

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**LETÍCIA RECCO TRAMONTIN**

**MODELAGEM SIMPLIFICADA DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO  
HERMÉTICO**

Araranguá, SC  
2019

LETÍCIA RECCO TRAMONTIN

**MODELAGEM SIMPLIFICADA DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO  
HERMÉTICO**

Trabalho de Conclusão de Curso,  
apresentado à Universidade Federal de  
Santa Catarina, como parte das  
exigências para a obtenção do título de  
Engenheiro(a) de Energia.

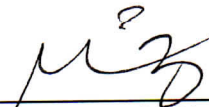
Araranguá, 11 de julho de 2019.

**BANCA EXAMINADORA**



---

Prof. Dr. Thiago Dutra (Orientador)  
Universidade Federal de Santa Catarina



---

Prof. Dr. Fernando Henrique Milanese  
Universidade Federal de Santa Catarina



---

Prof. Dr. Rogério Gomes de Oliveira  
Universidade Federal de Santa Catarina

# MODELAGEM SIMPLIFICADA DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO HERMÉTICO

## SIMPLIFIED MODELLING OF A RECIPROCATING HERMETIC COMPRESSOR

Letícia Recco Tramontin\*

### RESUMO

Refrigeradores domésticos são essenciais no cotidiano e estima-se que existam 1,5 bilhões de unidades em uso. Apesar de ser um equipamento amplamente estudado, o seu funcionamento está muitas vezes longe do ideal, ocasionando um consumo excessivo de energia. A maioria dos refrigeradores domésticos é acionada por compressores alternativos herméticos, por isso, o objetivo deste trabalho é a modelagem termodinâmica de um equipamento desse tipo. Um modelo simplificado, baseado na aplicação das equações da conservação de massa e da energia em um volume de controle englobando a câmara de compressão, foi implementado em MATLAB para simulação do compressor em condição de operação estabilizada. As previsões do modelo foram comparadas a dados experimentais encontrados na literatura. Após a validação, o modelo foi utilizado para avaliar o efeito de modificações geométricas sobre o desempenho do compressor, analisando-se as eficiências isentrópica e volumétrica. Concluiu-se que o desempenho termodinâmico do compressor aumenta com a redução da folga pistão-cilindro, aumento do comprimento de contato pistão-cilindro e aumento da relação curso/diâmetro do pistão. O modelo se mostra como uma ferramenta importante para auxiliar no projeto de compressores alternativos herméticos de refrigeração.

**Palavras-chave:** compressor alternativo. Modelo de simulação. Termodinâmica.

### ABSTRACT

Household refrigerators are essential appliances in everyday life and it is estimated that there are 1.5 billion units in use. Despite being a widely studied equipment, its operation is often far from ideal, causing an excessive consumption of energy. Most of household refrigerators are driven by hermetic reciprocating compressors, so the purpose of this paper is the thermodynamic modeling of such equipment. A simplified model was implemented in MATLAB by applying mass and energy conservation equations in a control volume encompassing the compression chamber, so as, to simulate the compressor under a steady operating condition. Simulation model predictions were compared to experimental data available in the literature. After the validation, the model was used to assess the effect of geometric modifications on the compressor performance, by analyzing the isentropic and volumetric efficiencies. It was found that the compressor thermodynamic performance increases as the piston-cylinder gap is reduced or the piston-cylinder contact length is increased or as the piston stroke to diameter ratio is incremented. The simulation model is an auxiliary tool that can be used in the design stage of hermetic reciprocating compressors adopted for refrigeration

**Key words:** reciprocating compressor. Simulation model. Thermodynamics.

---

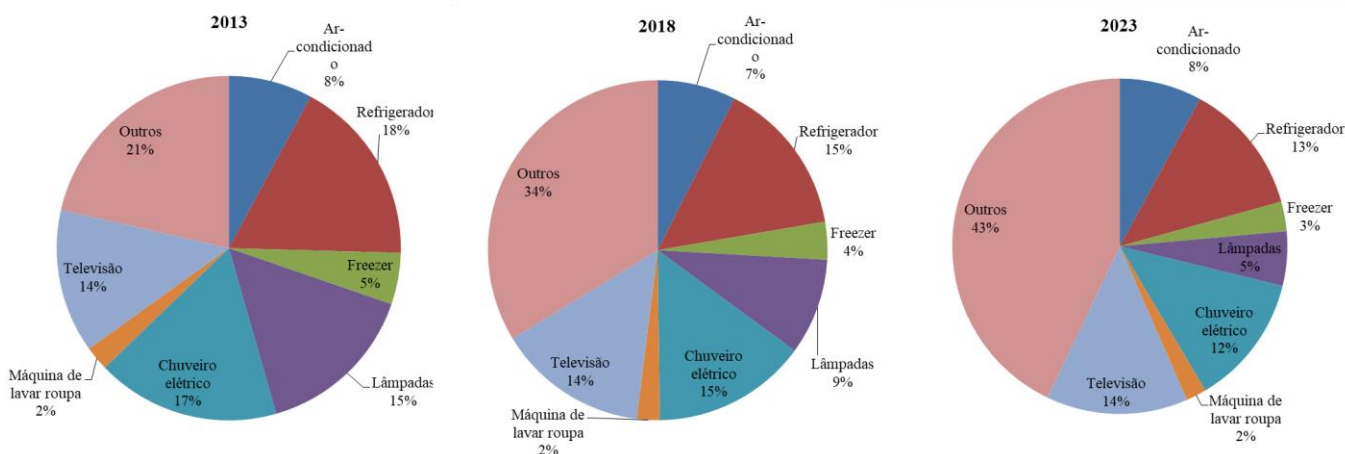
\* E-mail: leticia.reccotramontin@gmail.com

## 1 INTRODUÇÃO

O International Institute of Refrigeration (IIR) – Instituto Internacional de Refrigeração, em tradução livre – estima que existam aproximadamente 3 bilhões de refrigeradores, condicionadores de ar e sistemas de aquecimento no planeta, dos quais 1,5 bilhões são refrigeradores domésticos. Mundialmente, o consumo de energia elétrica para refrigeração e condicionamento de ar tem aumentado, de modo que este setor consome aproximadamente 17% de toda a eletricidade utilizada. Essa fatia é ainda mais importante dado que esses equipamentos se tornaram mais eficientes no decorrer dos anos (COULOMB et al, 2015).

No Brasil, os estudos de demanda da EPE (Empresa de Pesquisa Energética) demonstram que os gastos com aparelhos de refrigeração – em especial ar-condicionado, freezer e geladeira – representavam 31% da demanda residencial em 2013. As projeções para 2018 e 2023 são de 26% e 27%, respectivamente, conforme apresentado na Figura 1. A redução percentual se dá pelo aumento de eficiência projetado e pelo aumento da demanda de energia no todo, caracterizada pelo consumo de outros equipamentos.

Figura 1 - Consumo de energia elétrica no setor residencial.

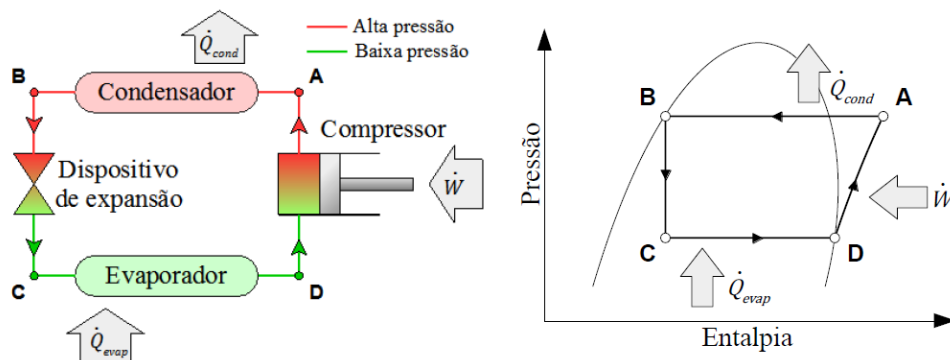


Fonte: adaptado de EPE, 2014.

Um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor é formado por quatro componentes principais: evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão. Em um ciclo padrão, os processos de troca de calor no evaporador e condensador são isobáricos, o processo de compressão é isentrópico e o de expansão é isentálpico (Figura 2) (SANTOS, 2014).

O diagrama de pressão e entalpia mostra o caminho do fluido refrigerante, que inicia superaquecido no ponto A e parte para o ponto B rejeitando o calor adquirido no evaporador para o ambiente ( $Q_{cond}$ ). Em B, o fluido alcança o dispositivo de expansão, que em conjunto com o compressor tem o objetivo de manter a diferença de pressão no sistema e regular a vazão de refrigerante. Do ponto B ao ponto C, a pressão e a temperatura do fluido são reduzidas até o ponto de saturação na entrada do evaporador. Entre C e D ocorre a absorção de calor do ambiente a ser refrigerado ( $Q_{evap}$ ) e a mudança de fase do fluido. Por fim, no ponto D o fluido é comprimido pelo compressor mediante consumo de energia, até que a pressão seja igualada à do ponto A e o ciclo se repita (SANTOS, 2014).

Figura 2 - Esquema de componentes de um ciclo padrão de refrigeração e o diagrama pressão-entalpia de um ciclo ideal.



Fonte: SANTOS, 2014.

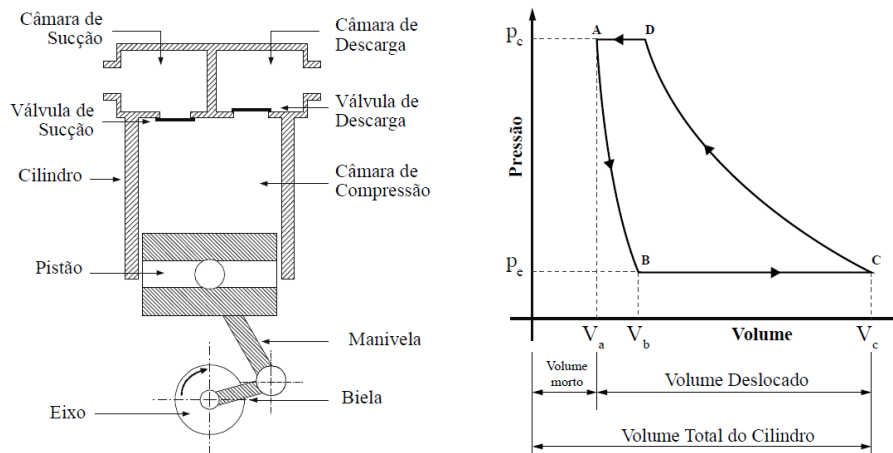
O compressor é responsável por aumentar a pressão no sistema e promover a vazão de fluido refrigerante. Sua forma construtiva varia de acordo com a aplicação, sendo o compressor alternativo um dos mais difundidos. O princípio de operação de um compressor alternativo consiste no deslocamento de um pistão dentro de um cilindro, alternando movimentos de compressão e expansão. Geralmente, o compressor alternativo utilizado em aplicações de pequeno porte é do tipo hermético, ou seja, todos os componentes são acomodados no interior de uma carcaça selada (DUTRA, 2016).

A Figura 3 ilustra um esquema da câmara de compressão e de um diagrama indicado ideal, p-V, do compressor. A câmara de compressão corresponde ao volume delimitado por um cilindro, uma placa de válvulas e um pistão, que é acoplado a um mecanismo do tipo biela-manivela para realizar o movimento alternativo. Esse deslocamento faz o volume dentro da câmara variar, alterando outras propriedades do gás no seu interior, como a pressão e a temperatura, o que permite a expansão, admissão, compressão e descarga de fluido refrigerante (DINIZ, 2018).

O sentido de movimento do pistão é invertido quando ele atinge o ponto morto superior (PMS) e o ponto morto inferior (PMI), isto é, a posição em que o volume da câmara de compressão é mínimo e máximo, respectivamente. O volume mínimo na câmara é chamado de volume morto ( $V_m$ ), necessário para impedir o impacto do pistão contra a placa de válvulas. Ele pode ser ajustado para evitar que variabilidades no processo de fabricação tragam problemas de confiabilidade (DINIZ, 2018).

O ciclo do compressor é composto de quatro processos, iniciando pelo processo de expansão (AB), onde o pistão parte do PMS em direção ao ponto morto inferior (PMI), aumentando o volume da câmara de compressão. Esse movimento provoca a redução contínua da pressão do gás no interior da câmara até que esta atinja a pressão da câmara de sucção, quando então a válvula de sucção abre e o fluxo de entrada de massa se inicia (BC). Esse processo, quando modelado como ideal, é isobárico e ocorre até que o pistão atinja o PMI, no ponto C. Nesse momento, há a inversão no sentido de seu movimento, a válvula de sucção fecha e o processo de compressão começa. Durante esse processo (CD), a pressão no interior da câmara de compressão aumenta até se igualar à pressão da câmara de descarga, ocorrendo então a abertura da válvula seguida do processo de descarga (DA). A válvula de descarga fecha quando o pistão alcança o PMS e o ciclo se repete (DUTRA, 2016).

Figura 3 - Esquema da câmara de compressão e diagrama indicado



Fonte: DUTRA, 2016.

O desempenho de um compressor é avaliado através de dois parâmetros: eficiência volumétrica ( $\eta_v$ ) e eficiência isentrópica ( $\eta_s$ ). A eficiência volumétrica pode ser definida como a razão entre a vazão mássica fornecida pelo compressor,  $\dot{m}$ , e a vazão mássica ideal,  $\dot{m}_{th}$ :

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} = \frac{\dot{m}}{\rho_{sl} f V_{sw}} \quad (1)$$

onde  $\rho_{sl}$  é a densidade do gás na linha de sucção, avaliada a partir da pressão de evaporação e a temperatura de linha de sucção,  $f$  é a frequência de operação nominal do compressor e  $V_{sw}$  é o volume varrido pelo pistão (DINIZ, 2018). A linha de sucção é o trecho de tubulação que conecta a saída do evaporador à entrada do compressor

Os fatores que afetam a eficiência volumétrica são: volume morto da câmara de compressão, vazamento na folga entre pistão e cilindro, refluxo e vazamento em válvulas, atrito viscoso durante os processos de sucção e descarga, superaquecimento do fluido refrigerante antes de chegar à câmara de compressão e escorregamento do motor de indução que aciona o compressor (DUTRA, 2016). A presença do volume morto atrasa o início do processo de sucção, pois o gás residual à alta pressão contido nesse volume precisa se expandir até que a pressão dentro da câmara de compressão se iguale àquela da linha de sucção, estabelecendo o processo de admissão. Os vazamentos na folga pistão-cilindro e nas válvulas provocam redução de eficiência volumétrica, pois a massa de fluido refrigerante vazada não é bombeada para o ciclo de refrigeração, deixando de promover efeito refrigerante no evaporador. Os refluxos em válvulas surgem de uma dinâmica inadequada das válvulas de sucção e descarga e também provocam redução da vazão promovida pelo compressor. O atrito viscoso impõe restrição ao escoamento, contribuindo também para redução de eficiência volumétrica. O escorregamento do motor de acionamento acarreta em uma frequência de operação menor do que a frequência nominal, reduzindo a vazão de massa. Por fim, o superaquecimento do fluido refrigerante a montante da câmara de compressão causa a redução da densidade do gás, implicando em uma menor quantidade de fluido admitido e efetivamente bombeado pelo compressor. O superaquecimento do gás no interior do compressor é devido ao contato daquele com demais componentes aquecidos do compressor, em especial o motor (DUTRA, 2016; DINIZ, 2018).

A eficiência isentrópica é definida como a razão entre a potência de um processo de compressão isentrópica,  $\dot{W}_s$ , e a potência indicada,  $\dot{W}_{ind}$ , que representa a potência consumida para a compressão do gás na câmara de compressão:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{ind}} = \frac{\dot{m}(h_2^{s=sl} - h_{sl})}{\dot{W}_{ind}} \quad (2)$$

em que  $h_{sl}$  é a entalpia específica do fluido refrigerante, avaliada na pressão de evaporação e na temperatura da linha de sucção, e  $h_2^{s=sl}$  é a entalpia específica no final da compressão, avaliada com base na pressão de condensação e a entropia específica da linha de sucção. A eficiência isentrópica é afetada majoritariamente por superaquecimento do fluido refrigerante, atrito viscoso em válvulas e filtros durante os processos de sucção e descarga e vazamentos ou refluxos em válvulas. Enquanto o atrito no escoamento implica em uma perda de carga e, conseqüentemente, em um aumento do trabalho real de compressão, os vazamentos e refluxos de massa também provocam redução da eficiência isentrópica, pois o compressor realiza trabalho para deslocar essas porções de fluido que não são efetivamente bombeadas para o evaporador (DUTRA, 2016; DINIZ, 2018). Finalmente, o superaquecimento do fluido refrigerante a montante da câmara de compressão provoca um aumento do volume específico do gás ( $v_1$ ), com conseqüente elevação do trabalho de específico de compressão (ARORA, 2009):

$$w = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_e v_1 \left[ \left( \frac{p_c}{p_e} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (3)$$

onde  $\gamma$  é coeficiente isentrópico e  $p_e$  e  $p_c$  são as pressões de evaporação e condensação, respectivamente.

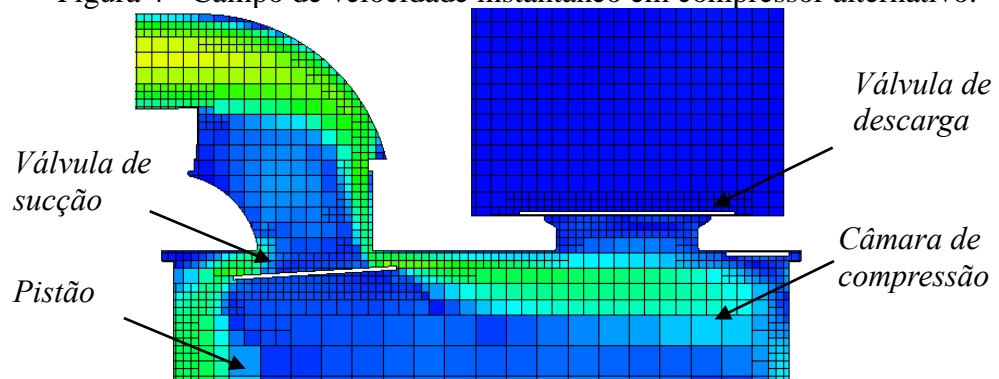
A literatura apresenta muitos trabalhos referentes à modelagem de compressores. Os modelos mais simples são baseados em curvas de eficiência volumétrica e isentrópica em função das pressões de evaporação e condensação, sendo geralmente adotados em trabalhos cujo objetivo é a modelagem global do sistema de refrigeração. (BORGES et al., 2011; TAGLIAFICO et al., 2012; JANKOVIC et al., 2016). Essa categoria de modelo prevê a vazão mássica e a potência consumida pelo compressor, mas não permite avaliar detalhadamente o desempenho deste em função de suas ineficiências internas, como aquelas devido a vazamentos e superaquecimento.

Modelos mais sofisticados são baseados na aplicação das equações da conservação da massa e da energia na câmara de compressão. Dentro dessa categoria, os modelos mais simples consideram uma formulação transiente e integral. Além da aplicação das equações governantes supracitadas, que permitem avaliar a temperatura e a massa instantânea do gás ao longo do ciclo do compressor, outros submodelos são incorporados para previsão do deslocamento do pistão, do vazamento de gás na folga pistão-cilindro, da vazão mássica pelos orifícios de sucção e descarga e da dinâmica de válvulas (RIGOLA et al., 2000; LINK e DESCHAMPS, 2011; DUTRA, 2016). Uma equação de estado é empregada para calcular a pressão instantânea em função da temperatura e da densidade do gás.

Os modelos de formulação integral são muito utilizados na otimização de compressores, pois fornecem resultados suficientemente precisos, sem demandar alto custo de processamento computacional. Apesar dessas vantagens, eles não permitem analisar detalhadamente o escoamento de fluido refrigerante durante os processos de sucção e descarga e necessitam de dados da literatura para modelar a transferência de calor no interior da câmara de compressão. Para contornar essas limitações, modelos de formulação diferencial e transiente vêm sendo

desenvolvidos. (BIRARI et al., 2006; SILVA et al., 2017; POSCH et al. 2016). Esses modelos são geralmente baseados no método dos volumes finitos, em que as equações governantes da conservação da massa, da quantidade de movimento, da energia e de quantidades turbulentas são integradas em volumes de controle estabelecidos por uma malha computacional aplicada ao domínio de cálculo, no caso, a câmara de compressão. Embora forneça resultados geralmente mais precisos e detalhados, o emprego de modelos de formulação diferencial é muitas vezes proibitivo, devido ao alto custo computacional. A Figura 4 mostra um resultado de campo de velocidade instantâneo durante o processo de sucção de um compressor alternativo (SILVA et al., 2017).

Figura 4 - Campo de velocidade instantâneo em compressor alternativo.



Fonte: adaptado de SILVA et al., 2017.

## 1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo principal implementar um modelo de formulação integral e transiente para um compressor alternativo hermético de refrigeração, a partir do qual são analisadas as ineficiências do equipamento. O modelo é validado com dados experimentais disponíveis na literatura e empregado para realização de análises paramétricas, com o objetivo de verificar o efeito de modificações de projeto no desempenho do compressor. São avaliados: os impactos da folga pistão-cilindro, mantendo o diâmetro do pistão constante; o comprimento do pistão, isto é, a altura do pistão medida em paralelo à parede do cilindro e mantendo o volume varrido constante; e por fim o efeito da alteração do curso e do diâmetro do pistão mantendo constantes o volume varrido e a distância entre a placa de válvulas e o pistão, avaliando-se a ineficiência causada pela troca de calor com a parede durante o ciclo de compressão, o impacto do vazamento em cada caso e do superaquecimento do fluido a partir da linha de sucção até a câmara de compressão.

## 2 METODOLOGIA

O modelo do ciclo do compressor consiste na aplicação das equações da conservação da massa e da energia, seguindo uma formulação integral e transiente. Modelos adicionais são necessários para determinar o deslocamento do pistão ao longo do tempo, a vazão mássica durante os processos de sucção e descarga e o vazamento de gás na folga pistão-cilindro. Ao final desta seção, o algoritmo de solução do modelo é apresentado na forma de fluxograma.



## 2.1 MODELAGEM DO CICLO DO COMPRESSOR

Nesta seção serão descritas as equações para modelagem termodinâmica simplificada da câmara de compressão, composta de três modelos: modelo para cálculo do volume da câmara de compressão em função do ângulo da manivela; modelo para cálculo das propriedades termodinâmicas instantâneas do gás no interior da câmara de compressão; e modelo para cálculo de vazões mássicas de gás pelos orifícios de sucção e descarga, bem como o vazamento pela folga pistão-cilindro.

### 2.1.1 Modelo para o Volume Da Câmara de Compressão

O volume instantâneo da câmara de compressão é a soma do volume varrido pelo pistão e o volume morto. O volume varrido,  $V_{sw}$ , é escrito em função do deslocamento do pistão,  $x$ , e do diâmetro do cilindro,  $D_{cil}$ :

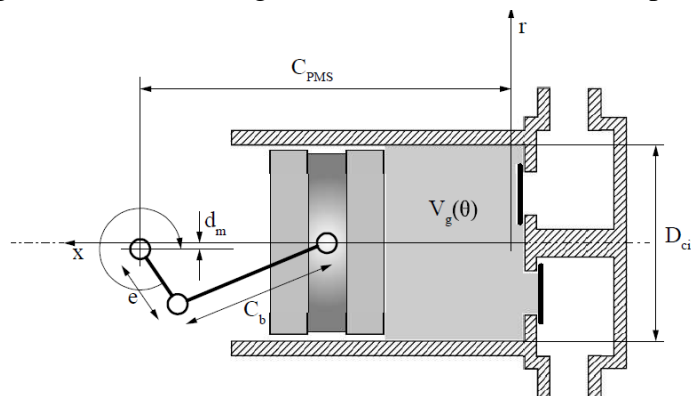
$$V_g = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} x(\theta) + V_m \quad (4)$$

em que  $\theta = 2\pi ft$  é a posição angular do eixo de acionamento em função do tempo,  $t$  (DUTRA, 2016). O deslocamento do pistão é modelado pela cinemática do mecanismo biela-manivela:

$$x(\theta) = C_{PMS} - \left[ e \cdot \cos\theta + \sqrt{C_b^2 - (e \cdot \sin\theta - d_m)^2} \right] \quad (5)$$

onde  $C_b$  é o comprimento da biela,  $e$  é a excentricidade,  $d_m$  é o desalinhamento entre os eixos principal e de simetria do pistão e  $C_{PMS}$  é a distância entre o PMS e o centro do eixo de acionamento (DUTRA, 2016). Todos esses parâmetros geométricos são mostrados na Figura 5.

Figura 5 - Parâmetros geométricos da câmara de compressão.



Fonte: DUTRA, 2016.

Substituindo a Equação (5) na Equação (4), obtém-se a expressão para avaliação do volume instantâneo da câmara de compressão (DUTRA, 2016):

$$V_g = \frac{\pi D_{cil}^2}{4} \left\{ C_{PMS} - \left[ e \cos\theta + \sqrt{C_b^2 - (e \sin\theta - d_m)^2} \right] \right\} + V_m \quad (6)$$

### 2.1.2 Modelo para as Propriedades Termodinâmicas no Interior da Câmara de Compressão

A modelagem termodinâmica considera o volume de controle apresentado na Figura 6. A partir dele, são aplicadas as equações de conservação de massa e de energia seguindo a formulação integral e transiente, isto é, propriedades termodinâmicas como pressão e temperatura variam com o tempo, mas são uniformes no interior da câmara de compressão. Além dessas duas equações, uma equação de estado é necessária para determinação da pressão a partir da temperatura e do volume específico do gás:

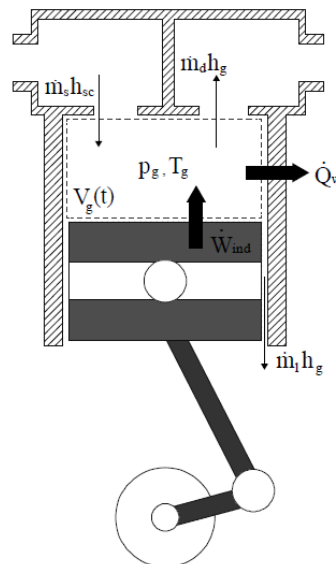
$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho_g dV + \int_{SC} \rho_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho_g e_g dV + \int_{SC} \rho_j (e_j + p_j v_j) \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q}_w + \dot{W}_{ind} \quad (8)$$

$$p_g = f(T_g, v_g) \quad (9)$$

onde  $\rho$ ,  $v$  e  $e$  representam massa, volume e energia específicos do gás, respectivamente (DUTRA, 2016). As variáveis  $p$  e  $T$  representam a pressão e temperatura do gás, nessa ordem, e  $\vec{V}$  é a velocidade com que o gás atravessa as superfícies de controle. Os termos  $\dot{Q}_w$  e  $\dot{W}_{ind}$  se referem à taxa de transferência de calor entre o gás e as paredes do cilindro e a potência de compressão do gás, respectivamente, ambos valores instantâneos. Os subíndices  $g$  e  $j$  referem-se ao volume de controle e suas superfícies, respectivamente.

Figura 6 - Volume de controle para a câmara de compressão.



Fonte: Adaptado de DUTRA, 2016.

Desprezando as variações de energia cinética e potencial e aplicando o conceito de entalpia ( $h = u + pv$ ), a Equação (8) pode ser reescrita como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho_g u_g dV + \int_{SC} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q}_w + \dot{W}_{ind} \quad (10)$$

em que  $u$  é a energia interna específica do fluido refrigerante. O termo  $\dot{W}_{ind}$  representa a potência instantânea de compressão e pode ser escrito como o produto entre a pressão do gás no interior da câmara de compressão e a taxa de variação temporal do volume da câmara (DUTRA, 2016):

$$\dot{W}_{ind} = -p_g \frac{dV_g}{dt}. \quad (11)$$

O termo  $\dot{Q}_w$  é modelado através da Lei de Resfriamento de Newton, associado à troca de calor por convecção entre um meio fluido e uma superfície:

$$\dot{Q}_w = h_w A_w (T_w - T_g) \quad (12)$$

onde  $A_w$  e  $T_w$  correspondem à área e temperatura da superfície do cilindro, respectivamente (DUTRA, 2016). A temperatura instantânea do gás no interior da câmara de compressão é denotada por  $T_g$  e  $h_w$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção, definido como:

$$h_w = \frac{Nu_w k_g}{D_{cil}} = \frac{a_1 Re_w^{a_2} k_g}{D_{cil}} \quad (13)$$

em que  $k_g$  é a condutividade térmica do gás no interior da câmara de compressão e  $Nu_w$  é o número de Nusselt que caracteriza a troca de calor entre o gás e a parede, estimado via a correlação de Annand (1963), sendo os coeficientes  $a_1$  e  $a_2$  iguais a 0,7. O número de Reynolds,  $Re_w$ , é expresso através de:

$$Re_w = \frac{\rho_g \bar{V}_{pis} D_{cil}}{\mu_g} = \frac{\rho_g (4ef) D_{cil}}{\mu_g} \quad (14)$$

sendo  $\mu_g$  a viscosidade absoluta do gás no interior da câmara de compressão e  $\bar{V}_{pis}$  a velocidade média do pistão ao longo de um ciclo do compressor. Esta é calculada em função da excentricidade,  $e$ , e da frequência do eixo de acionamento do motor acoplado ao compressor,  $f$ .

Retornando à Equação (10), os dois termos do lado esquerdo podem ser escritos como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho_g u_g dV = m_g \frac{\partial u_g}{\partial t} + u_g \frac{\partial m_g}{\partial t} \quad (15)$$

$$\int_{SC} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \sum \dot{m}_j h_j \quad (16)$$

em que  $m_g$  é a massa instantânea no interior do volume de controle e  $\frac{du_g}{dt}$  e  $\frac{dm_g}{dt}$  são as taxas de variação temporal da energia interna e da massa de gás no volume de controle, respectivamente. A Equação (16) representa o somatório de fluxos de energia transportados pelos termos de vazão mássica instantânea,  $\dot{m}_j$ , através de cada uma das  $j$  superfícies de controle que delimitam o volume. Substituindo as Equações (11), (12), (15) e (16) na Equação (10), obtém-se:

$$m_g \frac{\partial u_g}{\partial t} = h_w A_w (T_w - T_g) - \sum \dot{m}_j h_j - u_g \frac{\partial m_g}{\partial t} - p_g \frac{dV_g}{dt}. \quad (17)$$

O termo  $\frac{\partial u_g}{\partial t}$  pode ser escrito da seguinte forma (ÇENGEL e BOLES, 2013):

$$\frac{\partial u_g}{\partial t} = c_v \frac{dT_g}{dt} + \left[ T_g \left( \frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right)_v - p_g \right] \frac{dv_g}{dt} \quad (18)$$

sendo  $c_v$  o calor específico a volume constante do gás no interior da câmara de compressão. A taxa de variação temporal de volume específico,  $\frac{dv_g}{dt}$ , pode ser escrita como:

$$\frac{dv_g}{dt} = \frac{1}{m_g} \frac{dV_g}{dt} - \frac{v_g}{m_g} \frac{dm_g}{dt}. \quad (19)$$

Inserindo as Equações (18) e (19) em (17) e realizando algumas manipulações algébricas:

$$\frac{dT_g}{dt} = \frac{1}{m_g c_v} \left[ h_w A_w T_w - h_g \frac{dm_g}{dt} - \sum \dot{m}_j h_j \right] - \frac{T_g}{m_g c_v} \left[ h_w A_w + \left( \frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right)_v \frac{dv_g}{dt} - \left( \frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right)_v v_g \frac{dm_g}{dt} \right] \quad (20)$$

onde o termo  $\left( \frac{\partial p_g}{\partial T_g} \right)_v$  é aproximado pela relação de gás ideal como sendo  $\frac{R}{v_g}$ . A taxa de variação de massa no interior da câmara de compressão  $\frac{dm_g}{dt}$  é obtida a partir da equação da conservação da massa (Equação (7)) aplicada à câmara de compressão:

$$\frac{dm_g}{dt} = \dot{m}_s - \dot{m}_d - \dot{m}_l \quad (21)$$

em que  $\dot{m}_s$  e  $\dot{m}_d$  são as vazões mássicas instantâneas que entra na câmara de compressão pelo orifício de sucção e que sai da mesma pelo orifício de descarga, respectivamente. O termo  $\dot{m}_l$  representa o vazamento instantâneo através da folga pistão-cilindro. O modelo adotado para determinação das vazões é descrito adiante na seção 2.1.3. A parcela de fluxos advectivos que atravessam as superfícies de controle,  $\sum \dot{m}_j h_j$ , é dada por:

$$\sum \dot{m}_j h_j = \dot{m}_d h_g + \dot{m}_l h_g - \dot{m}_s h_{sc} \quad (22)$$

A entalpia específica associada com a vazão mássica na sucção,  $h_{sc}$ , é avaliada a partir da temperatura da câmara de sucção (localizada imediatamente a montante da válvula de sucção, vide Figura 6),  $T_{sc}$ , e da pressão de evaporação,  $p_e$ , sendo esta determinada pela temperatura de evaporação, que é um dado de entrada para o modelo. A entalpia específica instantânea do gás no interior da câmara de compressão,  $h_g$ , é determinada através dos valores de pressão e temperatura instantâneos. Todas as propriedades termodinâmicas são avaliadas via biblioteca termodinâmica *CoolProp* (BELL et al., 2014).

A Equação (20) é discretizada e resolvida numericamente para a temperatura do gás,  $T_g$ , utilizando o método explícito de Euler. Como a temperatura da câmara de compressão e o volume do gás são conhecidos para cada instante de tempo, determina-se a pressão do gás,  $p_g$ , a partir de uma equação de estado para gás real.

### 2.1.3 Modelo para Vazões Mássicas nos Orifícios e Folga Pistão-Cilindro

As vazões mássicas instantâneas pelos orifícios de sucção e descarga,  $\dot{m}_s$  e  $\dot{m}_d$ , são determinadas a partir de um modelo para escoamento compressível isentrópico através de um bocal convergente (USSYK, 1984):

$$\dot{m} = A_{ee} p_{up} \left[ \frac{2\gamma}{RT_{up}(\gamma-1)} \right]^{\frac{1}{2}} \left[ \Pi^{\frac{2}{\gamma}} - \Pi^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (23)$$

onde  $p_{up}$  e  $T_{up}$  são a pressão e a temperatura do gás a montante do bocal,  $\Pi$  é a razão entre as pressões a jusante e a montante ( $\Pi = \frac{p_{down}}{p_{up}}$ ),  $R$  é a constante do gás e  $A_{ee}$  é a área efetiva de escoamento. A  $A_{ee}$  tem seu conceito associado à variação da área de passagem do escoamento à medida que a válvula se movimenta. Esse parâmetro pode ser determinado através de simulações numéricas (PEREIRA e DESCHAMPS, 2011), mas nesse trabalho optou-se pela própria área geométrica do orifício de passagem, uma vez que o movimento das válvulas não é modelado.

Durante os processos de sucção e descarga, o escoamento pode atingir velocidades elevadas e, eventualmente a condição crítica ( $Mach = 1$ ). Nesse caso, a razão entre pressões é modelada como:

$$\Pi = \frac{2}{\gamma+1} \frac{\gamma}{\gamma+1}. \quad (24)$$

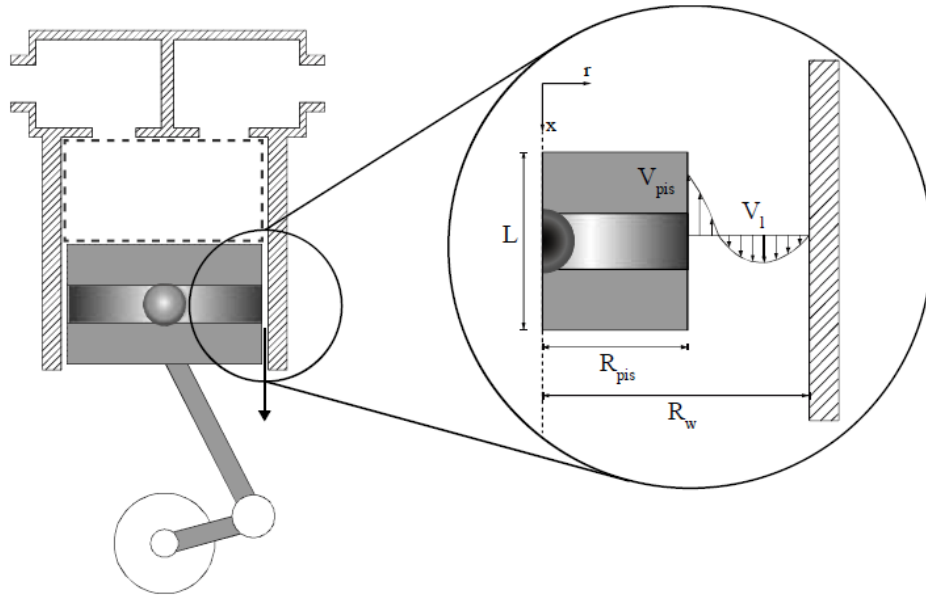
Lilie e Ferreira (1984) desenvolveram um modelo para o cálculo da vazão mássica de fluido refrigerante na folga pistão-cilindro,  $\dot{m}_l$ . Os autores assumiram um escoamento laminar completamente desenvolvido do fluido refrigerante puro na folga, e propuseram uma forma de avaliar a velocidade média do gás na folga:

$$V_l = V_{pis} \left[ \frac{1-K^2+2K^2 \ln(K)}{2 \ln(K)(1-K^2)} \right] + \frac{(p_g-p_e)R_w^2}{8\mu_g L} \left[ \frac{1-K^4}{1-K^2} + \frac{1-K^2}{\ln(K)} \right] \quad (25)$$

onde  $R_w$ ,  $K$ ,  $L$  e  $p_e$  representam, respectivamente, o raio do cilindro, a razão entre os raios do pistão e do cilindro ( $K = \frac{R_{pis}}{R_w}$ ), o comprimento de contato entre pistão e cilindro e a pressão do gás no ambiente interno do compressor, que equivale à própria pressão de evaporação. A velocidade instantânea do pistão,  $V_{pis}$ , é obtida derivando-se a Equação (5) em relação a  $t$  ( $= \frac{\theta}{\omega}$ ). A Figura 7 exibe um esquema com os principais parâmetros envolvidos nesse modelo. Depois de calculada a velocidade média do gás na folga, a vazão mássica instantânea é obtida de:

$$\dot{m}_l = \rho_g V_l \pi R_w^2 (1 - K^2). \quad (26)$$

Figura 7 - Vazamento na folga pistão-cilindro.



Fonte: DUTRA, 2016.

## 2.2. PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E DE OPERAÇÃO DO COMPRESSOR

O modelo implementado foi utilizado para avaliar o desempenho de um compressor alternativo hermético adotado em aplicações de refrigeração doméstica. A frequência de rotação do eixo de acionamento é 50 Hz e o fluido refrigerante é R600a. Os dados geométricos do compressor são os seguintes:

- Diâmetro do pistão ( $D_{pis}$ ): 22,5 mm
- Diâmetro do orifício de sucção ( $D_{suc}$ ): 9,09 mm
- Diâmetro do orifício de descarga ( $D_{des}$ ): 6,48 mm
- Comprimento da biela ( $C_b$ ): 38,47 mm
- Excentricidade ( $e$ ): 7,5 mm
- Desalinhamento entre os eixos de acionamento e do pistão ( $d_m$ ): 2 mm
- Folga radial pistão-cilindro ( $\delta$ ): 8  $\mu$ m

## 2.3 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

O algoritmo de solução é representado pelo fluxograma ilustrado na Figura 8. Inicialmente, são informados os parâmetros geométricos do compressor ( $D_{cil}$ ,  $D_{pis}$ ,  $C_b$ ,  $e$ ,  $d_m$ ,  $V_m$ ), os diâmetros dos orifícios de sucção,  $D_{suc}$ , e descarga,  $D_{des}$ , as temperaturas de evaporação,  $T_e$ , condensação,  $T_c$ , e linha de sucção,  $T_{sl}$ , o fluido refrigerante e a frequência de operação,  $f$ . Em seguida, são fornecidos valores de temperatura do gás na câmara de sucção,  $T_{sc}$ , e da parede do cilindro,  $T_w$ , os quais são obtidos de dados experimentais (DINIZ et al., 2018). A temperatura  $T_{sc}$  e a pressão de evaporação,  $p_e$ , são utilizadas para determinar a entalpia específica na câmara de sucção,  $h_{sc}$ . A temperatura  $T_w$  é usada para determinação da taxa de transferência de calor instantânea na parede da câmara de compressão, através da Equação (12).

O pistão é inicialmente posicionado no PMS, em  $t = 0$ . Avalia-se o volume da câmara de compressão através da Equação (6) e temperatura e pressão na câmara são inicializadas. A partir desses valores, as demais propriedades termodinâmicas são calculadas: entalpia ( $h$ ), calores específicos ( $c_v$  e  $c_p$ ), densidade ( $\rho_g$ ), viscosidade ( $\mu_g$ ) e condutividade térmica do gás ( $k_g$ ). Em seguida, avalia-se o número de Reynolds ( $Re_w$ ), o coeficiente de transferência de calor por convecção ( $h_w$ ) e a área de contato entre o gás e a parede ( $A_w$ ). A massa inicial contida na câmara é determinada a partir da relação entre volume da câmara e a densidade do gás ( $m_g = V_g \rho_g$ ).

Inicia-se o primeiro ciclo de simulação ( $N = 1$ ) e incrementa-se o tempo  $t_i (= t_{i-1} + \Delta t)$ . Avalia-se novamente o volume da câmara de compressão e a temperatura do gás através das Equações (6) e (20). Calcula-se a pressão no interior da câmara de compressão e avalia-se a vazão mássica na folga pistão-cilindro via Equação (26). Na sequência, as vazões mássicas instantâneas pelos orifícios de sucção e descarga são computadas utilizando a Equação (23). O tempo é incrementado novamente e os cálculos são atualizados. O processo segue até que o número de ciclos estipulado seja atingido.

Ao final da simulação do ciclo do compressor, as vazões mássicas, potência indicada e taxa de transferência de calor são integradas ao longo do último ciclo simulado (estipulado em  $N = 5$ ) e multiplicadas pela frequência, o que resulta em seu valor médio, os quais são usados no pós-processamento. O código de simulação foi implementado em MATLAB.

Figura 8 – Algoritmo de solução do MATLAB (continua).

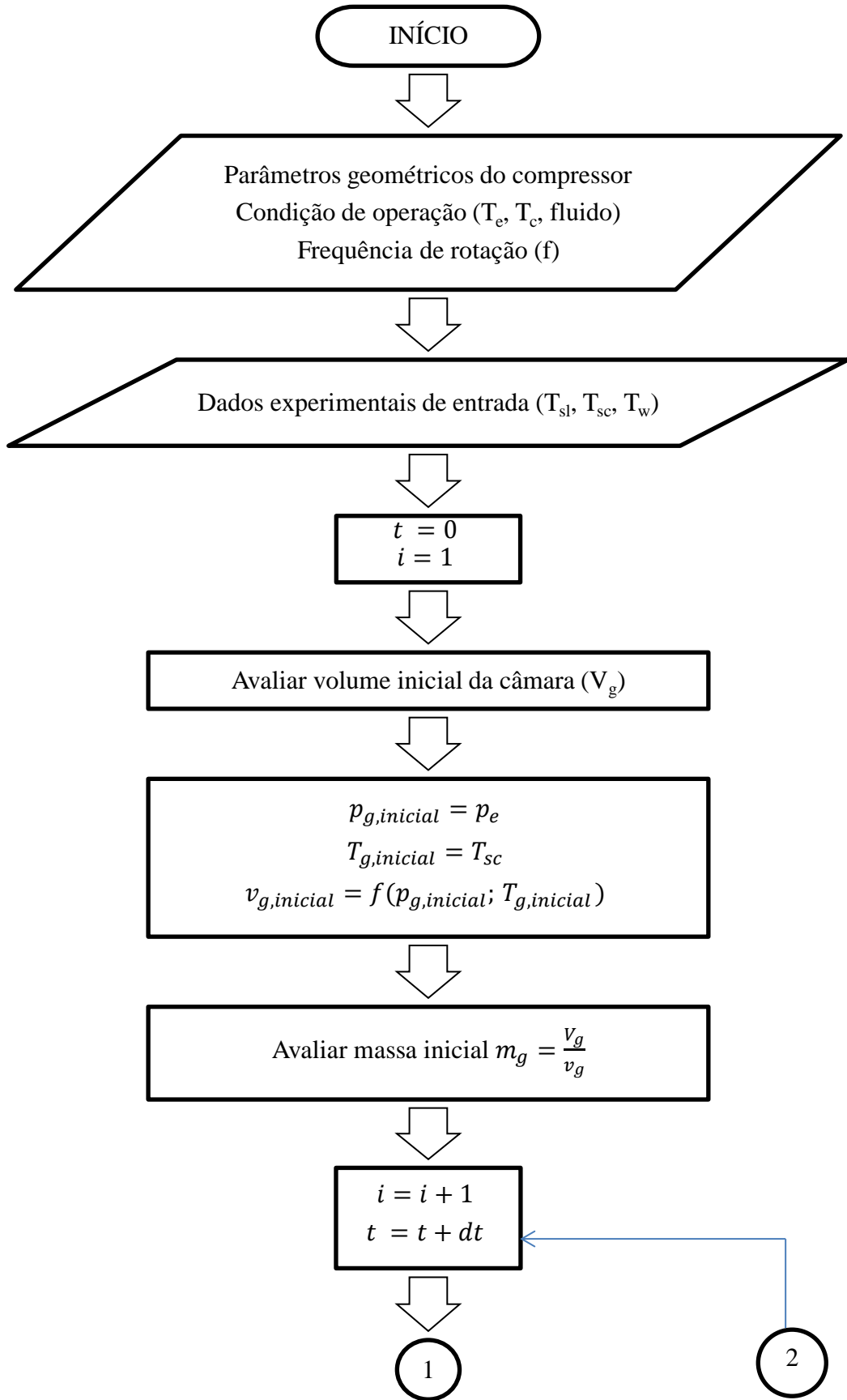
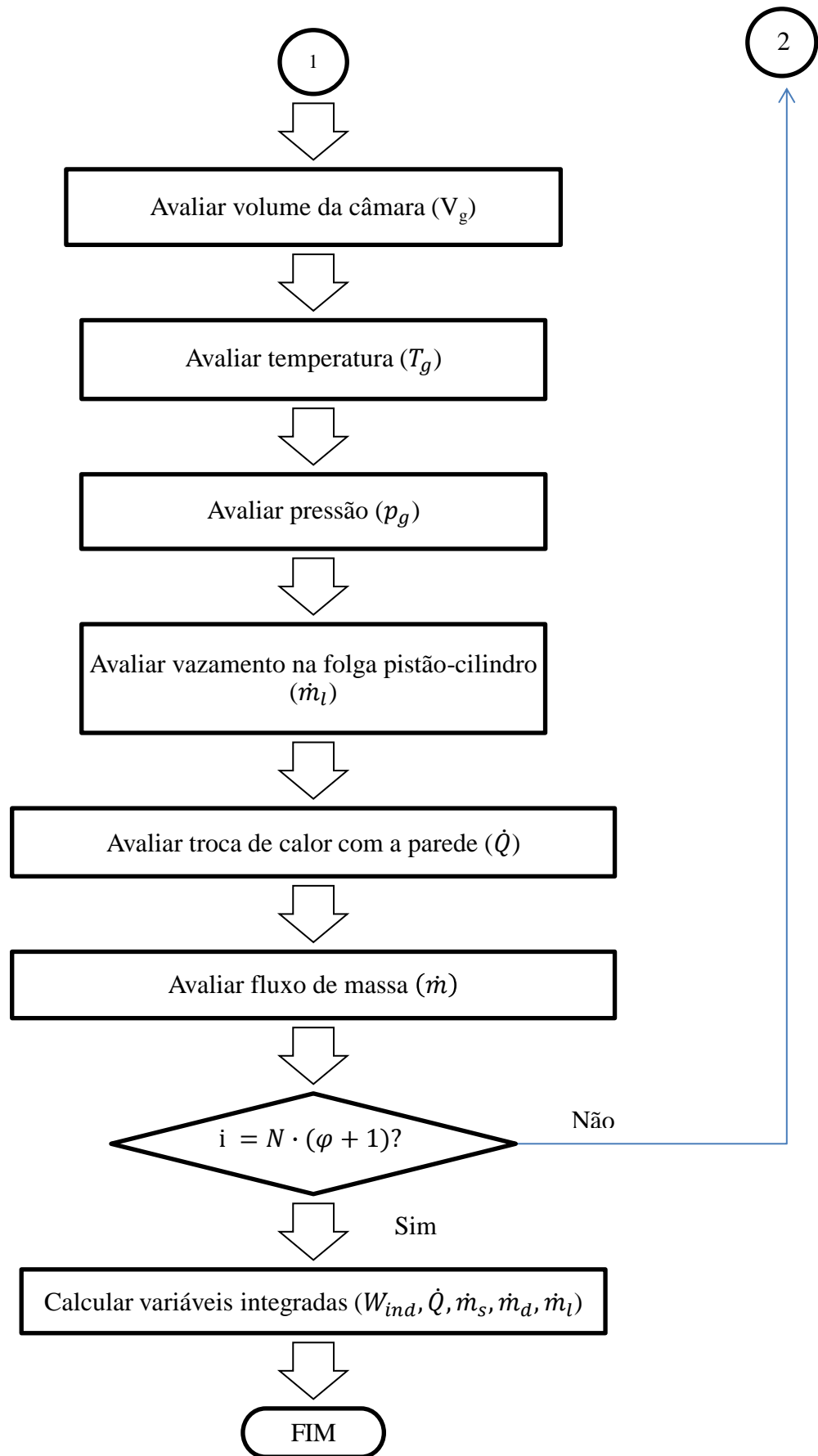




Figura 8 - Algoritmo de solução do MATLAB (conclusão).



### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos, iniciando-se pela verificação de erros de truncamento, uma etapa de validação e, finalmente, análises paramétricas para demonstrar a aplicabilidade do modelo. As análises paramétricas compreendem a avaliação dos efeitos da folga radial, do comprimento de contato entre pistão e cilindro e da relação curso/diâmetro do pistão sobre o desempenho termodinâmico do compressor.

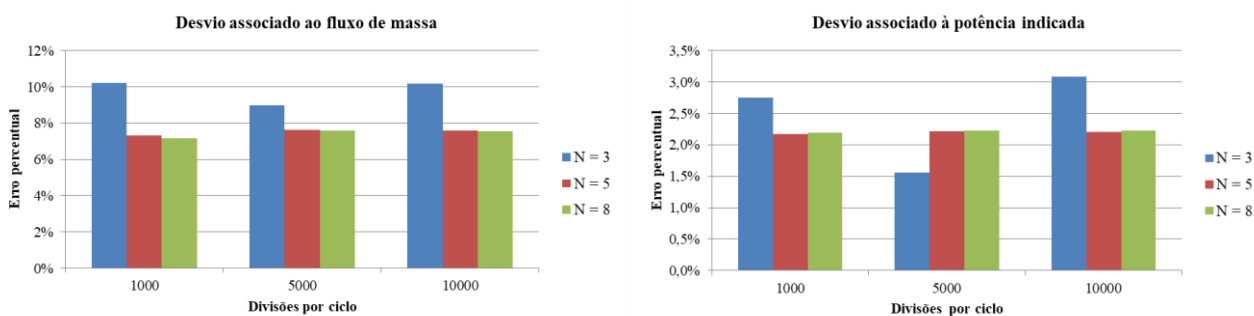
#### 3.1 ERRO DE TRUNCAMENTO

Uma análise preliminar foi conduzida para verificar o erro de truncamento associado à discretização temporal. Os parâmetros analisados foram o número de divisões por ciclo,  $\varphi$ , e o número total de ciclos,  $N$ , necessários para que o regime periodicamente estacionário seja atingido. O primeiro parâmetro determina o tamanho do passo de tempo,  $\Delta t$ , sendo este menor quanto maior o valor de  $\varphi$ :

$$\Delta t = \frac{1}{f \cdot \varphi} . \quad (27)$$

A Figura 9 ilustra o desvio percentual de vazão mássica e potência indicada entre as previsões do presente modelo e os dados experimentais apresentados por Diniz et al. (2018). As simulações foram realizadas na condição de operação estabelecida pelo par de temperaturas de evaporação e condensação iguais a  $-24,8\text{ °C}$  e  $45,6\text{ °C}$ , respectivamente (DINIZ et al., 2018), considerando três valores para  $\varphi$  (1000, 5000 e 10000) e três valores para  $N$  (3, 5 e 8). Observa-se que o desvio entre previsões e medições diminui sensivelmente quando o número de ciclos aumenta de 3 para 5, mas varia pouco se a quantidade de ciclos for elevada ainda mais (de 5 para 8). Por outro lado, o número de divisões influencia mais os resultados de vazão mássica do que potência indicada. Ainda assim, as variações não são tão impactantes, principalmente para  $\varphi > 5000$  ( $\Delta t \leq 4\ \mu\text{s}$ ). Com base nesses resultados, as simulações subsequentes foram realizadas considerando  $N = 5$  ciclos, e  $\varphi = 5000$  divisões.

Figura 9 - Desvio associado ao modelo de acordo com o número de ciclos e divisões por ciclo.



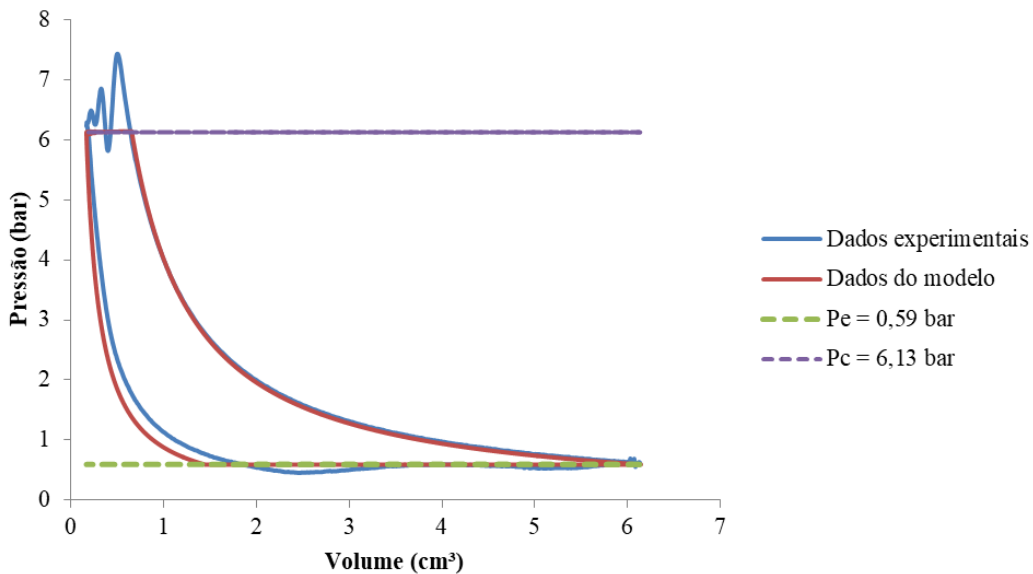
#### 3.2 VALIDAÇÃO DO MODELO

Nesta seção, os resultados obtidos com o modelo são comparados àqueles fornecidos por Diniz et al. (2018). Além das temperaturas de evaporação ( $T_e = -24,8\text{ °C}$ ) e condensação ( $T_c = 45,6\text{ °C}$ ), outros dados de entrada foram prescritos no modelo, extraídos do trabalho de Diniz et al. (2018): temperatura do gás na linha de sucção ( $T_e = 30,0\text{ °C}$ ), temperatura do gás

na câmara de sucção ( $T_{sc} = 48,0 \text{ °C}$ ), temperatura da parede do cilindro ( $T_w = 70,0 \text{ °C}$ ) e volume morto ( $V_m = 165 \text{ mm}^3$ ).

A Figura 10 mostra o diagrama p-V obtido via simulação e dados experimentais. A sobrepressão (valores de pressão acima da pressão de condensação) e a subpressão (valores de pressão abaixo da pressão de evaporação) durante os processos de sucção e descarga não são previstas pelo modelo, uma vez que a dinâmica de válvulas e o escoamento em filtros acústicos não foram modelados. Nota-se também que o modelo prevê uma expansão mais rápida do gás do que as medições indicam. Isso possivelmente está associado a um refluxo de gás (retorno de massa) ao final do processo de descarga, que retarda a redução da pressão no interior da câmara de compressão durante o processo de expansão.

Figura 10 - Diagrama p-V do modelo sobreposto ao experimental



Ao integrar as áreas delimitadas pelas curvas “Dados experimentais” e “Dados do modelo” exibidas na Figura 10, obtém-se os trabalhos líquidos de compressão do gás medido e previsto, respectivamente. A Tabela 1 mostra resultados de potência indicada, potências de sucção,  $\Delta\dot{W}_s$ , e descarga,  $\Delta\dot{W}_d$ , e vazão mássica disponibilizada pelo compressor. As potências de sucção e descarga correspondem às áreas de sobrepressão e subpressão do diagrama indicado multiplicadas pela frequência de operação. Elas fornecem uma medida da ineficiência dos processos de sucção e descarga.

A Tabela 1 indica que a vazão prevista pelo modelo é 7,5% maior que aquela medida. Essa diferença é devido à ausência de modelos para previsão de refluxos e vazamentos em válvulas. Mesmo prevendo um valor de vazão mássica superior aos dados experimentais, a potência indicada prevista pelo modelo é muito próxima do valor medido. Isso ocorre porque a vazão mássica prevista é maior, ao passo que as perdas em válvulas ( $\Delta\dot{W}_s$  e  $\Delta\dot{W}_d$ ) são praticamente nulas. Esses efeitos se equilibram, implicando em valores de potência indicada previsto e medido muito próximos.

Dada a simplicidade do modelo implementado, os desvios entre previsões e medições são satisfatórios e não comprometem as análises que serão realizadas a seguir.

Tabela 1 – Validação do modelo com dados experimentais.

	$p_e$	$p_c$	$\dot{W}_{ind}$	$\dot{m}$	$\Delta\dot{W}_s$	$\Delta\dot{W}_d$
Dados experimentais	0,59 bar	6,13 bar	34,0 W	0,93 kg/h	1,1 W	1,1 W
Resultados do modelo	0,59 bar	6,13 bar	34,7 W	1,00 kg/h	$\approx 0 W$	$\approx 0 W$
Desvio (%)	-	-	2,0	7,5	-	-

### 3.3 ANÁLISES PARAMÉTRICAS

Depois de validado o modelo, algumas análises paramétricas são propostas com o objetivo de avaliar o efeito da variação de parâmetros de projeto do compressor em seu desempenho, caracterizado pelas eficiências volumétrica e isentrópica.

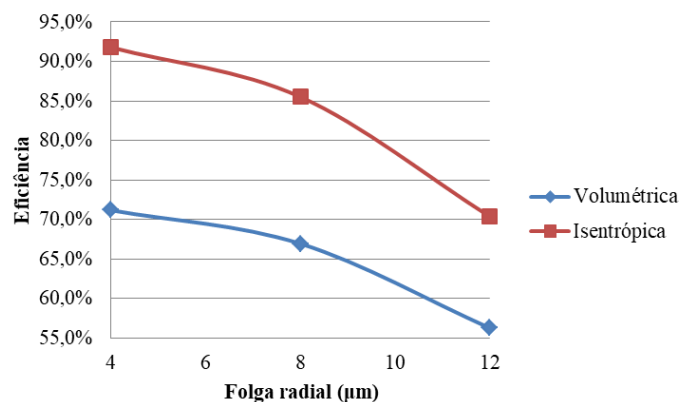
#### 3.3.1 Impacto da Folga Pistão-Cilindro ( $\delta$ )

A folga pistão-cilindro é um parâmetro importante no projeto de um compressor, pois afeta sensivelmente a vazão mássica bombeada por este e o consumo de energia. O compressor em análise possui uma folga radial pistão-cilindro de 8  $\mu\text{m}$ .

A Figura 11 apresenta resultados de eficiência volumétrica e isentrópica em função da folga, mediante alteração do diâmetro do cilindro. Nota-se que quanto menor o valor da folga, maiores são as eficiências volumétrica e isentrópica. Uma redução da folga de 8  $\mu\text{m}$  para 4  $\mu\text{m}$ , provoca aumentos de aproximadamente 4% na eficiência volumétrica e 6% na eficiência isentrópica, ao passo que um aumento na folga de 8  $\mu\text{m}$  para 12  $\mu\text{m}$  implica em reduções de 11% e 15% nas mesmas eficiências, respectivamente. Uma folga pequena corresponde a uma área de passagem pequena, limitando a quantidade de gás vazado durante o ciclo do compressor. Por consequência, o trabalho desperdiçado para comprimir a massa de gás que vaza também é reduzido.

Uma consequência adicional da redução da folga é o aumento da tensão de cisalhamento junto à superfície lateral do pistão, que eleva a potência total de acionamento do compressor. Esse efeito não foi modelado no presente trabalho, pois não está diretamente associado às perdas por compressão, mas sim às perdas mecânicas.

Figura 11 - Efeito da folga pistão-cilindro sobre o desempenho do compressor.

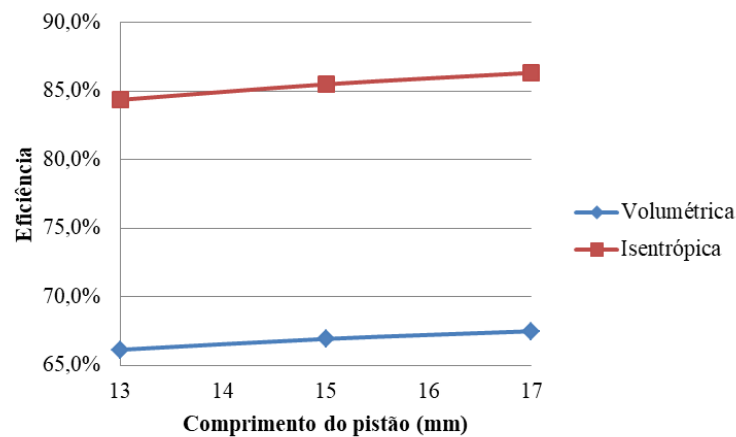


### 3.3.2 Impacto do Comprimento do Pistão (L)

O comprimento de contato pistão-cilindro (vide Figura 7) influencia no vazamento através da folga. A Figura 12 mostra resultados de eficiência volumétrica e isentrópica em função do comprimento de contato pistão-cilindro. Ao reduzir o comprimento de 15 mm para 13 mm, o modelo indica reduções de aproximadamente 0,7% na eficiência volumétrica e 1,1% na eficiência isentrópica. Ao aumentar o comprimento de 15 mm para 17 mm, observa-se que as mesmas eficiências são elevadas em 0,6% e 0,9%, respectivamente.

Os resultados obtidos fazem sentido, pois um maior comprimento de contato pistão-cilindro dificulta a passagem do escoamento no canal, reduzindo o vazamento, conforme a Equação (25). A exemplo da explicação fornecida na análise da folga radial, uma redução no vazamento é acompanhada de um aumento da eficiência isentrópica, pois uma menor quantidade de energia é dispendida para comprimir o fluido refrigerante vazado. Novamente, embora o atrito na folga pistão-cilindro não tenha sido modelado, este é afetado pelo comprimento de contato pistão-cilindro, o que afetaria também a potência total consumida pelo compressor.

Figura 12 - Influência do comprimento do pistão sobre o desempenho do compressor.



### 3.3.3 Análise Paramétrica S/D

O objetivo dessa análise é avaliar o desempenho termodinâmico do compressor à medida que a relação entre curso ( $S$ ) e diâmetro do pistão ( $D_{pis}$ ) é alterada, mas mantendo o mesmo deslocamento volumétrico ( $V_{sw}$ ), os mesmos diâmetros dos orifícios de sucção e descarga ( $D_s$  e  $D_d$ ) e a mesma folga radial pistão-cilindro ( $\delta = (D_{cil} - D_{pis})/2$ ). Ao modificar a relação  $S/D$ , o volume morto também sofre alteração, sendo incrementado com o aumento do diâmetro (e conseqüente redução do curso).

O afastamento mínimo,  $h$ , entre o pistão e a placa de válvulas (Figura 3) ocorre quando aquele se encontra no PMS e é obtido através da equação do volume morto para a condição de referência, considerando o volume entre o pistão e a placa de válvulas mais o volume de gás na válvula de descarga, resultando na seguinte expressão:

$$h = \frac{4}{\pi D_{cil}^2} \left( V_m - z \frac{\pi D_d^2}{4} \right) \quad (28)$$

em que  $z$  representa a espessura da placa de válvulas que aloja os orifícios de sucção e descarga. O valor de  $z$  foi estimado em 2 mm e o valor de  $h$  correspondente é 0,25 mm, o qual é mantido fixo para qualquer relação  $S/D$ , pois está condicionado à tolerância de fabricação. Uma vez determinado o valor de  $h$ , calcula-se o volume morto para todas as demais configurações  $S/D$  avaliadas, utilizando a Equação (28) escrita de forma explícita para  $V_m$ .

A Figura 13 apresenta resultados para eficiências volumétrica e isentrópica em função da relação  $S/D$ . Nota-se que ao variar  $S/D$  de 0,559 para 0,899, as eficiências volumétrica e isentrópica (curvas denominadas “Total” na Figura 13) aumentam em 4,6 (= 70,2% - 65,6%) e 1,2 (= 86,9% - 85,7%) pontos percentuais, respectivamente. Isso indica que o conjunto pistão-cilindro de menor diâmetro e maior curso apresenta melhor desempenho termodinâmico.

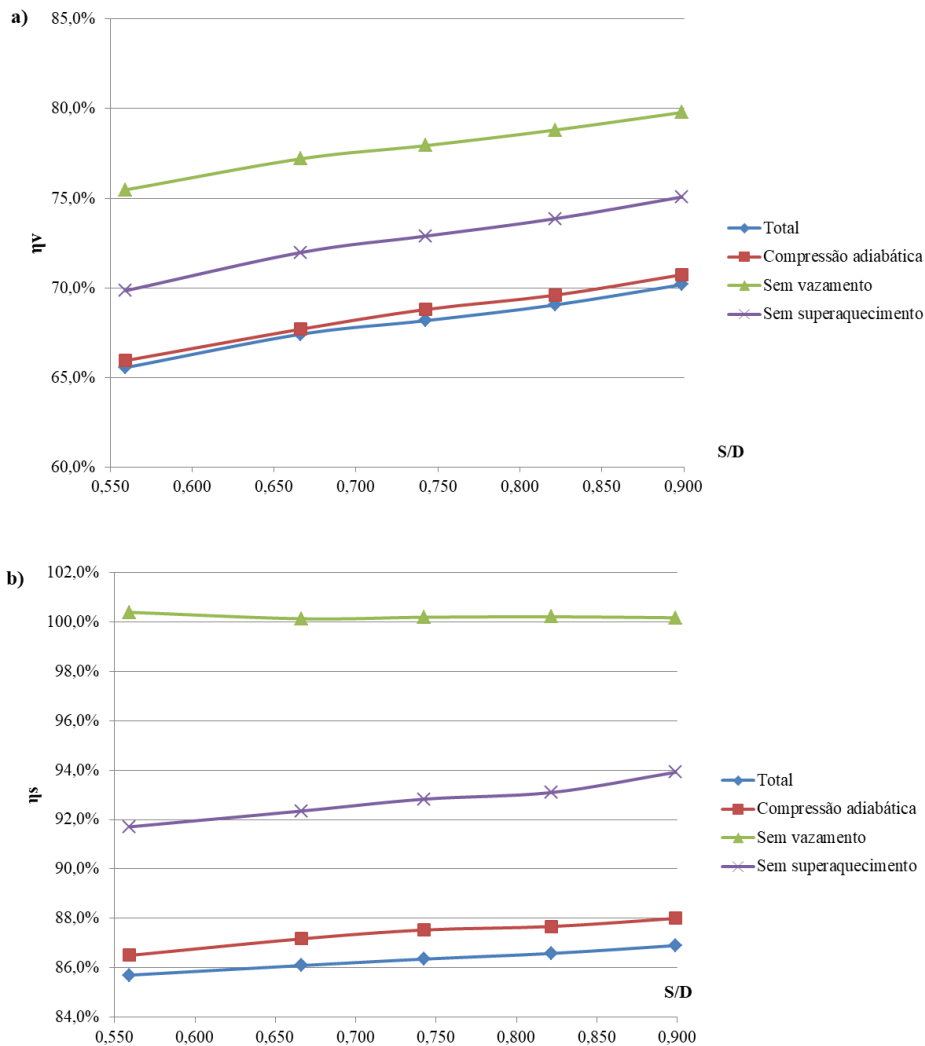
A fim de identificar os fatores que contribuem para essas variações, realizou-se uma estratificação das perdas. Primeiramente, simulações foram realizadas considerando todos os efeitos (Total). Em seguida, foram removidos a modelagem da transferência de calor na câmara de compressão (Compressão adiabática) e o superaquecimento a montante da câmara de compressão, ou seja, entre a linha de sucção e a válvula de sucção (Sem superaquecimento). Por fim, o modelo de vazamento na folga pistão-cilindro foi removido (Sem vazamento). Esses efeitos foram avaliados na sequência descrita e de forma acumulada.

Os resultados mostram que ao considerar compressão adiabática, uma variação de  $S/D$  entre 0,559 e 0,899 provoca variações de eficiências volumétrica e isentrópica semelhantes àquela observada para o caso “Total”. Um comportamento similar é observado quando o superaquecimento a montante também é removido. Isto é, as curvas “Compressão adiabática” e “Sem superaquecimento” são praticamente paralelas às curvas “Total”, indicando que o efeito do superaquecimento, seja durante a compressão ou anterior, varia pouco com a relação  $S/D$ . No entanto, o efeito do superaquecimento não deve ser desprezado na modelagem do ciclo do compressor, uma vez que afeta em aproximadamente 5 pontos percentuais a eficiência volumétrica e 6 pontos percentuais a eficiência isentrópica.

Ao remover o vazamento do modelo (Sem vazamento) e variar  $S/D$ , a eficiência volumétrica mostra uma tendência muito próxima das demais curvas, o que demonstra que o efeito do vazamento não sofre grande variação com  $S/D$ . Apesar disso, deve ser dito que o vazamento na folga pistão-cilindro é responsável por uma redução aproximada de 5 pontos percentuais na eficiência volumétrica. Logo, os efeitos de superaquecimento e vazamento combinados causam uma redução em torno de 10 pontos percentuais na eficiência volumétrica. O restante das perdas está associado à presença do volume morto, sendo este o efeito principal. Por exemplo, na configuração  $S/D = 0,666$  (caso referência), a eficiência volumétrica é 67,4%, e aumenta para 77,2% ao remover vazamento e superaquecimento, implicando que o efeito do volume morto é responsável por aproximadamente 22% da perda (= 100% - 77,2%). Finalmente, conclui-se que o aumento da eficiência volumétrica com o incremento de  $S/D$  é predominantemente afetado pela redução do volume morto.

A remoção do modelo de vazamento provoca ainda um aumento na eficiência isentrópica, que passa a valer 100% independentemente da relação  $S/D$ . Isso ocorre porque a variação do volume morto não afeta o trabalho de compressão, apenas a vazão mássica, impactando da mesma forma as potências isentrópica e indicada (vide Equação 3). Sendo assim, o aumento de 1,2 pontos percentuais na eficiência isentrópica, decorrente do incremento de  $S/D$  de 0,559 para 0,899, é causado por uma pequena redução do vazamento na folga pistão-cilindro, proveniente de uma diminuição da área de seção transversal da folga ( $= 0,25\pi(D_{cil}^2 - D_{pis}^2)$ ), mesmo mantendo a folga constante.

Figura 13 - Impacto das ineficiências da câmara de compressão sobre a) a eficiência volumétrica e b) a eficiência isentrópica.



#### 4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho consistiu na implementação de um modelo de simulação para um compressor alternativo hermético de refrigeração. O modelo é baseado em uma formulação integral e transiente das equações da conservação da massa e da energia aplicadas à câmara de compressão. Vazamento na folga pistão-cilindro e superaquecimento do fluido refrigerante foram considerados. Depois de implementado, o modelo foi validado com dados experimentais da literatura, comparando resultados globais de vazão mássica e potência indicada, bem como o próprio diagrama p-V do compressor. Ao final, o modelo foi utilizado para realização de análises paramétricas, com o objetivo de demonstrar sua aplicabilidade. Avaliou-se o efeito da folga radial pistão-cilindro, do comprimento de contato pistão-cilindro e da relação entre curso e diâmetro de pistão ( $S/D$ ) sobre o desempenho termodinâmico do compressor. Concluiu-se que as eficiências volumétrica e isentrópica aumentam com a redução da folga e aumento do comprimento de contato pistão-cilindro, pois essas alterações diminuem o vazamento. Foi observado também que, para a condição de operação analisada, a eficiência volumétrica é afetada majoritariamente pelo efeito do volume morto, e em menor proporção por

superaquecimento e vazamento. Assim, a redução do volume morto vinculada ao aumento de  $S/D$ , é o principal fator que provoca o aumento da eficiência volumétrica. Por outro lado, o aumento de eficiência isentrópica decorrente do incremento  $S/D$  está associado à redução de vazamento na folga pistão-cilindro.

## REFERÊNCIAS

ADAIR et al. **Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, p. 521-526. 1972.

ANNAND, W. J. D. **Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines**. Proceedings Institutions of Mechanical Engineers, 177, p. 973- 996. 1963.

ARORA, C. P. **Refrigeration and Air Conditioning**. Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, 3. ed., p. 962. 2009.

BELL et al. **Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp**. Industrial & Engineering Chemistry Research, p. 2498-2508. 2014.

BIRARI et al. **Use of CFD in Design and Development of R404a Reciprocating Compressor**. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper C072. 2006.

BORGES et al. **Transient simulation of household refrigerators: A semi-empirical quasi-steady approach**. Applied Energy, v. 88, p. 748 – 754, 2011.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

COULOMB et al. **The role of refrigeration in the global economy**. 29th Informatory Note on Refrigeration Technologies. IIR document. International Institute of Refrigeration: Paris, França, 2015.

DINIZ et al. **Experimental performance assessment of a hermetic reciprocating compressor operating in a household refrigerator under on–off cycling conditions**. International Journal of Refrigeration, v. 88, p. 587 – 598, 2018.

DINIZ, M. C. **Análise numérico-experimental de compressores alternativos em transientes periódicos típicos de refrigeradores domésticos**. Florianópolis, 2018. 260 p.

DUTRA, T. **Modelagem Integrada para Simulação de Compressores Alternativos Herméticos com Ênfase no Motor de Indução**. Florianópolis, 2016. 266 p.

EPE. **Nota Técnica DEA 26/14: Avaliação da Eficiência Energética e Geração Distribuída para os próximos 10 anos (2014-2023)**. Rio de Janeiro, 2014. 89 p. (Série Estudos de Demanda).



JANKOVIĆ et al. **Mathematical Model of a Complete Vapor Compression Refrigeration System with Helical Coil Evaporator Flooded in the Water.** Transactions Of Famena XI, Special Issue 1, 2016.

LILIE, D. E. B.; FERREIRA, R. T. S. **Evaluation of the Leakage through the Clearance between Piston and Cylinder in Hermetic Compressors.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, p. 1-6. 1984.

LINK, R.; DESCHAMPS, C. J. **Numerical Modeling of Startup Transients in Reciprocating Compressors.** International Journal of Refrigeration, v. 34, p. 1398-1414. 2011.

PEREIRA, E. L.; DESCHAMPS, C. J. **Influence of piston on effective areas of reed-type valves of small reciprocating compressors.** HVAC R Research, v. 17, n. 2, p. 218–230, 2011.

POSCH, et al. **Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor Using Numerical Methods.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, paper 1215. 2016.

RIGOLA et al. **Advanced Numerical Simulation Model of Hermetic Reciprocating Compressors: Parametric Study and Detailed Experimental Validation.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, p. 23-30. 2000.

SANTOS, C. J. **Efeito do Escoamento na Folga Pistão-Cilindro sobre a Eficiência de um Compressor Linear Operando sem Óleo Lubrificante.** Florianópolis, 2014. 136 p.

SILVA et al . **A new modeling strategy to simulate the compression cycle of reciprocating compressors.** 9th International Conference on Compressors and Coolants, 2017, Bratislava. IIR Compressors, 2017.

TAGLIAFICO et al. **A compact dynamic model for household vapor compression refrigerated systems.** Applied Thermal Engineering, v. 35, p. 1 – 8. 2012.

USSYK, M. S. **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos.** Florianópolis, 1984. 194 p.