado é similar à variação da temperatura de evaporação do *freezer*, ou seja, quanto maior for a diferença entre as temperaturas dos evaporadores, mais longo será o efeito do transiente até a abertura da válvula de retenção.

Para o caso da linha de alta pressão, as razões entre as capacidades de refrigeração do freezer e do *fresh food* foram de 1,606, 0,963 e 0,623 para as temperaturas de -20°C , -10°C e 0°C , respectivamente.

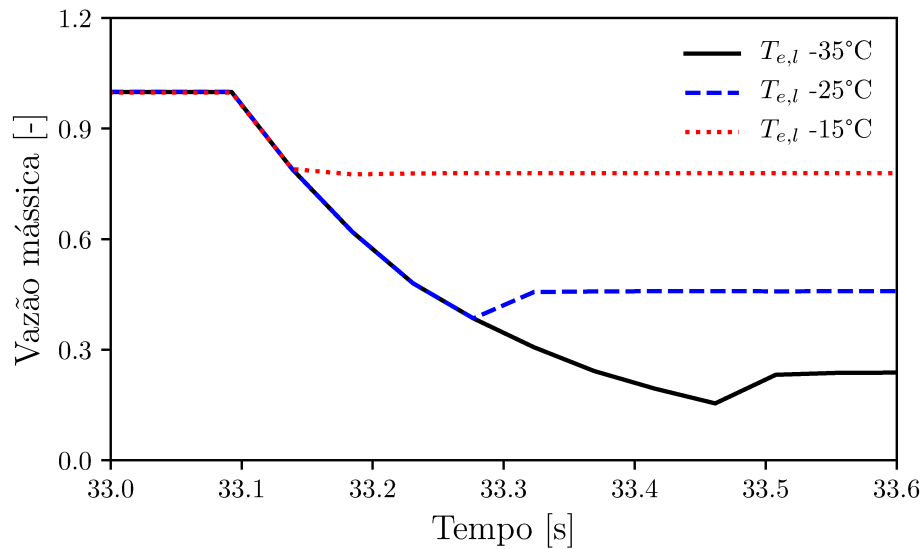


Figura 67 – Efeito da temperatura do evaporador de baixa pressão na vazão; $T_{e,h} = -10^{\circ}\text{C}$

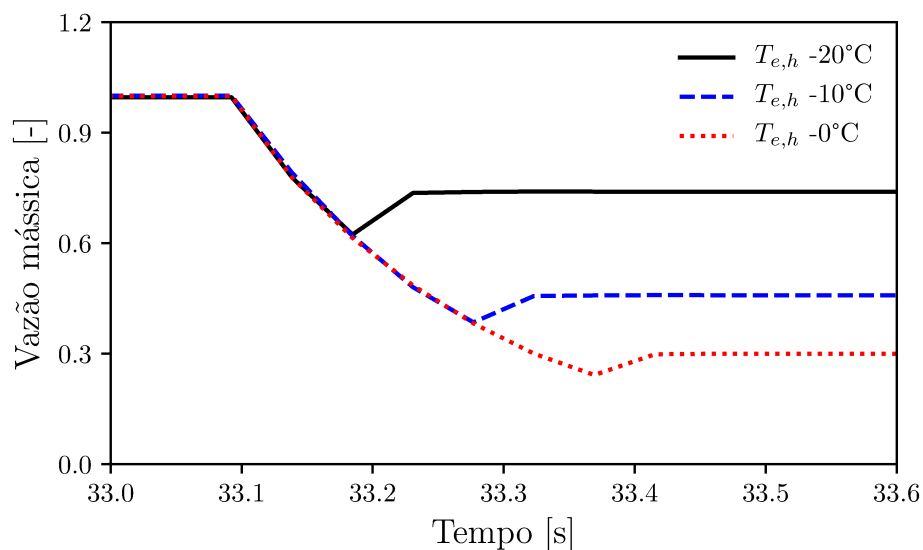


Figura 68 – Efeito da temperatura do evaporador de alta pressão na vazão; $T_{e,l} = -25^{\circ}\text{C}$

5.5 ANÁLISE SIMPLIFICADA DO COMPRESSOR DE DUPLA SUÇÃO

Esta seção apresenta os resultados de análises paramétricas do compressor, com algumas comparações com os resultados da seção 5.4, adotando um modelo simplificado em que

o compressor de dupla sucção é simulado em regime cíclico periódico de forma separada nas duas linhas de sucção. O objetivo dessa análise é explorar em que situações o modelo para a simulação de comutação transiente, de formulação mais complexa e de custo computacional bem mais elevado, apresenta vantagens. A modelagem proposta é análoga àquela apresentada para a vazão ideal de um compressor de dupla sucção, em que há uma ponderação no *duty cycle* da propriedade que se deseja calcular. A Equação 5.1 determina o valor ponderado de uma propriedade global (y) do compressor.

$$y = DCy_h + (1 - DC)y_l \quad (5.1)$$

em que os subíndices h e l representam propriedades durante o transiente periódico das linhas de alta e baixa temperaturas de evaporação, respectivamente.

5.5.1 Velocidade do Compressor

Inicialmente, comparam-se previsões da capacidade de refrigeração global do sistema, \bar{Q}_{ev} , e as razões entre as capacidades dos dois evaporadores ($\dot{Q}_{ev,l}/\dot{Q}_{ev,h}$) durante o último ciclo de comutação para os casos de 1 300, 1 600 e 2 000 rpm, utilizando a abordagem transiente e simplificada. Os resultados de capacidade global na Tabela 6 são adimensionalizados pelo valor de capacidade obtido com o modelo transiente.

Tabela 6 – Capacidade média e razão entre as capacidades do *freezer* e do *fresh food* em função da velocidade

| Velocidade [rpm] | Modelo | Cap. Média [-] \bar{Q}_{ev} | Razão entre Caps [-] $\dot{Q}_{ev,l}/\dot{Q}_{ev,h}$ |
|------------------|--------------|----------------------------------|---|
| 1300 | Simplificado | 0,997 | 1,068 |
| | Transiente | 1,000 | 0,963 |
| 1600 | Simplificado | 1,000 | 1,057 |
| | Transiente | 1,000 | 0,981 |
| 2000 | Simplificado | 0,990 | 1,068 |
| | Transiente | 1,000 | 1,009 |

Observa-se na Tabela 6 que as diferenças de capacidade média previstas com as formulações simplificada e transiente foram de até 1,0%. Porém, a diferença entre as razões das capacidades de refrigeração é elevada, principalmente em baixas velocidades, alcançando diferenças de 10,9%. Isso mostra que quanto maior a velocidade do compressor, menor é o período do transiente entre as válvulas de comutação e retenção conforme indicado nas Figura 60 e Figura 61 e, assim, menor será o efeito do transiente da comutação. De forma análoga, a Tabela 7 mostra que a potência indicada média, (\bar{W}_{ind}), ao longo do ciclo apresenta desvios entre o modelo simplificado e o transiente de apenas 0,2%, embora os resultados dos dois modelos para a razão de potência indicada entre as duas linhas,

($\dot{W}_{ind,l}/\dot{W}_{ind,h}$), apresentem diferenças significativas. Novamente, os resultados dos modelos transiente e simplificado tendem a ficar próximos com o aumento da velocidade rotacional do compressor.

Tabela 7 – Potência média e razão entre as potências do *freezer* e do *fresh food* em função da velocidade

| Velocidade [rpm] | Modelo | Pot. ind. média [-] \bar{W}_{ind} | Razão entre potências indicadas [-] $\dot{W}_{ind,l}/\dot{W}_{ind,h}$ |
|------------------|--------------|--|--|
| 1300 | Simplificado | 1,001 | 1,511 |
| | Transiente | 1,000 | 1,340 |
| 1600 | Simplificado | 1,002 | 1,468 |
| | Transiente | 1,000 | 1,309 |
| 2000 | Simplificado | 0,999 | 1,476 |
| | Transiente | 1,000 | 1,382 |

5.5.2 Período de Comutação e *Duty Cycle*

Um dos pontos negativos do modelo simplificado é a impossibilidade de simular o desempenho do compressor de dupla sucção considerando o efeito do transiente da abertura da válvula de comutação, indicado na Figura 38, e o efeito do transiente desde o fechamento da válvula de comutação até a abertura da válvula de retenção, mostrado na Figura 39.

O *duty cycle* afeta principalmente a distribuição de capacidades entre os evaporadores, porém tem pouco efeito sobre o transiente das válvulas do dispositivo de comutação quando mantidas constantes as pressões nas linhas de sucção. Dessa forma, a tendência dos modelos é apresentarem resultados mais similares quanto maior for o período em cada linha, como mostrado na Tabela 8. A diferença absoluta das razões de capacidade e potência indicada entre os modelos diminui à medida que o *duty cycle* aumenta, porém, a diferença percentual das razões de capacidade é aproximadamente constante, ficando entre 10 e 11 %. Já para a razão das potências indicadas, a diferença entre os resultados dos modelos tende a decrescer com o aumento do *duty cycle*, sendo 13,1, 12,8 e 11,6 % para os casos de 20, 30 e 40 %, respectivamente.

Tabela 8 – Razão entre as potências indicadas e capacidades do freezer e do *fresh food* em função do *duty cycle*

| Duty cycle [%] | Modelo | Razão entre cap. | Razão entre potências indicadas |
|----------------|--------------|------------------|---------------------------------|
| 20 | Simplificado | 1,832 | 2,590 |
| | Transiente | 1,657 | 2,289 |
| 30 | Simplificado | 1,068 | 1,511 |
| | Transiente | 0,963 | 1,340 |
| 40 | Simplificado | 0,687 | 0,971 |
| | Transiente | 0,624 | 0,870 |

5.5.3 Temperatura de Evaporação

A fim de avaliar a possibilidade de utilizar o modelo simplificado em diversas condições de operação, os seus resultados são comparados com os resultados do modelo transiente para o caso as temperaturas de ambos os evaporadores são alteradas. A Tabela 9 apresenta os resultados de razão entre capacidades e potências indicadas quando a temperatura do evaporador de baixa pressão é -35 , -25 e -15 °C, com $T_{e,h} = -10$ °C. Já a Tabela 10 apresenta os resultados quando a temperatura do evaporador de alta pressão é 0 , -10 e -20 °C, com $T_{e,l} = -25$ °C.

Tabela 9 – Razão entre as potências indicadas e capacidades do *freezer* e do *fresh food* em função da temperatura do evaporador do *freezer*

| $T_{e,l}$ [°C] | Modelo | Razão entre cap. | Razão entre potências indicadas |
|----------------|--------------|------------------|---------------------------------|
| -35 | Simplificado | 0,553 | 0,978 |
| | Transiente | 0,498 | 0,854 |
| -25 | Simplificado | 1,068 | 1,511 |
| | Transiente | 0,963 | 1,340 |
| -15 | Simplificado | 1,809 | 2,036 |
| | Transiente | 1,689 | 1,893 |

Tabela 10 – Razão entre as potências indicadas e capacidades do *freezer* e do *fresh food* em função da temperatura do evaporador do *fresh food*

| $T_{e,h}$ [°C] | Modelo | Razão entre cap. | Razão entre potências indicadas |
|----------------|--------------|------------------|---------------------------------|
| -20 | Simplificado | 1,762 | 1,961 |
| | Transiente | 1,612 | 1,788 |
| -10 | Simplificado | 1,068 | 1,511 |
| | Transiente | 0,963 | 1,340 |
| 0 | Simplificado | 0,704 | 1,294 |
| | Transiente | 0,630 | 1,120 |

Quando as temperaturas dos evaporadores se aproximam, os modelos apresentam melhor concordância devido ao fato do compressor de dupla sucção apresentar transientes de comutação menores, uma vez que as pressões das linhas são mais próximas, como ilustrado nas Figuras 67 e 68. As Figuras 69 e 70 apresentam as razões de capacidade e potência indicada do modelo simplificado em relação ao modelo transiente. As razões entre os resultados de capacidade e de potência indicada tendem a se aproximarem da unidade à medida que a diferença entre as temperaturas de evaporadores diminui. A capacidade se mostrou menos sensível, especialmente nos casos de -35 e -25 °C de temperatura no evaporador de baixa pressão.

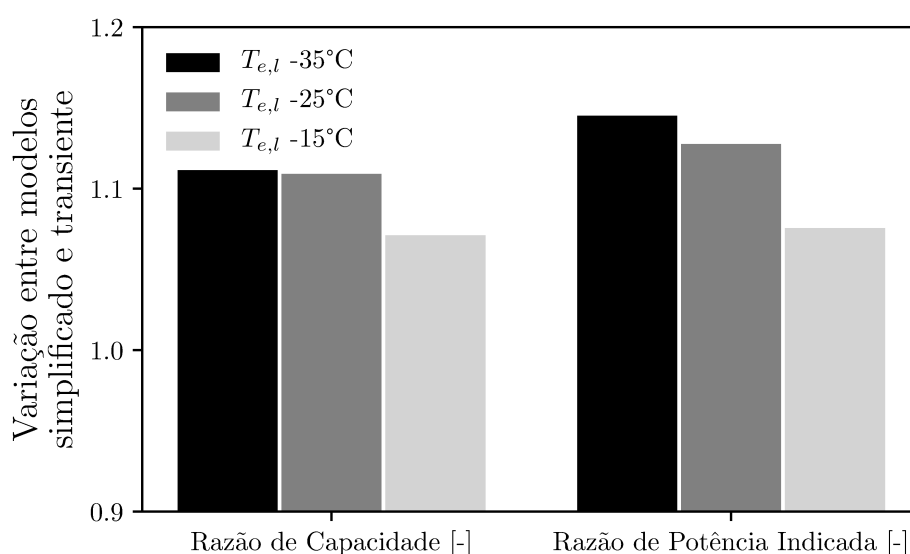


Figura 69 – Variação das razões em função da temperatura de evaporação da linha de baixa pressão

Uma característica importante devida aos transientes é que a capacidade de refrigeração do *freezer* é superestimada pelo modelo simplificado, enquanto a capacidade de refrigeração do *fresh food* é subestimada. Essa deficiência é mais acentuada quanto maior for o período do transiente das válvulas de comutação e retenção ou menor o período de comutação. Isso pode ser explicado pelo fato de o modelo simplificado não prever o ganho de capacidade da linha de alta na abertura da válvula de comutação e a perda de capacidade da linha de baixa no período entre o fechamento da válvula de comutação e a abertura da válvula de retenção.

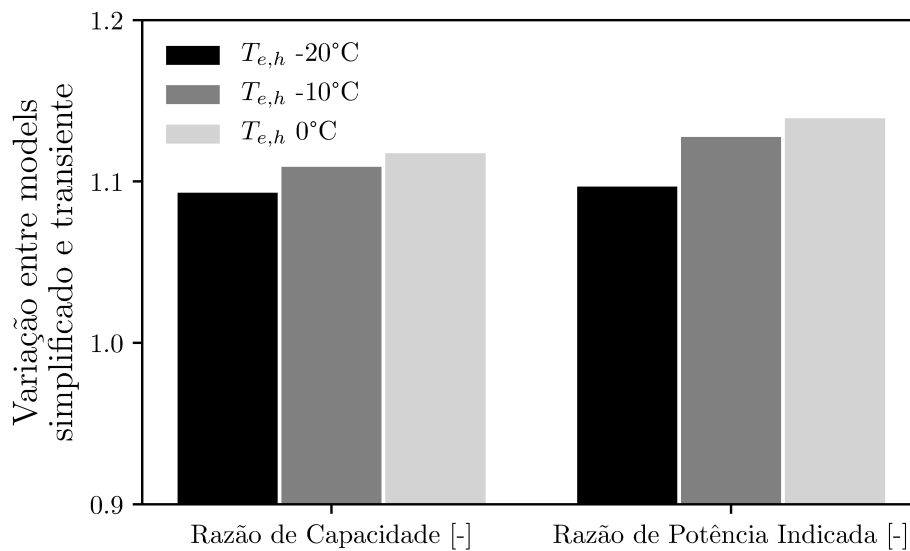


Figura 70 – Variação das razões em função da temperatura de evaporação da linha de alta pressão

5.6 EFEITO DO DISPOSITIVO DE COMUTAÇÃO

Nesta seção é apresentada uma comparação dos valores de capacidade de refrigeração, potência indicada e COP do compressor de dupla sucção em relação a um compressor similar de sucção única com o objetivo de identificar as perdas causadas pelo dispositivo de comutação.

A fim de determinar a diferença de capacidade e potência indicada originadas pela presença do dispositivo de comutação, simula-se novamente o caso base, porém empregando um filtro de sucção comum que aceita apenas uma linha de sucção, cujas dimensões são semelhantes àsquelas do filtro empregado no compressor de dupla sucção. As simulações consideram dois pares de temperaturas de evaporação e condensação: $-25^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$ e $-10^{\circ}\text{C}/40^{\circ}\text{C}$. Os resultados do compressor de sucção única são comparados com os resultados do compressor de dupla sucção durante o transiente periódico das linhas de sucção de alta e baixa pressão. A Tabela 11 apresenta os resultados de capacidade e potência indicada do compressor convencional, assim como o coeficiente de performance para as rotações de 1 300, 2 000 e 4 000 rpm. As eficiências do motor e dos mancais foram consideradas constantes e iguais nos dois modelos, a fim de manter o foco no desempenho termodinâmico. A simulação do compressor convencional sem o dispositivo de comutação foi utilizada como referência para adimensionalizar os resultados das propriedades em cada uma das velocidades do compressor. Assim, valores abaixo da unidade indicam que o parâmetro do compressor alternativo convencional foi superior ao do compressor de dupla sucção.

O modelo do compressor convencional utilizou todos os componentes iguais aos com-

ponentes do compressor de dupla sucção com exceção do filtro de sucção. Como o filtro de sucção é um componente bastante complexo, seria indicada uma nova calibração do modelo para previsões de maior acurácia para capacidade e potência indicada. Porém, essa calibração não é essencial uma vez que a presente análise é focada apenas na tendência dos parâmetros globais.

Tabela 11 – Efeito do dispositivo de comutação na capacidade, potência indicada e COP em função da velocidade

| Velocidade [rpm] | Sucção | Capacidade [-] | Potência indicada [-] | COP [-] |
|------------------|-------------------|----------------|-----------------------|---------|
| 1 300 | <i>Freezer</i> | 1,016 | 1,014 | 1,002 |
| | <i>Fresh food</i> | 1,036 | 1,036 | 1,000 |
| 2 000 | <i>Freezer</i> | 1,004 | 1,002 | 1,001 |
| | <i>Fresh food</i> | 1,020 | 1,032 | 0,989 |
| 4 000 | <i>Freezer</i> | 0,983 | 1,002 | 0,981 |
| | <i>Fresh food</i> | 0,928 | 1,000 | 0,928 |

Conforme mostra a Tabela 11, o compressor de dupla sucção em baixas velocidades fornece maior capacidade – até 3,6% de diferença no compartimento do *fresh food* - e COP muito próximo do compressor convencional. Esse desempenho pode ser explicado pela alteração das pulsações de pressão que resultam do dispositivo de comutação que é muito dependente da dinâmica da válvula de sucção. À medida que a velocidade do compressor aumenta, a restrição imposta pelo dispositivo de comutação sobre o escoamento se torna mais significativa, e o compressor de dupla sucção apresenta deterioração na capacidade e no coeficiente de performance. Por sua vez, o compressor convencional apresenta capacidade e COP em torno de 7,8% maior do que o compressor de dupla sucção para velocidade de 4 000 rpm quando o mesmo opera na linha de alta pressão de sucção.

5.7 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM COMPRESSOR DE DUPLA SUCCÃO

Como exposto no Capítulo 1, o objetivo do compressor de dupla sucção é possibilitar o desenvolvimento de uma nova arquitetura de sistema de refrigeração, semelhante a um sistema operando com dois compressores alternativos, um para cada evaporador. Esta seção apresenta uma comparação entre os resultados de capacidade de refrigeração e coeficiente de performance médios previstos para cada linha de sucção com o compressor de dupla sucção e com dois compressores alternativos convencionais usados de forma independente para cada linha.

A substituição de dois compressores convencionais por um compressor de dupla sucção requer que a vazão de mássica média ao longo do tempo em cada evaporador permaneça inalterada. O caso base adotado neste trabalho considera um compressor de deslocamento

volumétrico $7,25 \text{ cm}^3$, operando com velocidade de 1 300 rpm e *duty cycle* de 30 %. Para substituir esse compressor por dois convencionais operando a 3 000 rpm seriam necessários um compressor de $0,95 \text{ cm}^3$ e outro de $2,20 \text{ cm}^3$ para as linhas de alta e baixa pressão, respectivamente. Porém, compressores com esses deslocamentos são de difícil projeto e manufatura. Por esse motivo, a fim de possibilitar a presente análise, adotou-se a velocidade de 3 000 rpm no compressor de dupla sucção com *duty cycle* de 30 %, e compressores de $2,84 \text{ cm}^3$ para operar de forma independente nas linhas de alta e baixa pressão de evaporação, com velocidades de 2 300 e 5 350 rpm, respectivamente. A análise foi realizada na condição de operação do caso base, ou seja, temperaturas de evaporação iguais a $-25 \text{ }^\circ\text{C}$ e $-10 \text{ }^\circ\text{C}$, e temperatura de condensação de $40 \text{ }^\circ\text{C}$. O compressor de dupla sucção foi simulado com o modelo transiente.

Os resultados de razão de capacidade e de potência indicada fornecidos pelo compressor de dupla sucção e os compressores convencionais são apresentados na Tabela 12. O compressor de dupla sucção apresentou maior razão de capacidade de refrigeração, isto é, apresentou maior capacidade no evaporador de baixa pressão. No que diz respeito à potência indicada, o sistema com dois compressores apresentou um consumo maior de energia na linha de baixa pressão quando comparado ao compressor de dupla sucção.

Tabela 12 – Razão de capacidades e potências indicadas para os sistemas com o compressor de dupla sucção e com dois compressores convencionais

| Tipo de sucção | Razão de capacidades [-] | Razão de potências indicadas [-] |
|----------------|--------------------------|----------------------------------|
| Dupla sucção | 1,061 | 1,368 |
| Convencional | 1,032 | 1,648 |

Para compreender a razão da diferença entre os desempenhos do compressor de dupla sucção e dois compressores convencionais, a Tabela 13 apresenta resultados de razão de capacidade de refrigeração, potência indicada e coeficiente de performance médios para as linhas de alta e baixa pressão de evaporação de forma separada. O sistema com dois compressores é adotado como referência, ou seja, valores maiores que a unidade representam que o parâmetro estimado foi maior no compressor de dupla sucção.

O compressor de dupla sucção apresentou melhor performance na linha de baixa pressão de evaporação. Isso ocorre porque o compressor convencional opera em 5 350 rpm, sendo penalizado pela perda de carga elevada no sistema de descarga. Já na condição de alta pressão de evaporação, o compressor convencional está mais próximo de sua velocidade de operação ótima, e o compressor de dupla sucção apresenta menores valores de COP e capacidade de refrigeração.

Finalmente, pode-se comparar as capacidades, potências indicadas e coeficiente de performance médios ao longo do tempo considerando o sistema de refrigeração como um todo, ou seja, ambas as linhas de sucção operando ao mesmo tempo. O sistema operando com dois compressores apresentou uma redução marginal de 0,1 % de capacidade e um

Tabela 13 – Razão dos parâmetros globais entre o compressor de dupla sucção e dois compressores convencionais

| Linha de sucção | Capacidade de refrigeração [-] | Potência indicada [-] | COP [-] |
|-------------------|--------------------------------|-----------------------|---------|
| <i>Fresh food</i> | 0,950 | 0,995 | 0,955 |
| <i>Freezer</i> | 1,033 | 0,874 | 1,182 |

aumento de 8,1% de potência indicada. A partir desse resultado, pode-se concluir que o compressor de dupla sucção tem potencial para operar de forma eficiente, uma vez que seu sistema apresentou o coeficiente de performance 8,2% maior do que o sistema com dois compressores. Naturalmente, o sistema com dois compressores pode ser melhorado, escolhendo um compressor mais adequado para a linha de sucção do *freezer*, como por exemplo um compressor de aproximadamente 5 cm³, para operar com velocidade na faixa de 3 000 rpm, menos crítica para perdas nos sistemas de sucção e descarga.

6 CONCLUSÕES

O desempenho do compressor e a arquitetura de sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor são fundamentais para fins de eficiência. O presente trabalho apresentou uma análise numérico-experimental de um sistema com linhas independentes para o congelador e o refrigerador operando com um compressor de dupla sucção.

O protótipo de compressor de dupla sucção foi montado em uma bancada de testes instrumentada para medições de temperaturas em diferentes pontos do compressor, pressão na câmara de compressão, vazão mássica e potência consumida. Um modelo de simulação foi desenvolvido e, após ter sua implementação verificada, teve seus resultados validados através de comparações com dados experimentais.

Os resultados do modelo para o caso base definido para a análise permitiram o detalhamento do inventário de ineficiências, de parâmetros globais, e o entendimento da física da comutação do compressor de dupla sucção entre as duas linhas de evaporação. Análises paramétricas avaliaram o efeito de parâmetros de operação (velocidade do compressor, período de comutação, *duty cycle* e temperatura de evaporação) sobre os desempenhos do compressor e do sistema de refrigeração.

Além do modelo de simulação supracitado, um modelo simplificado foi também proposto e se mostrou adequado à medida que o efeito do transiente de comutação diminuiu, especialmente em casos de alta velocidade do compressor, elevados *duty cycles* ou baixa diferença entre as temperaturas dos evaporadores do *freezer* e do *fresh food*. No entanto, para análise do sistema em diferentes condições de operação, o modelo transiente é necessário.

O modelo simplificado foi também empregado para estimar perdas causadas pela geometria do dispositivo de comutação, através da comparação entre os desempenhos do compressor de dupla sucção e de um compressor referência com filtro de sucção padrão. Na velocidade de 4 000 rpm o compressor referência apresentou até 7,8 % maior capacidade e coeficiente de performance na linha de alta. Na linha de baixa, o compressor referência também apresentou maior capacidade e coeficiente de performance, em torno de 1,7 % e 1,9 %, respectivamente.

Finalmente, análises do sistema de refrigeração mostraram que o compressor de dupla sucção permite um aumento de coeficiente de performance de 8,2 % quando comparado com um sistema operando com dois compressores convencionais de velocidade variável. No entanto, deve ser mencionado que o compressor convencional utilizado na linha de baixa pressão de evaporação poderia ser substituído por outro compressor de maior deslocamento e velocidade mais baixa, aumentando a eficiência do sistema operando com dois compressores para níveis próximos do sistema operando com o compressor de dupla sucção.

Com o objetivo de dar continuidade ao estudo de compressores de dupla sucção e da nova arquitetura do sistema de refrigeração, propõem-se os seguintes temas para trabalhos futuros:

- i. Instalação de um volume o mais próximo possível do passador de sucção da linha de alta pressão de evaporação na bancada experimental, de forma a minimizar o efeito de pulsações de pressão indesejadas.

Em função das elevadas pulsações de pressão durante as comutações entre as linhas de alta e baixa pressão, não foi possível controlar de maneira satisfatória as pressões nas linhas de sucção do compressor durante as comutações. Uma consequência dessa dificuldade foi que a calibração e a validação do modelo puderam ser realizadas apenas com emprego de duas condições de operação durante o transiente cíclico do compressor nas linhas de baixa e alta pressão de evaporação.

- ii. Ampliação da validação do modelo, com o fornecimento de medições para o compressor de dupla sucção ao longo do ciclo de comutação;

Uma validação mais apurada poderia ser realizada medindo a pressão do filtro de sucção e da câmara de compressão durante os transientes de comutação. Além disso, um maior número de parâmetros poderia ser avaliado, tais como velocidade do compressor, pressão de condensação e pressões de evaporação.

- iii. Investigar o efeito do vazamento presente nas válvulas de comutação e retenção sobre o desempenho do sistema;

Vazamentos em válvulas de sucção e descarga reduzem a vazão e a eficiência isentrópica do compressor. O presente trabalho não empregou nenhum modelo de vazamento nas válvulas do dispositivo de comutação. Os vazamentos no dispositivo de comutação tendem a penalizar a capacidade da linha baixa pressão, uma vez que o refrigerante vaza, na maior parte do tempo, da linha de alta pressão para o volume principal do filtro de sucção, e desse volume para a linha de baixa pressão e para o ambiente interno do compressor.

- iv. Empregar um compressor de maior deslocamento na linha de baixa pressão para aumentar a eficiência do sistema de refrigeração com circuitos independentes para os compartimentos do freezer e de fresh food;

Observou-se que a perda na descarga da linha de baixa pressão foi muito elevada com o compressor adotado. Assim, pode-se selecionar um compressor mais adequado para operação mais próxima de sua condição de operação ótima.

- v. Utilizar de uma análise transiente combinada de primeira e segunda lei da termodinâmica no desenvolvimento do inventário de ineficiências, utilizando o conceito de exergia para minimizar a parcela das perdas residuais.

As perdas residuais apresentaram magnitudes elevadas durante os processos de comutação. A utilização de uma modelagem de primeira e segunda lei combinada poderia reduzir essas perdas, de forma a facilitar a otimização do compressor com um inventário de ineficiências mais consistente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVARADO, J.; JUNGE, B.; KELECY, A. Experimental Study of Two-phase Separators for Vapor Compression Systems in Household Appliances. In: **Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference**. Purdue, West Lafayette, 2016.

ANNAND, W. J. D. Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers**, v. 177, 1963.

BALVEDI, D. F. **Desenvolvimento de um novo conceito de calorímetro para medição do desempenho de compressores em transientes periódicos de sistemas de refrigeração**. 2018. Mestrado em Engenharia Mecânica (Dissertação) – Universidade Federal de Santa Catarina.

BASSI, F.; PELAGALLI, L.; REBAY, S.; BETTO, A.; OREFICE, M.; PINTO, A. Numerical simulation of a reciprocating compressor for household refrigerators. In: **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference**. Purdue, West Lafayette, 2000.

BIANCHI, M. **Análise numérico-experimental do retorno de líquido em mufflers de sucção de compressores alternativos de refrigeração**. 2019. Mestrado em Engenharia Mecânica (Dissertação) – Universidade Federal de Santa Catarina.

DESCHAMPS, C.; POSSAMAI, F.; PEREIRA, E. Numerical simulation of pulsating flow in suction mufflers. In: **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference**. Purdue, West Lafayette, 2002.

DOMANSKI, P.; DIDION, D.; DOYLE, J. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 17, 1994.

DUTTA, A. K.; YANAGISAWA, T.; FUKUTA, M. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection. **International Journal of Refrigeration**, v. 24, 2001.

FAGOTTI, F.; POSSAMAI, F. Using computational fluid dynamics as a compressor design tool. In: **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference**. Purdue, West Lafayette, 2000.

FERREIRA, R.; LILIE, D. E. B. Evaluation of the leakage through the clearance between piston and cylinder in hermetic compressors. In: **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference**. Purdue, West Lafayette, 1984.

GOSNEY, W. B. **Principles of Refrigeration**. Cambridge; New York: Cambridge University Press, 1982.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6. ed. Rio de Janeiro, RJ, BR: LTC, 2008.

JANKE, I.; BOENG, J.; MELO, C. An experimental analysis over phase separators applied to household refrigerators. **Applied Thermal Engineering**, v. 169, 2020.

KLEIN, S.; REINDL, D.; BROWNELL, K. Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**, v. 23, 2000.

LAZZARIS, L. A Steady-state Model to Predict The Performance of Reciprocating Compressors in Household Refrigerators. In: 17. **Proceedings of the Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT)**. Águas de Lindóia, SP, BR, 2018.

LEMMON, E.; MCLINDEN, M.; HUBER, M. **NIST Standard Reference Database 23 - NIST Thermodynamic and Transport Properties REFPROP, Version 7.0**. World Wide Web-Internet e Web Information Systems, 2002.

LINK, R. **Uma Metodologia para a Simulação de Compressores Alternativos Durante Transientes de Partida e Desligamento**. 2006. Mestrado em Engenharia Mecânica (Dissertação) – Universidade Federal de Santa Catarina.

MCGOVERN, J.; HARTE, S. An exergy method for compressor performance analysis. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, 1995.

MORRIESEN, A.; DESCHAMPS, C. Experimental investigation of transient fluid flow and superheating in the suction chamber of a refrigeration reciprocating compressor. **Applied Thermal Engineering**, v. 41, 2012.

PARIHAR, A.; MYSZKA, D.; ROBINET, B.; HODAPP, T. Integrating numerical models for efficient simulation of compressor valves. In: **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference**. Purdue, West Lafayette, 2016.

PÉREZ-SEGARRA, C.; RIGOLA, J.; SÒRIA, M.; OLIVA, A. Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, 2005.

PÉREZ-SEGARRA, C.; ESCANES, F.; OLIVA, A. Numerical study of the thermal and fluid-dynamic behaviour of reciprocating compressors. In: **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference**. Purdue, West Lafayette, 1994.

QURESHI, B. A.; ZUBAIR, S. M. The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, 2012.

SCHREINER, J. E.; DESCHAMPS, C. J.; BARBOSA, J. R. Theoretical analysis of the volumetric efficiency reduction in reciprocating compressors due to in-cylinder thermodynamics. In: **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference**. Purdue, West Lafayette, 2010.

SERGHIDES, T. Estimate friction factor accurately. **Chemical Engineering Journal**, v. 91, 1984.

SILVA, E. **Um Procedimento para a otimização de válvulas do tipo palheta considerando aspectos de eficiência e vida em fadiga**. 2012. Mestrado em Engenharia Mecânica (Dissertação) – Universidade Federal de Santa Catarina.

THORNTON, J.; KLEIN, S.; MITCHELL, J. Dedicated mechanical subcooling design strategies for supermarket applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 17, 1994.

USSYK, M. S. **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos**. 1984. Mestrado em Engenharia Mecânica (Dissertação) – Universidade Federal de Santa Catarina.