4 Compressor Semi-hermético

4.1. Introdução

Os compressores semi-herméticos são constituídos por um bloco metálico de ferro fundido acomodando cilindro e motor elétrico. Dispõem de dois ambientes principais, alinhados na posição horizontal, de um lado, ficam os pistões interligados à outra câmara através do eixo virabrequim até, na outra extremidade, o motor (conjunto estator-motor). A sucção do gás se faz pelo espaço do motor elétrico, de forma que este seja resfriado pelo próprio gás de sucção. Desta forma, o gás refrigerante na forma de vapor escoa através do motor elétrico, mantendo a temperatura do rotor e do estator em níveis baixos. A lubrificação neste tipo de compressor é forçada, por meio da ação de uma bomba de óleo. O óleo, acumulado no carter, é succionado pela bomba, distribuindo-o pelos canais de lubrificação, chegando até os mancais, bielas e pinos dos pistões e retornando ao carter. Adicionalmente, este tipo de compressor possue sistemas de proteção contra alta pressão e alta temperatura do vapor de descarga. A Figura 4.1 apresenta um compressor semi-hermético com seus principais componentes.



Figura 4.1 – Compressor semi-hermético (Bitzer, 2010)

As vantagens dos compressores semi-herméticos, em comparação aos compressores herméticos, são: i) facilidade de reparação de diversas falhas mecânicas. ii) possibilidade de monitoração do óleo através de visor de vidro e iii) facilidade na troca do óleo. No presente capítulo, propõe-se a caracterização e simulação de dois compressores semi-herméticos para sistemas de refrigeração (baixa e média temperaturas), mediante um modelo semi-empírico baseado em princípios fundamentais de conservação de massa, energia e quantidade de movimentos, os quais serão validados mediante testes experimentais. A análise utilizada na modelagem e caracterização dos compressores é baseada na metodologia utilizada no estudo de compressores herméticos, descrita no capítulo anterior.

4.2. Revisão bibliográfica

Na literatura disponível existe um número limitado de trabalhos referentes especificamente à simulação de compressores semi-herméticos. Dentre os quais podem-se citar os seguintes.

Hiller e Glicksman (1976) desenvolveram um modelo de simulação global para compressores hermético e semi-herméticos, utilizando como dados de entrada parâmetros de queda de pressão na sucção e descarga, e eficiências isentrópica e volumétrica. O modelo é usado para avaliar os efeitos da variação da capacidade de refrigeração, fenômenos de transferência de calor e o desempenho global do compressor.

Grace e Tassou (2000) simularam um compressor semi-hermético como parte de um "*chiller*" operando com refrigerantes HFC (R407c, R404A, R507a, R134a) comparados ao R22. O compressor foi dividido em um número de volumes de controle para os quais as equações fundamentais forma aplicadas. Neste modelo de simulação semi-empírico, a vazão mássica foi estimada em função da eficiência volumétrica e os efeitos de queda de pressão não são considerados.

Mackensen et al. (2002) empregaram um modelo de simulação semiempírico global, isto é, não levaando em conta os fenômenos de transferência de calor e queda de pressão nos componentes internos do compressor. Foram testados nove compressores semi-herméticos operando com R22 e R134a. No modelo de simulação foi considerado um processo de compressão politrópico para calcular a vazão mássica de refrigerante. Também foram considerados três parâmetros empíricos para a caracterização destes compressores.

Rigola et al. (2006) também apresentam um modelo de simulação para compressores semi-herméticos baseados em modelo originalmente desenvolvido para compressores hermético. Este último modelo estuda a troca de calor entre o gás refrigerante recirculante na carcaça (à pressão de sucção) e os componentes do compressor hermético (paredes externas do cilindro, e motor elétrico). A maior dificuldade de utilização destes modelos é que precisam de um conhecimento detalhado da geometria interna do compressor a ser estudado.

Sánchez et al. (2010) desenvolveram um modelo de simulação empírica, baseados em curvas características das eficiências volumétrica e isentrópica obtidas a partir de testes calorimétricos. Este modelo não leva em conta fenômenos de transferência de calor e queda de pressão que ocorrem entre o refrigerante e as passagens internas do compressor.

Bin Yang et al. (2012) apresentaram um modelo de simulação de compressores semi-herméticos operando com CO_2 . O modelo possui três submodelos que estudam a geometria e cinemática, processo de compressão e perdas elétricas e mecânicas. Foram desenvolvidos testes experimentais para avaliar a de vazão mássica do fluido refrigerante e o consumo de energia, obtendo-se erros entre, previsão e medidos, de 4,0% e 6.4%, respectivamente.

No presente trabalho é desenvolvido um modelo de simulação semiempírico de compressores alternativos do tipo semi-herméticos para aplicações de baixa e média temperatura operando com a mistura azeotrópica R404A. O modelo baseia-se nas equações fundamentais e utiliza parâmetros empíricos obtidos a partir de testes experimentais em um sistema de refrigeração comercial. O compressor é dividido em sete volumes de controle: o gás escoando no interior da carcaça, câmara de sucção, cilindro de compressão, motor elétrico, câmara de descarga e bloco metálico (massa metálica das câmaras de sucção, de descarga e o cilindro de compressão). Aqueles parâmetros permanecem, teoricamente, constantes no modelo de simulação, permitindo calcular as condições de operação do compressor quando novos fluidos refrigerantes foram simulados. Cumpre mencionar que tal procedimento não foi explorado por nenhum dos trabalhos mencionados anteriormente.

4.3. Modelo matemático

4.3.1. Volumes de controle

A Figura 4.2 apresenta os seguintes volumes de controle que constituem o compressor semi-hermético, com seus respectivos processos: global (1-5), o volume ocupado pelo gás escoando no interior da carcaça (1-2), a câmara de sucção (2-3), o cilindro de compressão (3-4), o motor elétrico, a câmara de descarga (4-5) e o bloco metálico (massa metálica das câmaras de sucção, de descarga e o cilindro de compressão) utilizados na análise do compressor semi-hermético, e para os quais foram aplicadas as equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento.



Figura 4.2 - Volumes de controle do compressor semi-hermético.

4.3.2. Balanço de energia

Aplica-se, a seguir, o principio de conservação de energia para os diversos volumes de controle.

 a) Volume de controle global: é definido pela carcaça do compressor semi-hermético. A Figura 4.3 apresenta o balanço de energia aplicado ao volume de controle global.



Figura 4.3 – Volume de controle global do compressor semi-hermético.

A equação do balanço de energia aplicado ao volume de controle global é:

$$\dot{E} - \dot{Q}_{ca} = \dot{m}_r (h_5 - h_1)$$
 (4.1)

onde :

 \dot{E} : Consumo de energia elétrica [kW]

 \dot{Q}_{ca} : Taxa de transferência de calor da carcaça para o meio ambiente [kW]

- h_5 : Entalpia específica do gás na saída do compressor [kJ/kg]
- h_1 : Entalpia específica do gás na entrada do compressor [kJ/kg]

A taxa de transferência de calor entre a carcaça do compressor e o meio ambiente é expressa pela equação (4.2).

$$Q_{ca} = \alpha A_{ar} (T_{ca} - T_a) \tag{4.2}$$

onde αA_{ar} é condutância global e T_a é a temperatura do meio ambiente. A temperatura da carcaça é tomada como média de três temperaturas em posição de medidas

$$T_{ca} = \frac{T_{ca,s} + T_{ca,i} + T_{ca,l}}{3}$$
(4.3)

onde :

 T_{ca} : Temperatura da carcaça [°C]

 $T_{ca,s}$: Temperatura da carcaça superior [°C]

 $T_{ca,i}$: Temperatura da carcaça inferior [°C]

 $T_{ca,l}$: Temperatura da carcaça lateral [°C]

b) Volume de controle do gás escoando no interior da carcaça: o gás refrigerante no interior da carcaça troca calor com o bloco metálico (câmaras de sucção, de descarga e o cilindro de compressão) e o motor elétrico. A Figura 4.4 mostra o volume de controle do gás refrigerante.



Figura 4.4 – Volume de controle do gás escoando no interior da carcaça do compressor semi-hermético.

O balanço de energia aplicado ao volume de controle do gás escoando no interior da carcaça é expresso pela equação:

$$\dot{Q}_{pe} + \dot{Q}_{pm} + \dot{Q}_{w} = \dot{m}_{r} (h_{2} - h_{1}) + \dot{Q}_{ca}$$
 (4.4)

onde :

 \dot{Q}_{pe} : Perdas elétricas [kW]

 Q_{nm} : Perdas mecânicas [kW]

- Q_w : Taxa de transferência de calor do bloco metálico [kW]
- h_2 : Entalpia específica na entrada da câmara de sucção [kJ/kg]

A equação 4.5, define o parâmetro δ , que representa, como no compressor hermético, a fração do gás refrigerante que escoa no interior da carcaça do compressor, resfriando o motor elétrico e trocando calor com o bloco metálico.

$$\delta = \frac{\dot{m}_{rx}}{\dot{m}_r} \tag{4.5}$$

Quando o valor de δ for igual a 1, o fluido refrigerante passa diretamente para a câmara de sucção, e quando δ for nulo, o fluido escoa, em sua totalidade, pela carcaça do compressor.

A Figura 4.5 visualiza o volume de controle do gás refrigerante baseado na fração gás que escoa diretamente para a câmara de sucção e na fração do gás que escoa por inteiro da carcaça, resfriando o motor elétrico.



Figura 4.5 – Volume de controle da distribuição do gás no interior da carcaça do compressor semi-hermético

Aplicando as equações de balanço de energia e de massa no volume de controle na Figura 4.5, tem-se:

$$\dot{m}_{rx}h_1 + \dot{m}_{ry}h_y = \dot{m}_rh_2$$
(4.6)

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{rx} + \dot{m}_{ry} \tag{4.7}$$

onde :

- \dot{m}_{rr} : Vazão mássica que passa direto para a câmara de sucção [kg/h]
- \dot{m}_{rv} : Vazão mássica escoando no interior da carcaça [kg/s]
- h_v : Entalpia específica do gás escoando no interior da carcaça [kJ/kg]

Substituindo a equação (4.7) em (4.6), tem-se a seguinte expressão:

$$\dot{m}_{ry} = (1 - \delta)\dot{m}_r \tag{4.8}$$

c) Volume de controle da câmara de sucção: O volume de controle da câmara de sucção é apresentado na figura 4.6.



Figura 4.6 – Volume de controle da câmara de sucção do compressor semi-hermético.

Aplicando o balanço de energia no volume de controle da câmara de sucção, tem-se:

$$Q_{23} = \dot{m}_r (h_3 - h_2) \tag{4.9}$$

onde :

 $\dot{Q}_{_{23}}\,$: Taxa de transferência de calor na passagem 2-3 [kW]

- h_3 : Entalpia específica na saída da câmara de sucção [kJ/kg]
 - d) **Volume de controle do cilindro de compressão:** A Figura 4.7 apresenta o volume de controle para o cilindro de compressão.



Figura 4.7 – Volume de controle do cilindro de compressão do compressor semi-hermético.

A equação utilizada no balanço de energia é:

$$\dot{P}_m - \dot{Q}_{34} = \dot{m}_r (h_4 - h_3)$$
 (4.10)

onde:

 \dot{Q}_{34} : Taxa de transferência de calor no cilindro de compressão [kW]

 \dot{P}_m : Potência de compressão [kW]

 h_4 : Entalpia específica na saída do cilindro de compressão [kJ/kg]

 e) Volume de controle do motor elétrico: A Figura 4.8 apresenta o volume de controle para motor elétrico.



Figura 4.8 – Volume de controle do motor elétrico do compressor semihermético.

A equação do balanço de energia no volume de controle do motor elétrico é:

$$\dot{E} = \dot{Q}_{pe} + \dot{P}_{eixo} \tag{4.11}$$

onde:

- \dot{Q}_{pe} : Perdas elétricas do motor [kW]
- \dot{P}_{eixo} : Potência no eixo do motor [kW]

A potência no eixo pode ser calculada a partir do consumo de energia e da eficiência elétrica η_e :

$$\dot{P}_{eixo} = \dot{E}\eta_e \tag{4.12}$$

A potência empregada no cilindro de compressão pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$\dot{P}_m = \dot{E}\eta_e\eta_m \tag{4.13}$$

As perdas mecânicas \dot{Q}_{pm} são calculadas pela equação:

$$\dot{Q}_{pm} = \dot{P}_{eixo} - \dot{P}_m \tag{4.14}$$

 f) Volume de controle da câmara de descarga: O volume de controle da câmara de descarga é representado pela Figura 4.9.



Figura 4.9 – Volume de controle da câmara de descarga do compressor semi-hermético.

A equação do balanço de energia para o volume de controle na Figura 4.9 é:

$$Q_{45} = \dot{m}_r (h_4 - h_5) \tag{4.15}$$

onde:

- \dot{Q}_{45} : taxa de transferência de calor na passagem 4-5 [kW]
- h_5 : Entalpia específica na saída da câmara de descarga [kJ/kg]
 - g) Volume de controle do bloco metálico: A figura 4.10 apresenta o bloco metálico constituído pela câmara de sucção, descarga e o cilindro de compressão.



Figura 4.10 – Volume de controle do bloco metálico do compressor semihermético.

Aplicando-se o balanço de energia ao volume, tem-se a equação:

$$\dot{Q}_{23} + \dot{Q}_{w} - \dot{Q}_{34} - \dot{Q}_{45} = 0$$
 (4.16)

4.3.3. Equações de transferência de calor

A metodologia utilizada para descrever os processos de transferência de calor entre o fluido refrigerante no estado vapor e as superfícies sólidas no interior do compressor semi-hermético, foi apresentada no capitulo 3, onde adotou-se a equação do Dittus-Boelter (1930) em função dos números adimensionais de Nusselt, Prandtl e Reynolds. Portanto, por analogia, a taxa de transferência de calor para cada um dos volumes descritos anteriormente pode ser aproximada a:

a) Câmara de sucção:

$$\dot{Q}_{23} = CH_{23}\dot{m}^{0.8}k_2^{0.667}c_{p2}^{0.333}\mu_2^{-0.467}(T_w - T_2)$$
(4.17)

onde :

 CH_{23} : Parâmetro característico da câmara de sucção $[m^{0,2}]$

 T_w : Temperatura da parede do bloco metálico [°C]

 T_2 : Temperatura do fluido na entrada da câmara de sucção [°C]

b) Câmara de descarga:

$$\dot{Q}_{45} = CH_{45}\dot{m}^{0.8}k_4^{0.667}c_{p4}^{0.333}\mu_4^{-0.467}(T_4 - T_w)$$
(4.18)

onde :

 CH_{45} : Parâmetro característico da câmara de descarga [m^{0,2}]

- T_4 : Temperatura do fluido na entrada da câmara de descarga [°C]
 - c) Cilindro de compressão: o coeficiente convectivo de transferência de calor, e calculado pelo modelo de Hamilton (1974), levando a:

$$\dot{Q}_{34} = CH_{34}\dot{m}^{0,8}k_{34}^{0,4}c_{p34}^{0,6}\mu_{34}^{-0,2}(T_{m34} - T_w)$$
(4.19)

onde :

 CH_{34} : Parâmetro característico do cilindro de compressão [m^{0,2}]

 T_{m34} : Temperatura média do fluido no cilindro de compressor [°C]

As propriedades termodinâmicas de condutividade térmica, calor específico e viscosidade média $(k_{45}, c_{p45}, \mu_{45})$ do fluido no cilindro de compressão, são calculados a partir de valores médios. A temperatura do gás no interior do cilindro de compressão pode ser calculada pela equação:

$$T_{m34} = \frac{T_3 + T_4}{2} \tag{4.20}$$

d) O bloco metálico:

$$\dot{Q}_{w} = CH_{12}\dot{m}_{y}^{0.8}k_{y}^{0.4}c_{py}^{0.6}\mu_{y}^{-0.2}(T_{w} - T_{y})$$
(4.21)

onde :

 CH_{12} : Parâmetro característico do bloco metálico [m^{0,2}]

As propriedades termodinâmicas (k_y, c_{py}, μ_y) são estimadas em função da pressão e temperatura do gás escoando na carcaça do compressor.

4.3.4. Equações de queda de pressão

A queda de pressão nas passagens internas do compressor semi-hermético, só leva em conta as perdas de pressão devido ao atrito e à variação do momentum, seguindo a metodologia utilizada na análise do compressor hermético, apresentada no capítulo 3. As equações de queda de pressão para cada um dos volumes de controle são:

a) Câmara de sucção:

$$P_2 - P_3 = CP_{23} \frac{\dot{m}_r^2}{\rho_2}$$
(4.22)

b) Câmara de descarga:

$$P_4 - P_5 = CP_{45} \frac{\dot{m}_r^2}{\rho_4}$$
(4.23)

onde:

 CP_{23} : Parâmetro característico de queda de pressão na câmara de sucção $[m^{-4}]$.

 CP_{45} : Parâmetro característico de queda de pressão na câmara de descarga $[m^{-4}]$.

4.3.5. Eficiências volumétrica e isentrópica

As eficiências volumétrica, η_{v15} , e isentrópica, η_{s15} , do compressor semihermético são avaliadas, na parte externa, em função da pressão e temperatura na sucção e descarga ($P_1, T_1 \ e \ P_5, T_5$), Igualmente, na parte interna são calculadas em função das condições de operação na entrada e saída do cilindro de compressão ($P_3, T_3 \ e \ P_4, T_4$). São expressas pelas seguintes equações:

a) Eficiência volumétrica externa η_{v15} :

$$\eta_{v15} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_1 V_d N} \tag{4.24}$$

b) Eficiência volumétrica no cilindro de compressão η_{v34} :

$$\eta_{v34} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_3 V_d N} \tag{4.25}$$

onde ρ_1, ρ_3 são as massas específicas do fluido refrigerante na sucção do compressor e a sucção do cilindro de compressão, respectivamente, e V_d é o deslocamento volumétrico do compressor (isto é, a cilindrada, dado fornecido pelo fabricante).

c) Eficiência isentrópica externa η_{s15} :

$$\eta_{s15} = \frac{h_{5s} - h_1}{h_5 - h_1} \tag{4.26}$$

onde $h_1 e h_5$ são as entalpias específicas em função das condições de operação na sucção e descarga (externas), h_{5s} é a entalpia específica isentrópica, que

representa a mudança de estado do fluido refrigerante durante um processo de compressão adiabático entre os pontos 1 e 5.

d) Eficiência isentrópica no cilindro de compressão η_{s34} :

$$\eta_{s34} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \tag{4.27}$$

onde $h_3 e h_4$ são as entalpias específicas em função das condições de operação na sucção e descarga do cilindro de compressão, h_{4s} é a entalpia específica isentrópica, que representa a mudança de estado do fluido refrigerante durante um processo de compressão adiabático entre os pontos 3 e 4.

4.4. Exergia

4.4.1.Balanço de exergia

Utilizando a metodologia para a análise de exergia descrita no capítulo 3, procede-se à aplicação do balanço de exergia nos componentes internos do compressor semi-hermético. Avalia-se, desta forma, a destruição da exergia devido às irreversibilidades que acontecem quando o compressor opera com distintos fluidos refrigerantes.

a) Balanço de exergia global no compressor semi-hermético:



Figura 4.11 – Balanço de exergia no compressor semi-hermético.

A transferência de exergia por calor, trabalho e massa é representada pelas equações seguintes:

$$\psi_1 - \psi_5 + \frac{\dot{E}}{\dot{m}_r} - \frac{\dot{Q}_{ca}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_a}{T_{ca}} \right) - x_{des,comp} = 0$$
 (4.28)

$$\psi_{1} = (h_{1} - h_{o}) - T_{o}(s_{1} - s_{o})$$
(4.29)

$$\psi_{5} = (h_{5} - h_{o}) - T_{o}(s_{5} - s_{o})$$
 (4.30)

onde:

 ψ_1 : exergia específica do fluido na entrada do compressor [kJ/kg].

 ψ_5 : exergia específica do fluido na saída do compressor [kJ/kg].

 $x_{des,comp}$: exergia destruída no compressor [kJ/kg].

b) Balanço de exergia na câmara de sucção:



Figura 4.12 – Balanço de exergia na câmara de sucção no compressor semihermético.

A transferência de exergia por calor e massa é representada pela seguinte equação:

$$\psi_2 - \psi_3 + \frac{\dot{Q}_{23}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_y}{T_w} \right) - x_{des,cs} = 0$$
 (4.31)

$$\psi_2 = (h_2 - h_o) - T_o(s_2 - s_o)$$
 (4.32)

$$\psi_{3} = (h_{3} - h_{o}) - T_{o}(s_{3} - s_{o})$$
(4.33)

onde:

 ψ_2 : exergia específica do fluido na entrada da câmara de sucção [kJ/kg].

 ψ_3 : exergia específica do fluido na saída da câmara de sucção [kJ/kg].

x_{des,ms}: exergia destruída na câmara de sucção [kJ/kg].

c) Balanço de exergia no cilindro de compressão:



Figura 4.13 – Balanço de exergia no cilindro de compressão no compressor semihermético.

A transferência de exergia por calor, trabalho e massa é representada pela equação:

$$\psi_{3} - \psi_{4} + \frac{\dot{P}}{\dot{m}_{r}} - \frac{\dot{Q}_{34}}{\dot{m}_{r}} \left(1 - \frac{T_{y}}{T_{w}} \right) - x_{des,cc} = 0$$
(4.34)

$$\psi_{3} = (h_{3} - h_{o}) - T_{o}(s_{3} - s_{o})$$
(4.35)

$$\psi_{4} = (h_{4} - h_{o}) - T_{o}(s_{4} - s_{o})$$
 (4.36)

onde:

 ψ_3 : exergia específica do fluido na entrada do cilindro de compressão

 ψ_4 : exergia específica do fluido na saída do cilindro de compressão [kJ/kg].

 $x_{des,cc}$: exergia destruída no cilindro de compressão [kJ/kg].

d) Balanço de exergia no motor elétrico:



Figura 4.14 – Balanço de exergia no motor elétrico no compressor semihermético.

 $\frac{\dot{E}}{\dot{m}_{r}} - \frac{\dot{Q}_{pe}}{\dot{m}_{r}} \left(1 - \frac{T_{y}}{T_{w,m}} \right) - \frac{P_{eixo}}{\dot{m}_{r}} - x_{des,me} = 0$ (4.37)

onde:

 $x_{des,me}$: exergia destruída no cilindro de compressão [kJ/kg].

 $T_{w,m}$: Temperatura da parede do motor elétrico [°C].

e) Balanço de exergia no eixo:



Figura 4.15 – Balanço de exergia do eixo no compressor semi-hermético.

$$\frac{\dot{P}_{eixo}}{\dot{m}_r} - \frac{\dot{Q}_{pm}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_y}{T_w}\right) - \frac{\dot{P}_m}{\dot{m}_r} - x_{des,eixo} = 0$$
(4.38)

onde:

 $x_{des.eixo}$: exergia destruída no eixo [kJ/kg].

f) Balanço de exergia na câmara de descarga:





$$\psi_4 - \psi_5 - \frac{\dot{Q}_{45}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_y}{T_w} \right) - x_{des,cd} = 0$$
 (4.39)

$$\psi_{4} = (h_{4} - h_{o}) - T_{o}(s_{4} - s_{o})$$
(4.40)

$$\psi_{5} = (h_{5} - h_{o}) - T_{o}(s_{5} - s_{o})$$
(4.41)

onde:

 ψ_4 : exergia específica do fluido na entrada da câmara de descarga [kJ/kg].

 ψ_5 : exergia específica do fluido na saída da câmara de descarga [kJ/kg].

 $x_{des,cd}$: exergia destruída na câmara de descarga [kJ/kg].

4.5. Aparato experimental

4.5.1. Descrição do sistema de refrigeração

Os ensaios experimentais com diferentes fluidos refrigerantes foram realizados em um sistema de refrigeração por compressão de vapor. A distribuição dos componentes do sistema, câmara frigorífica (indoor), câmara de ar externo

(outdoor), transdutores de pressão, termopares e o medidor da vazão mássica é apresentada na Figura 4.17.



Figura 4.17 – Sistema de refrigeração comercial por compressão de vapor.

O evaporador, dispositivo responsável pela absorção do calor da câmara frigorífica (indoor), é do tipo tubo-aleta de convecção forçada de ar, para aplicações de alta, média e baixa temperaturas. O trocador de calor pode utilizar como fluido refrigerante sustâncias puras (R12, R22, R134a) e misturas azeotrópicas (R404A, R407A, R407B, R407C, R502, R507). Na Figura 4.18, pode-se observar o evaporador utilizado no sistema.



Figura 4.18 – Evaporador do tipo tubo e aleta de convecção forçada.

O condensador, dispositivo responsável pela rejeição de calor do sistema para o meio ambiente (outdoor), é do tipo tubo e aleta de convecção forçada de ar, para aplicações de alta, média e baixa temperaturas, podendo operar com os fluidos refrigerantes R22, R134a (sustâncias puras) e os fluidos R404A, R507, R502. A Figura 4.19, apresenta o tipo de condensador utilizado no sistema.



Figura 4.19 - Condensador do tipo tubo e aleta de convecção forçada.

A válvula de expansão, é o dispositivo que tem a função de medir e modular até certo ponto o fluxo de refrigerante da linha de líquido para o evaporador mantendo um equilíbrio entre o efeito de refrigeração e a carga térmica do espaço condicionado. Mantém também, a diferença de pressão entre os lados de alta e baixa do sistema de refrigeração. No sistema de refrigeração apresentado na Figura 4.17, há a possibilidade de se escolher uma válvula de expansão termostática (TXV) ou uma válvula de expansão eletrônica (EEV). As Tabelas 4.1 e 4.2 apresentam as características das válvulas de expansão utilizada no sistema.

	Válvula de expansão termostática - Sporlan					
	Temperatura de Evaporação	Capacidade (kW)	Modelo da válvula			
LT/MT	-6,7/-3,8 °C	5,97				
	-12,22 °C	5,85	EGSE-1-1/2-SC			
	-17,77 °C	5,67				
	-23,33 °C	5,44	EGSE-1-1/2-ZP			
	-28,88 °C	5,08				
	-34,44 °C	4,72	EGSE-2-ZP			
	-40 °C	4,30				

Tabela – 4.1 Especificações da válvula TXV.

Tabela – 4.2 Especificações da válvula EEV.

Válvula de expansão eletrônica - Sporlan				
Tipo de motor	2 fases			
Compatibilidade com fluidos refrigerantes	Todos os CFCs, HCFCs e HFCs incluído o R410A.			
Voltagem	12 volts DC, -5%, +10% na medida da válvula.			
Resistência	100 ohms			
Temperatura de operação	-45°C até 60°C			

Adicionalmente, o sistema conta com os seguintes dispositivos: i) acumulador de líquido na linha da sucção com o objetivo de conter quantidades de refrigerante no estado líquido que podem eventualmente retornar ao compressor, danificando válvulas, pistão e bielas. ii) separador de líquido operando como um sistema de proteção do compressor, pois retém o líquido e o óleo lubrificante, fazendo-o retornar ao compressor em quantidades calibradas, e iii) recipiente de liquido instalado na linha de liquido entre o condensador e a válvula de expansão. O sistema de refrigeração apresentado na Figura 4.16 possui a vantagem de permitir a mudança de alguns dos componentes da configuração do sistema de refrigeração. A primeira alternativa é a troca do compressor semihermético em função de sua aplicação, permitindo, portanto, que o compressor seja de baixa pressão de retorno (LBP) ou de pressão média de retorno (MBP). A segunda possibilidade é a modificação da linha de líquido na saída do condensador, onde o sistema, ou pode utilizar o recipiente de líquido horizontal ou vertical, ou também pode operar com uma conexão direta até o dispositivo de expansão. A terceira alternativa é a possibilidade de escolha por uma válvula de expansão termoestática (TXV) ou eletrônica (EEV). Finalmente, quarta alternativa, tem-se a opção de se aumentar o comprimento da linha de sução, mediante o uso de uma extensão chamada "*Riser*".

4.5.2. Instrumentação

A aquisição de dados experimentais no sistema de refrigeração com diferentes fluidos refrigerantes é constituída de um computador, uma placa de aquisição de dados, transdutores de pressão, termopares e medidor de vazão.

A distribuição dos transdutores de pressão e termopares é visualizada na Figura 4.17. A medição da temperatura foi feita por termopares do tipo T conectados a uma unidade de aquisição de dados (Agilent 34970A).

Para a medição da pressão utilizaram-se transdutores de pressão com faixas de operação de 0 a 300 psia (0 a 2068 kPa) para monitorar as pressões na entrada e saída do evaporador e a linha de sucção no compressor, e transdutores na faixa de 0 a 500 psia (0 a 3447 kPa) para alta pressão na entrada e saída do condensador e a linha de descarga no compressor. Estes dispositivos são conectados a uma unidade de aquisição de dados.

A medição da vazão de massa do fluido foi efetuada por um medidor tipo coriolis, que tem como característica importante não ser influenciado pela massa específica, pressão ou viscosidade do fluido. A Tabela 4.3 mostra os instrumentos de medição com sua respectiva incerteza, utilizados no sistema de refrigeração.

Medida	Instrumento	Fabricante modelo	Faixa	Precisão
Temperatura	Termopar Tipo "T"	Omega	-20°C ate 125°C	±0,2 °C
Pressão (absoluta)	Transdutor de pressão	Honeywell TJE	0-300 psia 0-500 psia	0,1% FS
Densidade liquida do refrigerante	Medidor de fluxo tipo Corilis.	Micromotion CMF025	0-3 g/cc	0,0005 g/cc

Tabela 4.3 – Instrumentação do sistema de refrigeração.

4.5.3. Especificações dos compressores semi-herméticos

Dois compressores semi-herméticos marca Copeland foram utilizados no sistema de refrigeração comercial. O primeiro compressor é empregado em sistemas de refrigeração de baixa temperatura (temperatura de evaporação de - 35°C até -10°C). O segundo é utilizado para sistemas de refrigeração de média temperatura (temperatura de evaporação de -10 °C até -5 °C).

Tabela 4.4 – Especificações dos compressores semi-herméticos.

Modelo	Temperatura de aplicação	Voltagem (V) / fase	Fluido Refrigerante ou mistura	Potência (W)	Deslocamento volumétrico (m3/s)
2DF3-0300-TFC	Baixa	208/230-3	R404A R502	2237,1	0,00714
KAKA-020A- TAC	Media	208/230-4	R404A, R12, R22, R134a	1491,4	0,00201

A Tabela 4.4 mostra as principais especificações dos compressores semihérmetico. A Figura 4.20 apresenta os compressores semi-herméticos utilizados no presente estudo.



Figura 4.20 – Compressores semi-herméticos: (a) baixa temperatura (b) média temperatura.

4.5.4. Procedimento dos testes experimentais

Para a aquisição de dados experimentais do sistema de refrigeração operando com diferentes fluidos refrigerantes e misturas, foi necessário estabelecer condições de operação em função do controle da temperatura da câmara frigorífica T_{indoor} (indoor), baseadas nas temperaturas médias de conservação de alimentos como carnes, leite, vegetais (ASHRAE, 2010) e na temperatura da câmara de ar externo $T_{outdoor}$ (outdoor), em função da temperatura média anual da estação de verão e inverno nos USA (NOAA). As tabelas 4.5 e 4.6 estabelecem a matriz dos testes experimentais utilizados na avaliação de desempenho dos compressores semi-herméticos.

Tabela 4.5 – Temperatura da câmara frigorifica e de ar externo para aplicações de baixa temperatura.

T _{outdoor} T _{indoor}	13 °C	24°C	35 °C
-18 °C	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$
-26 °C	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$

T _{outdoor} T _{indoor}	13 °C	27 °C	35 °C
2 °C	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$
10 °C	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$	$\left(\dot{m}_{r} ight)$; $\left(\dot{Q}_{cp} ight)$; $\left(\dot{E} ight)$

Tabela 4.6 – Temperatura da câmara frigorífica e de ar externo para aplicações de média temperatura.

Depois de estabelecidas as condições de operação (temperaturas das câmaras) para o sistema de refrigeração, aplica-se o seguinte procedimento na aquisição de dados experimentais:

- Procede-se à carga do fluido refrigerante R404A no sistema, sendo neste caso, a carga ótima nas aplicações de baixa temperatura 8.93 kg e media temperatura 5.86 kg. O refrigerante R404A é o fluido padrão que será utilizado na comparação com os novos fluidos refrigerantes, utilizando-se o procedimento de retrofit.
- 2. São estabelecidas as temperaturas da câmara frigorífica (indoor) e a câmara de ar externo (outdoor). Para aplicações de baixa temperatura, as condições são 35°C/-18°C e média temperatura são 35°C/2°C. Nestas condições é possível regular o superaquecimento no sistema (10°C), ajustando-se o dispositivo de expansão desenhado para o R404A.
- 3. Fixado o valor de superaquecimento (10°C), é necessário esperar que o sistema atinja numa condição estável (regime permanente), isto é, que não apresente oscilações nos valores de pressão, temperatura e vazão mássica do fluido refrigerante. Neste ponto, pode-se iniciar o processo de aquisição dos dados experimentais dos pontos da matriz de temperaturas fixada para as câmaras.
- 4. Depois da aquisição dos dados experimentais, é obtida uma amostra do fluido refrigerante ou mistura, para verificar sua composição.
- 5. Finalmente, é recuperado o fluido refrigerante utilizado no teste experimental.

Quando um novo fluido, refrigerante ou mistura, é testado são repetidos os procedimentos anteriores, deixando-se o sistema de refrigeração com as condições padrão do fluido R404A, isto é, obtêm-se as condições 35°C/-18°C para aplicações de baixa temperatura ou 35°C/2°C para aplicações de media temperatura, para a verificação do superaquecimento. Torna-se necessário proceder ao ajuste do dispositivo de expansão, para se obter a mesma condição de superaquecimento que no R404A (fluido padrão).

4.6. Método de solução

A solução dos sistemas de equações não lineares baseado nos princípios de conservação de massa, energia e quantidade de movimento apresentados na modelagem matemática, permitem a caracterização e simulação dos compressores semi-herméticos para aplicações de baixa e média temperatura, operando com diferentes fluidos refrigerantes e misturas. A metodologia aplicada na solução do modelo matemático consta de duas etapas:

- Determinação dos parâmetros empíricos que caracterizam o compressor, em função dos dados experimentais obtidos nos testes do sistema de refrigeração.
- A simulação do compressor semi-hermético baseado nos parâmetros obtidos na caracterização.

4.6.1. Cálculo dos parâmetros característicos

O método utilizado na solução do sistema de equações não lineares do modelo matemático foi "gradiente reduzido generalizado (GRG)". O pacote computacional utilizado para a solução deste modelo é o *Microsoft Excel 2010*, que possui uma sub-rotina chamada *Solver* para a solução de problema de optimização baseado no GRG. As propriedades termodinâmicas e de transporte dos fluidos e misturas são calculadas usando o pacote REFPROP (*NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0*).

As hipóteses utilizadas na solução do sistema de equações não lineares para a caracterização do compressor semi-hermético são:

- 1. Todos os componentes internos do compressor em estudo operam em regime permanente.
- A pressão do gás no interior da carcaça é uniforme. Isto significa que, após a sofrer queda de pressão devido à mudança de área na entrada, o gás permanece a uma única pressão. Esta relação é dada pela equação:

$$P_{y} = P_{2} \tag{4.42}$$

- A distribuição da temperatura de gás no volume de controle do bloco metálico é homogênea.
- 4. No cálculo dos parâmetros característicos (troca de calor e queda de pressão) as propriedades termodinâmicas do fluido são baseadas na pressão e temperatura de entrada de cada volume controle.

Para utilizar o método numérico de solução GRG, é necessário definir um vetor \overline{x} que contem os parâmetros característicos (queda de pressão e troca de calor) e uma função objetivo baseada no vetor \overline{x} , os quais são representados pelas seguintes equações:

$$\overline{x} = \left[CH_{12}, CP_{12}, CH_{23}, CP_{23}, CH_{34}, CH_{45}, CP_{45}, \delta \right]$$
(4.43)

onde:

- CH₁₂, CH₂₃, CH₃₄, CH₄₅: são os parâmetros empíricos de transferência de calor do bloco metálico, a câmara de sucção, o cilindro de compressão e a câmara de descarga, respectivamente.
- CP₁₂, CP₂₃, CP₄₅: são os parâmetros empíricos de queda de pressão do bloco metálico, câmara de sucção e câmara de descarga, respectivamente.

$$f_n(\bar{x}) = T_{5,cal} - T_{5,exp}$$
 (4.44)

onde :

n : número de teste experimental para diferentes condições de operação.

 $T_{5.cal}$: Temperatura calculada na saída do compressor semi-hermético.

 $T_{5,exp}$: Temperatura na saída do compressor medida experimentalmente.

- $f_n(\overline{x})$: função gerada para condição de operação.
- \overline{x} : vetor que contem os parâmetros característicos.

$$F_{obj} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(f_n(\overline{x}) \right)^2}$$
(4.45)

onde F_{obj} representa a função objetivo que leva em conta os parâmetros característicos definidos anteriormente e o número de testes experimentais obtidos no laboratório.

O algoritmo de solução utilizado na caracterização do compressor apresenta as seguintes etapas:

- 1. Leitura das condições de operação, obtidas no teste experimental:
 - Pressão e temperatura na sucção P_1, T_1 .
 - Pressão e temperatura na descarga P_5, T_5 .
 - Temperatura do médio ambiente T_a
 - Temperatura da carcaça do compressor T_{ca}
 - Vazão mássica do fluido refrigerante m
 _r.
 - Consumo de energia do compressor \dot{E} .
 - Eficiência mecânica η_m
 - Deslocamento volumétrico V_d
- 2. Leitura dos valores iniciais (estimativas iniciais) dos parâmetros característicos do vetor \overline{x} da equação (4.43).
- 3. Leitura dos valores iniciais (chutes iniciais) das variáveis:
 - Diferença de temperatura do refrigerante entre a sucção e a entrada da câmara de sucção ΔT₁₂.
 - Queda de pressão entre a saída do cilindro de compressão e a descarga ΔP₄₅.
- 4. Estabelecer restrições para o cálculo das seguintes variáveis:

- Fator de distribuição do refrigerante no interior da carcaça do compressor: $0,01 \le \delta \le 0,2$.
- Diferença de temperatura: $5 \le \Delta T_{12} \le 60$.
- Eficiência volumétrica: $\eta_{v15} \le \eta_{v34} \le 1$.
- Eficiência isentrópica: $\eta_{s15} \le \eta_{s34} \le 1$
- Temperatura no gás no interior da carcaça: $T_{ca} \le T_y \le T_5$
- 5. Calcular a vazão mássica que escoa no interior da carcaça \dot{m}_{ry} e a vazão mássica que escoa diretamente para a câmara de sucção \dot{m}_{rx} utilizando as equações (4.8) e (4.7) respectivamente.
- 6. Calcular a pressão e temperatura na entrada da câmara de sucção P_2, T_2 , com a equação (4.22) e o chute inicial de ΔT_{12} .
- Calcular a pressão e entalpia do gás no interior da carcaça, P_y e h_y com as equações (4.42) e (4.6). Calcular a temperatura do gás T_y em função de P_y, h_y.
- 8. Estimar (estimativa inicial) a temperatura do bloco metálico em função da temperatura do gás no interior da carcaça $T_w = T_v + 10$.
- Calcular o calor transferido do bloco metálico para a câmara de sucção Q₂₃, com a equação (4.17). A pressão e entalpia na saída da câmara de sucção P₃ e h₃, são calculadas com as equações (4.22) e (4.9).
- 10. Calcular a pressão, entalpia e entalpia específica na saída do cilindro de compressão P_4, h_4, h_{4s} , com a equação (4.27) e valor inicial de ΔP_{45} .
- Calcular o calor transferido do bloco metálico para a câmara de descarga Q₄₅ com a equação (4.18). A pressão e entalpia na saída da câmara de descarga P₅ e h₅, são calculadas com as equações (4.23) e (4.15).
- 12. Calcular o calor transferido do fluido refrigerante comprimido, Q_{34} , para o bloco metálico, com a equação (4.19).

- 13. Calcular o calor transferido do bloco metálico para o gás refrigerante que escoa no interior da carcaça, \dot{Q}_w , com a equação (4.16).
- 14. Recalcular a temperatura do bloco metálico, T_w , que foi estimada no passo 8, com a equação (4.21). O critério de convergência para o cálculo iterativo é: $|T_w T_{wrecal}| \le 0,01$
- 15. Calcular a temperatura de descarga $T_{5,cal}$, com a equação (4.15).
- 16. Calcular a potência utilizada para o processo de compressão no cilindro interno do compressor \dot{P}_m (equação 4.10).
- 17. Calcular a eficiência elétrica do motor η_e , equação (4.13).
- 18. Calcular a potência do eixo \dot{P}_{eixo} , equação (4.12).
- 19. Calcular as perdas elétricas, \dot{Q}_{pe} , e mecânicas, \dot{Q}_{pm} , equações (4.11) e (4.14).
- 20. Calcular as funções para cada condição de operação, $f_n(\overline{x})$, com a equação (4.44).
- 21. Calcular o valor da função objetivo, F_{obj} , mediante o método de minimização, utilizando a equação (4.45).

A Figura 4.21 apresenta o diagrama de fluxo para a caracterização do compressor semi-hermético.



Figura 4.21 – Diagrama de fluxo do cálculo dos parâmetros característicos do compressor semi-hermético.

4.6.2. Simulação

Para o modelo de simulação foi desenvolvido um programa utilizando a linguagem Fortran. O compilador utilizado foi *Intel*® *Visual Fortran Professional Edition 11.1*, instalado em um computador (*Intel*® *Core*TM *i7-740QM quad-core processor 1.73GHz*) com 6 Gb de memória RAM). As propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido refrigerante são calculadas usando o pacote REFPROP (*NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0*).

As variáveis a ser obtidas pelo modelo de simulação são: vazão mássica do fluido refrigerante, \dot{m}_r , a temperatura de descarga, T_5 , o consumo de energia, \dot{E} , pressões e temperaturas do fluido refrigerante na entrada e saída dos volumes de controle e a temperatura da carcaça do compressor, T_{ca} .

O algoritmo utilizado para a solução das equações não lineares aplicadas ao modelo de simulação do compressor semi-hermético é o seguinte:

- 1. Leitura das condições de operação: pressão na sucção P_1 , temperatura na sucção T_1 , pressão na descarga P_5 e temperatura ambiente T_a .
- 2. Leitura dos parâmetros característicos \overline{x} , eficiência mecânica η_m e deslocamento volumétrico do compressor V_d .
- 3. Inicialização (estimativa inicial) da variável ΔT_{12} .
- 4. Inicialização (estimativa inicial) da variável ΔP_{45} .
- 5. Inicialização (estimativa inicial) da variável \dot{m}_r .
- Calcular a pressão e a temperatura na entrada da câmara de sucção
 P₂, T₂. Cálculo das propriedades termodinâmicas no ponto 2.
- 7. Calcular as vazões mássicas \dot{m}_{rx} e \dot{m}_{ry} .
- 8. Calcular a pressão e a temperatura do gás no interior da carcaça P_{y}, T_{y} .
- 9. Inicialização (estimativa inicial) da temperatura do bloco metálico, T_w .

- 10. Calcular o calor transferido do bloco metálico para a câmara de sucção \dot{Q}_{23} . Cálculo da pressão e entalpia específica no ponto 3 (P_3, h_3) .
- 11. Calcular as condições de operação na saída do cilindro de compressão P_4, h_4 .
- 12. Calcular a eficiência isentrópica η_{s34} no cilindro de compressão, utilizando curva característica obtida no cálculo de parâmetros.
- 13. Calcular o calor transferido do bloco metálico para a câmara de descarga \dot{Q}_{45} e as condições na saída no ponto 5 (P_5, h_5).
- 14. Calcular o calor transferido do gás no cilindro de compressão, \dot{Q}_{34} para o bloco metálico.
- 15. Recálculo da temperatura do bloco metálico, T_w , substituindo o valor atualizado no passo 9. O critério de convergência utilizado é $|T_w T_{wrecal}| \le 0,01$.
- 16. Calcular a eficiência volumétrica no cilindro de compressão $\eta_{_{v34}}$ em

função da razão de compressão $\left(\frac{P_4}{P_3}\right)$.

- 17. Recálculo da vazão mássica do fluido \dot{m}_r , substituindo o valor atualizado no passo 5. O critério de convergência utilizado é $\left|\frac{\dot{m}_r - \dot{m}_{r,novo}}{\dot{m}_r}\right| \le 0,001.$
- 18. Recálculo da queda de pressão ΔP_{45} , substituindo o valor atualizado no passo 4. O critério de convergência utilizado é $\left|\frac{\Delta P_{45} - \Delta P_{45recal}}{\Delta P_{45}}\right| \le 0,01.$
- 19. Calcular a potência utilizada para o processo de compressão no cilindro interno do compressor \dot{P}_m .
- 20. Calcular a eficiência elétrica do motor η_e .
- 21. Calcular a potência do eixo \dot{P}_{eixo} .

- 22. Calcular as perdas elétricas \dot{Q}_{pe} e mecânicas \dot{Q}_{pm} .
- 23. Calcular o calor rejeitado pelo compressor para o meio ambiente \dot{Q}_{cal} .
- 24. Calcular o calor rejeitado pelo compressor para o meio ambiente \dot{Q}_{ca2} , em função de $\dot{Q}_{w}, \dot{Q}_{pe}, \dot{Q}_{pm}, \dot{Q}_{45}$
- 25. Recalcular o valor de ΔT_{12} , substituindo o valor atualizado no passo
 - 3. O critério de convergência utilizado é $|\dot{Q}_{ca1} \dot{Q}_{ca2}| \le 0,00001$.
- 26. Calcular a eficiência volumétrica η_{v15} e isentrópica η_{s15} externa do compressor hermético.

A Figura 4.22 apresenta um diagrama de fluxo do modelo de simulação do compressor semi-hermético.



Figura 4.22 – Diagrama de fluxo da simulação do compressor semi-hermético.
4.7. Resultados

Os modelos de simulação e caracterização do compressor semi-hermético foram validados com dados experimentais obtidos do sistema de refrigeração comercial instalado nos laboratórios da *Honeywell International*. Foram testados dois compressores semi-herméticos (Copeland) para aplicação de baixa e média temperatura. A tabela 4.7 apresenta o resumo dos fluidos refrigerantes utilizados na caracterização e validação dos compressores semi-herméticos. Mostra, também a configuração do sistema de refrigeração empregado na aquisição de dados experimentais.

	Aplicação	Configuração do sistema de refrigeração	Fluido refrigerante ou mistura
Não	Baixa temperatura	Riser, recipiente de liquido horizontal, separador de óleo na linha de descarga, recipiente de óleo, válvula head máster.	R404A, R407A, LT, HDR- 20, HDR-21, HDR-23, R407E.
inflamáveis	Média temperatura	Riser, recipiente de liquido horizontal, separador de óleo na linha de descarga, recipiente de óleo, válvula head máster.	R404A, R407A, LT, HDR- 20, HDR-21, HDR-23.
Inflomávois	Baixa temperatura	Sem riser, recipiente de liquido vertical, não válvula head máster.	R404A, HDR-41, HDR-36, HDR-47.
Inflamavels	Média temperatura	Sem riser, recipiente de liquido vertical, não válvula head máster.	R404A, HDR-21, HDR-47, HDR-23, HDR-36.

Tabela 4.7 – Fluido	os refrigerantes	e misturas	para apl	icações d	le baixa	e média
temperatura.						

Os resultados do presente estudo são divididos em três categorias: i) Resultados experimentais. ii) Resultados da caracterização do compressor e iii) Resultados do modelo de simulação.

4.7.1. Resultados experimentais

Os parâmetros estudados para avaliar experimentalmente o desempenho dos compressores semi-herméticos foram: a capacidade de refrigeração do compressor, \dot{Q}_{comp} , o coeficiente de performance, *COP*, eficiências volumétrica e isentrópica, η_v, η_s , e as condições de operação: vazão mássica, \dot{m}_r , consumo de energia, \dot{E} , e temperatura na descarga, T_5 . O critério utilizado na comparação dos novos fluidos refrigerantes propostos como possíveis substitutos do fluido padrão R404A é expresso pela seguinte equação:

$$\left(\dot{Q}_{comp}, COP, \dot{m}_{r}\right)_{relativos} = \left(\frac{\left(\dot{Q}_{comp}, COP, \dot{m}_{r}\right)_{fluido X}}{\left(\dot{Q}_{comp}, COP, \dot{m}_{r}\right)_{R404A}}\right) \quad (4.46)$$

4.7.1.1. Compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos refrigerantes não inflamáveis.



Figura 4.23 – Capacidade de refrigeração do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

A Figura 4.23, apresenta a comparação da capacidade de refrigeração do compressor semi-hermético utilizando sete novos fluidos refrigerantes, onde se pode observar que os fluidos LT e HDR-20 possuem uma capacidade de refrigeração próxima ao R404A (6% abaixo do fluido padrão). Entretanto, o fluido que mostra valores de capacidade semelhantes ao R404A, principalmente para temperaturas de câmara frigorífica de -18°C, é o fluido HDR-21.

Os valores da comparação da vazão mássica dos fluidos refrigerantes com respeito ao fluido R404A são apresentados na Figura 4.24, onde se observa uma diminuição média de 30% para os fluidos LT, R407A, HDR-20 e HDR-21. Já os fluidos HDR-23 e R407E apresentam valores de vazão mássica mais baixa (uma média de 60% e 50%, respectivamente), o que também influi na capacidade de refrigeração do compressor.



Figura 4.24 – Vazão mássica do fluido refrigerante no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

A Figura 4.25 apresenta os valores do consumo de energia para o compressor semi-hermético (aplicações de baixa temperatura) utilizando diferentes fluidos refrigerantes. Os fluidos LT, R407A, HDR-20 e HDR-21 possuem valores do consumo de energia baixos (média de 0,4 kW), em

comparação ao R404A. Isto acontece devido ao fato de as vazões mássicas destes fluidos serem inferiores ao R404A. Os outros dois fluidos refrigerantes apresentam a mesma tendência.



Figura 4.25 – Consumo de energia no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.



Figura 4.26 – Temperatura na descarga do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

Na Figura 4.26 os valores da temperatura na descarga do compressor semihermético comparados aos do R404A. Observa-se um incremento médio da temperatura de 20°C para todos os fluidos refrigerantes, devido às elevadas razões de compressão que acontecem com os novos fluidos refrigerantes.

Os valores da eficiência volumétrica são apresentados na Figura 4.27, onde se observa uma diminuição da eficiência volumétrica externa dos fluidos em comparação ao R404A, devido às elevadas razões de compressão produzidas pelos novos refrigerantes.



Figura 4.27 – Eficiência volumétrica no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

A Figura 4.28 mostra os valores da eficiência isentrópica externa dos novos fluidos refrigerantes comparados ao R404A, o incremento nos valores desta variável acontece devido à diminuição da energia utilizada pelos novos fluidos refrigerantes no processo de compressão.



Figura 4.28 – Eficiência isentrópica no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

Na Figura 4.29, observa-se que o fluido refrigerante que apresenta o melhor desempenho no sistema é o HDR-21, apresentando valores médios de 10% acima de aqueles do fluido padrão R404A.



Figura 4.29 - Coeficiente de performance no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

A Tabela 4.8 apresenta o resumo dos principais parâmetros de desempenho do compressor utilizados na comparação dos fluidos refrigerantes propostos com respeito ao fluido padrão R404A, onde se pode concluir que o compressor semihermético para aplicações de baixa temperatura, operando com os fluidos HDR-21, HDR-20 e LT nas mesmas condições de operação, possui um desempenho próximo ao do R404A.

Tabela 4.8 – Comparação dos principais parâmetros de desempenho do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

Fluido refrigerante	$\dot{Q}_{\scriptscriptstyle comp}$ (%)	$\dot{m}_r(\%)$	COP(%)	$GWP_{R404A}(3952)$
LT	94%	62%	104%	<300
R407A	88%	64%	102%	1990
HDR-20	94%	70%	104%	1482
HDR-21	98%	71%	108%	1331
HDR-23	78%	60%	98%	974
R407E	78%	52%	105%	1400

4.7.1.2.

Compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos refrigerantes não inflamáveis.

A figura 4.30 são apresentados os valores da capacidade de refrigeração do compressor semi-hermético, com os novos fluidos refrigerantes. Os fluidos que apresentam capacidades semelhantes ao fluido padrão (R404A) são os fluidos HDR-20 e HDR-21. O fluido LT apresenta uma vantagem na capacidade de refrigeração (uma média de 4% acima do R404A).

PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0812240/CA



Figura 4.30 – Capacidade de refrigeração do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

Os valores da vazão mássica dos novos fluidos refrigerantes são apresentados na figura 4.31, onde se observa uma diminuição média de 20% na vazão mássica nos fluidos LT, HDR-20 e HDR-21.



Figura 4.31 – Vazão mássica do fluido refrigerante no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

Os valores de consumo de energia utilizados no processo de compressão com os novos fluidos refrigerantes apresentam valores próximos, exceto o fluido HDR-23, o qual apresenta valores abaixo do obtido pelo R404A. A Figura 4.32 apresenta a comparação do consumo de energia do compressor utilizando os novos fluidos refrigerantes e o mesmo compressor utilizando o fluido padrão R404A.



Figura 4.32 – Consumo de energia no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.



Figura 4.33 – Temperatura na descarga do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

A figura 4.33 apresenta os valores da temperatura na descarga do compressor utilizando os diferentes fluidos refrigerantes. Observa-se que o fluido R407A apresenta as maiores temperaturas na descarga (10°C acima).

A figura 4.34 apresenta os valores de eficiência volumétrica dos novos fluidos refrigerantes comparados ao fluido padrão R404A.



Figura 4.34 – Eficiência volumétrica no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.



Figura 4.35 – Eficiência isentrópica no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

Os valores da eficiência isentrópica dos novos fluidos refrigerantes são apresentados na Figura 4.35, onde se observa um incremento na faixa de 8% até 10%, em comparação ao fluido R404A(padrão).

A figura 4.36, observam os valores do coeficiente de performance dos novos fluidos refrigerantes, comparados ao fluido padrão R404A. Os fluidos LT, HDR-20 e HDR-23, de forma geral, apresentam um desempenho igual e até melhor (5% acima) que o refrigerante R404A.



Figura 4.36 – Coeficiente de performance no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura. , operando com fluidos não inflamáveis.

Na tabela 4.9, observa-se uma comparação dos principais parâmetros para avaliar o desempenho do compressor semi-hermético (aplicações de média temperatura), onde os fluidos que ficam próximos ao desempenho do compressor operando com o fluido R404A são o LT, HDR-20 e HDR-21.

Tabela 4.9 – Comparação dos principais parâmetros de desempenho do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

Fluido refrigerante	$\dot{Q}_{\scriptscriptstyle comp}(\%)$	$\dot{m}_r(\%)$	COP(%)	$GWP_{R404A}(3952)$
R407A	84 - 98	68 - 74	89 - 104	1990
LT	102 - 108	78 - 88	103 -106	<300
HDR-20	100 - 102	80 - 84	100 - 102	1482
HDR-21	98 - 104	78 - 80	98 - 104	1331
HDR-23	72 - 84	63 - 69	78 - 108	974

4.7.1.3.

Compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos refrigerantes inflamáveis.

A figura 4.37 apresenta os valores da capacidade do compressor semihermético operando com diferentes fluidos refrigerantes inflamáveis, onde se observa que o fluido HDR-47 possui uma capacidade próxima ao fluido padrão R404A (entre 88% e 92%).



Figura 4.37 - Capacidade de refrigeração do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

A Figura 4.38 apresenta uma comparação da vazão mássica do fluido refrigerante utilizado pelo compressor semi-hermético com os novos refrigerantes e o fluido padrão R404A, onde o fluido HDR-36 apresenta uma queda na vazão de 40% até 50%, e o fluido HDR-47 possui uma queda na vazão de 32% até 40%.



Figura 4.38 – Vazão mássica do fluido refrigerante no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

O consumo de energia do compressor em estudo é apresentado na Figura 4.39, ambos fluidos apresentam valores do consumo de energia baixos em comparação ao R404A. Isto é aos baixos valores da vazão mássica do refrigerante utilizado pelo compressor em estudo.

Os valores da temperatura na descarga são apresentados na Figura 4.40, onde se observa que o fluido HDR-36 apresenta um menor incremento de temperatura (na faixa de 2°C até 4 °C) e o fluido HDR-47 mostra uma faixa maior (entre 6 °C ate 10 °C).



Figura 4.39 – Consumo de energia no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos inflamáveis.



Figura 4.40 – Temperatura na descarga do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

As Figuras 4.41 e 4.42 apresentam uma comparação da eficiência volumétrica e isentrópica, respectivamente, entre os novos fluidos refrigerantes e o R404A.



Figura 4.41 – Eficiência volumétrica no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos inflamáveis.



Figura 4.42 – Eficiência isentrópica no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

A Figura 4.43 apresenta a comparação do coeficiente de performance do compressor em estudo utilizando os novos fluidos refrigerantes e o fluido padrão R404A. Observa-se que os novos fluidos apresentam um incremento médio no COP de 10% com respeito ao R404A.



Figura 4.43 – Coeficiente de performance no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura., operando com fluidos inflamáveis.

Na Tabela 4.10, observa-se um resumo das principais variáveis utilizadas na comparação dos fluidos refrigerantes, onde o compressor operando com o fluido HDR-47 apresenta valores de capacidade, vazão mássica e COP próximos aos do R404A (fluido padrão).

Tabela 4.10 – Comparação dos principais parâmetros de desempenho do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

Fluido refrigerante	$\dot{Q}_{\scriptscriptstyle comp}(\%)$	$\dot{m}_r(\%)$	COP(%)	$GWP_{R404A}(3952)$
HDR-36	72-78	52-61	106-112	974
HDR-47	86-92	60-68	105-110	295

4.7.1.4.

Compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos refrigerantes inflamaveis

Na Figura 4.44, observa-se os valores da capacidade de refrigeração do compressor em estudo operando com novos fluidos refrigerantes, onde o fluido HDR-21, apresenta valores muito próximos (na faixa de 94% até 102%) ao fluido R404A (padrão). Os fluidos HDR-47, HDR-23 e HDR-36 mostram valores abaixo da capacidade do R404A.



Figura 4.44 – Capacidade de refrigeração do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

Os valores da vazão mássica dos novos fluidos refrigerantes, comparados ao R404A, são apresentados na Figura 4.45. Todos os fluidos apresentam valores de vazão mássica abaixo do R404A, sendo o mais próximo o fluido HDR-21, que fica na faixa de 78% até 81%.



Figura 4.45 – Vazão mássica do fluido refrigerante no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

A variável de consumo de energia para todos os fluidos refrigerantes é apresentada na Figura 4.46. O fluido HDR-21 apresenta valores próximos ao R404A. Os fluidos restantes apresentam valores abaixo do R404A.



Figura 4.46 – Consumo de energia no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

Os valores da temperatura na descarga do compressor semi-hermético são apresentados na Figura 4.47. Os novos fluidos refrigerantes mostram um incremento da temperatura na descarga, em consequência dos baixos valores da vazão mássica de refrigerante que produzem razões de compressão maiores que as R404A.



Figura 4.47 – Temperatura na descarga do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

As Figuras 4.48 e 4.49 apresentam os valores da eficiência volumétrica e isentrópica do compressor semi-hermético operando com os novos fluidos refrigerantes. Na eficiência volumétrica os fluidos que apresentam valores muito próximos aos do R404A são HDR-23 e HDR-36. Na eficiência isentrópica foram obtidos valores acima do R404A. Isto acontece devido aos baixos valores de consumo de energia necessários ao compressor em comparação ao R404A.



Figura 4.48 – Eficiência volumétrica no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos inflamáveis.



Figura 4.49 – Eficiência isentrópica no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

A Figura 4.50 apresenta os valores do coeficiente de performance COP do compressor semi-hermético utilizando os diferentes fluidos refrigerantes para aplicações de média temperatura. Nesta figura observa-se que todos os fluidos apresentam um desempenho igual e até superior ao do R404A.



Figura 4.50 – Coeficiente de performance no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura., operando com fluidos inflamáveis.

A tabela 4.11 apresenta um resumo das principais variáveis utilizadas na avaliação do compressor semi-hermético utilizando os novos fluidos refrigerantes. Observa-se que o fluido HDR-21 apresenta condições de operação próximas às do R404A e o torna como um possível fluido substituto do R404A.

Tabela 4.11 – Comparação dos principais parâmetros de desempenho do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

Fluido o Mistura	$\dot{Q}_{comp}(\%)$	$\dot{m}_r(\%)$	COP(%)	$GWP_{R404A}(3952)$
HDR-21	96-103	78-81	99-104	1331
HDR-47	88-96	69-72	96-106	974
HDR-23	82-89	68-74	100-111	974
HDR-36	74-80	59-62	99-111	974

4.7.2. Caracterização dos compressores semi-herméticos

Utilizando as equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento apresentados no modelo matemático para o compressor semihermético, foram obtidos um total de oito parâmetros que caracterizam a geometria interna dos compressores em estudo, utilizando o fluido refrigerante R404A (como referência) para aplicações de baixa e média temperatura. Posteriormente estes parâmetros serão utilizados no modelo de simulação.

4.7.2.1. Compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura

A Tabela 4.12 apresenta os valores dos parâmetros empíricos de troca de calor, CH_i , queda de pressão, CP_i e fator da distribuição do fluido refrigerante, δ obtido na caracterização do compressor semi-hermético modelo 2DF3-0300-TFC, tendo como no fluido padrão R404A.

Tabela 4.12 – Parâmetros característicos do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura.

Fluido	<i>CH</i> ₁₂	<i>CH</i> ₂₃	<i>CH</i> ₃₄	CH_{45}	δ	CP_{12}	<i>CP</i> ₂₃	CP_{45}
refrigerante	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	[-]	$[m^{-4}]$	$[m^{-4}]$	$[m^{-3,75}]$
R404A	7,580	0,199	0,200	3,599	0,104	999,83	999,80	1,34E+04

Além dos parâmetros característicos, foi necessário obter quatro correlações adicionais, as quais são necessárias ao modelo de simulação baseado em dados experimentais do fluido padrão, R404A. As Figuras 4.51 a 4.54 apresentam os pontos experimentais e suas respectivas curvas de ajuste, as quais levaram às correlações para a eficiência volumétrica, isentrópica, consumo de energia e taxa de transferências de calor da carcaça para o meio ambiente, respectivamente, em função de parâmetros pertinentes.



Figura 4.51 – Eficiência volumétrica em função da relação de compressão, para aplicações de baixa temperatura.



Figura 4.52 – Eficiência isentrópica em função da vazão mássica do fluido refrigerante, para aplicações de baixa temperatura.



Figura 4.53 – Consumo de energia em função da potência de compressão interna, para aplicações de baixa temperatura.



Figura 4.54 – Taxa de transferência de calor da carcaça do compressor em função da diferença de temperatura entre o meio ambiente e a temperatura da carcaça, para aplicações de baixa temperatura.

As equações adicionais obtidas no processo de caracterização são: eficiências internas, volumétrica, η_{v34} , e isentrópica, η_{s34} , no cilindro de compressão, o consumo de energia, \dot{E} , e a taxa de transferência de calor entre a carcaça e o meio ambiente \dot{Q}_{ca} , são portanto:

$$\eta_{\nu_{34}} = -0,0217 \left(\frac{P_4}{P_3}\right) + 1,0317$$
 (4.47)

$$\eta_{s34} = 40,193\dot{m}^2 - 4,310\dot{m} + 0,977 \tag{4.48}$$

$$\dot{E} = 0,8991\dot{P}_m + 0,6075$$
 (4.49)

$$\dot{Q}_{ca} = 0,03040(T_{ca} - T_{a}) + 0,54741$$
 (4.50)

4.7.2.2. Compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura

A Tabela 4.13 apresenta os valores dos parâmetros característicos de troca de calor CH_i e queda de pressão CP_i obtidos no modelo de caracterização do compressor semi-hermético modelo KAKA-020A-TAC, operando com fluido padrão R404A.

Tabela 4.13 – Parâmetros característicos do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura.

Fluido	<i>CH</i> ₁₂	CH ₂₃	<i>CH</i> ₃₄	CH_{45}	δ	CP_{12}	CP_{23}	CP_{45}
refrigerante	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	[-]	$[m^{-4}]$	$[m^{-4}]$	$[m^{-3,75}]$
R404A	7,064	0,201	0,200	3,009	0,9	998	1000	1,29E+04

As quatro correlações adicionais, as quais são necessárias no modelo de simulação baseados nos dados experimentais do R404A, são apresentadas nas Figuras 4.55 a 4.58.



Figura 4.55 – Eficiência volumétrica em função da relação de compressão, para aplicações de média temperatura.



Figura 4.56 – Eficiência isentrópica em função da vazão mássica do fluido refrigerante, para aplicações de média temperatura.



Figura 4.57 – Consumo de energia em função da potência de compressão interna, para aplicações de média temperatura.



Figura 4.58 – Taxa de transferência de calor da carcaça do compressor em função da diferença de temperatura entre o meio ambiente e a temperatura da carcaça, para aplicações de média temperatura.

As equações obtidas no processo de caracterização são: eficiência interna volumétrica, η_{v34} , e isentrópica, η_{s34} , no cilindro de compressão, o consumo de energia, \dot{E} , e a taxa de transferência de calor entre a carcaça e o meio ambiente \dot{Q}_{ca} .

$$\eta_{\nu_{34}} = -0,0492 \left(\frac{P_4}{P_3}\right) + 0,9913$$
 (4.51)

$$\eta_{s45} = -0,096\dot{m} + 0,844 \tag{4.52}$$

$$\dot{E} = 1,1413\dot{P}_m + 0,4102$$
 (4.53)

$$\dot{Q}_{ca} = 0,0166(T_{ca} - T_{a}) - 0,1334$$
 (4.54)

4.7.3. Validação do modelo de simulação para compressores semiherméticos.

Os dados de entrada necessários para o modelo de simulação são:

1. Parâmetros característicos do fluido R404A:

 $CH_{12}, CP_{12}, CH_{23}, CP_{23}, CH_{34}, CH_{45}, CP_{45}, \delta$

- 2. Fluido refrigerante para condições de baixa e média temperatura.
- 3. Volume de deslocamento do compressor semi-hermético:

 $V_d = 0,00201 m^3$, aplicações de baixa temperatura.

 $V_d = 0,00714 (m^3)$, aplicações de média temperatura.

- 4. Eficiência volumétrica $\eta_m = 0,96$.
- 5. Pressão e temperatura de sucção P_1, T_1 .
- 6. Pressão de descarga P_5 .

As variáveis de saída do modelo de simulação são: vazão mássica do fluido refrigerante, \dot{m}_r , a temperatura de descarga, T_5 , o consumo de energia, \dot{E} , e a temperatura da carcaça, T_{ca} , as quais serão comparadas com os dados experimentais obtidos no sistema de refrigeração descrito anteriormente.

O critério utilizado para comparar os resultados experimentais com os numéricos foi o erro relativo (%), expresso através da seguinte equação:

$$E(\%) = \left(\frac{X_{\exp} - X_{num}}{X_{\exp}}\right) \times 100$$
(4.55)

onde:

 X_{num} Variável de saída (\dot{m}_r, \dot{E}) da simulação numérica.

 X_{exp} Variável experimental (\dot{m}_r, E) .

O critério utilizado para comparar os resultados das temperaturas é expresso pela seguinte equação:

$$E(^{o}C) = T_{exp} - T_{num}$$
(4.56)

onde T_{exp} é a temperatura experimental e T_{num} é a temperatura numérica.

4.7.3.1.

Validação do modelo de simulação de compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos refrigerantes não inflamáveis.

I. Compressor semi-hermético operando com o fluido R404A.



Figura 4.59 – Erro absoluto da temperatura na descarga (R404A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.

A Figura 4.59 apresenta o erro relativo da temperatura de descarga na faixa de -0,3 °C a +1,2 °C. Os erros relativos obtidos para a vazão mássica e o consumo de energia são apresentados nas Figuras 4.60 e 4.61 e ficam na faixa de -2% até +1,3% e 3,1% até +2,6%, respectivamente



Figura 4.60 – Erro relativo da vazão mássica (R404A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.61 – Erro relativo do consumo de energia (R404A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.

Os valores de erro absoluto da temperatura da carcaça são apresentados na Figura 4.62, situando-se entre -1,4 °C e +1,4 °C.



Figura 4.62 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (R404A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.

II. Compressor semi-hermético operando com o fluido LT.



Figura 4.63 – Erro relativo da temperatura na descarga (LT), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.64 - Erro relativo da vazão mássica (LT), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.65 – Erro relativo do consumo de energia (LT), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.66 – Erro relativo da temperatura da carcaça (LT), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.

III. Compressor semi-hermético operando com o fluido R407A.



Figura 4.67 – Erro relativo da temperatura na descarga (R407A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.68 – Erro relativo da vazão mássica (R407A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.69 – Erro relativo do consumo de energia (R407A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.70 – Erro relativo da temperatura da carcaça (R407A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.

IV. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-20.



Figura 4.71 – Erro relativo da temperatura na descarga (HDR-20), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.72 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-20), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.73 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-20), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.


Figura 4.74 – Erro relativo da temperatura da carcaça (HDR-20), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.

V. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-21.



Figura 4.75 – Erro relativo da temperatura na descarga (HDR-21), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.76 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-21), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.77 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-21), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.78 – Erro relativo da temperatura da carcaça (HDR-21), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.

VI. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-23.



Figura 4.79 – Erro relativo na temperatura na descarga (HDR-23), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.80 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-23), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.81 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-23), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.82 – Erro relativo da temperatura da carcaça (HDR-23), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.





Figura 4.83 – Erro relativo na temperatura na descarga (R407E), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.84 – Erro relativo da vazão mássica (R407E), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.85 – Erro relativo do consumo de energia (R407E), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.86 – Erro relativo da temperatura da carcaça (R407E), para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.

A Tabela 4.14 apresenta os erros relativos obtidos pelo modelo de simulação do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com diferentes fluidos refrigerantes. Observa-se que os erros absolutos das variáveis da temperatura na descarga e temperatura da carcaça situam-se abaixo dos 10° C. Já os relativos das variáveis da vazão mássica e consumo de energia na faixa de -6% a +1,5% e -6,0% a +2,6%, respectivamente.

Tabela 4.14 – Erro relativo na simulação do compressor semi-hermético aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.

Fluido o Mistura	$T_5(^{\circ}C)$	$\dot{m}_r(\%)$	Ė(%)	$T_{ca}(^{o}C)$
R404A	-0,3 / +1,2	-2,0/+1,3	-3,1 / +2,6	-1,4/+1,4
LT	+2,4 / +6,5	-6,0 / -2,0	-3,7 / -1,0	-3,7 / 0,0
R407A	+1,8/+7,2	-5,0 / -3,0	-4,6/+0,3	-3,1 / +0,7
HDR-20	0,0 / +2,5	-5,0 / -1,3	-6,0 / -1,6	-3,1 / +0,7
HDR-21	+1,3 / +3,5	-6,0 / -2,0	-6,0 / -0,8	-1,0 / +1,7
HDR-23	-0,2 / +3,4	-2,4 / +1,5	-4,0 / +2,3	-1,1 / +1,3
R407E	+4,2 / +7,0	-5,6 / -0,7	-4,3 / +0,4	-3,2 / -0,5
Média	-0,3 / +7,2	-6,0 / +1,5	-6,0 / +2,6	-3,7 / -1,7

4.7.3.2.

Validação do modelo de simulação de compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos refrigerantes não inflamáveis.



I. Compressor semi-hermético operando com o fluido R404A.

Figura 4.87 – Erro absoluto da temperatura na descarga (R404A), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.88 – Erro relativo da vazão mássica (R404A), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.89 – Erro relativo do consumo de energia (R404A), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.90 – Erro absoluto na temperatura da carcaça (R404A), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



II. Compressor semi-hermético operando com o fluido R407A.

Figura 4.91 – Erro absoluto da temperatura na descarga (R407A), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.92 – Erro relativo da vazão mássica (R407A), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.93 – Erro relativo do consumo de energia (R407A), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.94 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (R407A), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



III. Compressor semi-hermético operando com o fluido LT.

Figura 4.95 – Erro absoluto na temperatura na descarga (LT), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.96 – Erro relativo da vazão mássica (LT), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.97 – Erro relativo do consumo de energia (LT), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.98 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (LT), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



IV. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-20.

Figura 4.99 – Erro absoluto da temperatura na descarga (HDR-20), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.100 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-20), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.101 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-20), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.102 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (HDR-20), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



V. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-21.

Figura 4.103 – Erro absoluto da temperatura na descarga (HDR-21), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.104 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-21), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.105 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-21), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.106 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (HDR-21), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



VI. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-23.

Figura 4.107 – Erro absoluto da temperatura na descarga (HDR-23), aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.108 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-23), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.109 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-23), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.



Figura 4.110 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (HDR-23), para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.

Na tabela 4.15 observam-se os erros relativos obtidos pelo modelo de simulação do compressor semi-hermético. A temperatura na descarga e temperatura da carcaça ficam com erros abaixo de 8°C, enquanto que a previsão da vazão mássica do fluido refrigerante e do consumo de energia apresentam erros na faixa de -4% a +2% e -7,0% a +1,6%, respectivamente.

Fluido o Mistura	$T_5(^{o}C)$	$\dot{m}_r(\%)$	Ė(%)	$T_{ca}(^{o}C)$
R404A	+0,1 / +0,5	-0,1 / +0,6	-1,4/+1,6	-2,5 / +1,0
R407A	-1,7 / 0,0	-2,3 / -0,4	-1,0 / -4,8	-3,5 / -1,5
LT	0,3 / +0,6	-3,0 / -0,3	-3,8 / -0,3	-3,8 / -1,3
HDR-20	-0,9 / +0,4	-4,0 / -0,8	-3,0 / -0,1	-3,8 / -1,2
HDR-21	-1,7 / 0,0	-2,0/+0,3	-4,3 / +0,5	-3,3 / -0,7
HDR-23	-2,7/ -1,1	+0,4 / +2,0	-7,0 / -4,0	-5,2 / -2,1
Média	-2.7 / +0.6	-4.0 / +2.0	-7.0 / +1.6	-5.2 / +1.0

Tabela 4.15 – Erro relativo na simulação do compressor semi-hermético aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.

4.7.3.3.

Validação do modelo de simulação de compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos refrigerantes inflamáveis.

I. Compressor semi-hermético operando com o fluido R404A.



Figura 4.111 – Erro absoluto da temperatura na descarga (R404A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.112 – Erro relativo da vazão mássica (R404A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.113 – Erro relativo do consumo de energia (R404A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.114 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (R404A), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



II. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-36.

Figura 4.115 – Erro absoluto da temperatura na descarga (HDR-36), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.116 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-36), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.117 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-36), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.118 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (HDR-36), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



III. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-47.

Figura 4.119 – Erro absoluto da temperatura na descarga (HDR-47), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.120 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-47), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.121 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-47), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.122 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (HDR-47), para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.

A Tabela 4.16 apresenta o resumo dos erros relativos obtidos pelo modelo de simulação do compressor semi-hermético (parâmetros característicos obtidos com o refrigerante R404A). Observa-se que os erros médios da temperatura na descarga apresentam um valor máximo de $-3,6^{\circ}$ C e mínimo de $+3,4^{\circ}$ C, a vazão mássica do fluido refrigerante e o consumo de energia tem erros na faixa de -6,5% a +1,1% e a temperatura da carcaça apresenta erros relativos entre $+0,4^{\circ}$ C e $+3,4^{\circ}$ C.

Tabela 4.16 – Erro relativo na simulação do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.

Fluido o Mistura	$T_5(^{o}C)$	$\dot{m}_r(\%)$	Ė(%)	$T_{ca}(^{o}C)$
R404A	-1,0 / 0,0	-1,4/+1,1	-2,4 / +1,1	+0,4 / +3,4
HDR-36	-3,6/+0,5	-4,7 / -1,0	-5,0 / -0,7	+1,4 / +1,2
HDR-47	+0,4 / +3,4	-6,4 / -4,1	-6,5 / -4,1	+0,6 / +1,6
Média	-3,6 / +3,4	-6,4 / +1,1	-6,5 / +1,1	+0,4 / +3,4

4.7.3.4.

Validação do modelo de simulação de compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos refrigerantes inflamáveis.

I. Compressor semi-hermético operando com o fluido R404A.



Figura 4.123 – Erro absoluto da temperatura na descarga (R404A), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.124 – Erro relativo da vazão mássica (R404A), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.125 – Erro relativo do consumo de energia (R404A), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.126 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (R404A), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.

II. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-21.



Figura 4.127 – Erro absoluto da temperatura na descarga (HDR-21), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.128 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-21), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.129 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-22), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.130 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (HDR-21), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.

III. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-47.



Figura 4.131 – Erro absoluto da temperatura na descarga (HDR-47), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.132 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-47), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.133 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-47), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.

264



Figura 4.134 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (HDR-47), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.

IV. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-23.



Figura 4.135 – Erro absoluto da temperatura na descarga (HDR-23), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.136 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-23), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.137 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-23), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.138 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (HDR-23), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.

V. Compressor semi-hermético operando com o fluido HDR-36.



Figura 4.139 – Erro absoluto da temperatura na descarga (HDR-36), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.140 – Erro relativo da vazão mássica (HDR-36), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.



Figura 4.141 – Erro relativo do consumo de energia (HDR-36), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.


Figura 4.142 – Erro absoluto da temperatura da carcaça (HDR-36), para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.

Na Tabela 4.17 observam-se os erros relativos obtidos pelo modelo de simulação do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com diferentes fluidos refrigerantes. Os erros das temperaturas na descarga e da carcaça ficaram abaixo dos 5°C, e os erros relativos à vazão mássica e ao consumo de energia, ficaram entre de -2,4% e +2% e entre -7,2% e +6,8%, respectivamente.

Tabela 4.17 – Erro relativo na simulação do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.

Fluido o Mistura	$T_5(^{o}C)$	$\dot{m}_r(\%)$	Ė(%)	$T_{ca}(^{o}C)$
R404A	+2,4 / +3,8	-1,2/+2,0	-0,7 / 6,8	-2,2 / +0,5
HDR-21	+2,4 / +4,1	-2,4 / -0,4	-3,2 / +3,7	-1,0 / +0,7
HDR-47	+2,7 / +4,6	-2,0 / -0,4	-4,7/+2,4	-0,7 / +1,1
HDR-23	+2,3 / +4,8	-0,8 / +0,7	-5,0/+3,3	-1,7/+3,6
HDR-36	+2,0 / +4,5	-0,7/+1,8	-7,2/+1,2	-2,7 / 0,0
Média	+2,7 / +4,8	-2,4 / +2,0	-7,2 / +6,8	-2,7 / +3,6

4.7.4. Análise exergética

A análise é baseada no balanço de exergia aplicado ao compressor semihermético e a cada um dos volumes de controle que compõe o compressor em estudo operando com diferentes fluidos refrigerantes (não flamáveis e flamáveis) e condições de operação (para aplicações de baixa e média temperatura). O principal objetivo deste estudo é identificar e quantificar a destruição de exergia (devido a irreversibilidades) que acontecem ao logo do caminho percorrido pelo fluido refrigerante no processo de compressão, utilizando o modelo de simulação.

4.7.4.1.

Destruição da exergia no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos refrigerantes não inflamáveis.

A Figura 4.143 apresenta a comparação da destruição de exergia que ocorre no compressor semi-hermético devido às irreversibilidades, para diferentes condições de operação utilizando fluidos refrigerantes não inflamáveis (aplicações para baixa temperatura).



Figura 4.143 – Destruição de exergia no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

Os fluidos refrigerantes apresentados na Figura 4.143, apontam para um incremento nos valores da exergia destruída na faixa de 20% a 54% acima dos valores do fluido R404A (padrão), sendo que os fluidos refrigerantes HDR-23 e R407E são os que possuem os maiores incrementos em comparação ao R404A. Para determinar as irreversibilidades que ocorrem nos componentes internos do compressor em estudo, é proposta uma condição de operação para todos os diferentes fluidos, a qual é apresentada na tabela 4.18.

Condição de	Fluido	P ₁	T ₁	P ₅
operação	Refrigerante	kPa	°C	kPa
24°C/-18°C	R404A	201,38	-0,59	1569,69
24°C/-18°C	LT	173,86	6,12	1553,70
24°C/-18°C	R407A	167,55	5,57	1562,83
24°C/-18°C	HDR-20	178,38	4,66	1561,69
24°C/-18°C	HDR-21	181,22	3,82	1561,43
24°C/-18°C	HDR-23	140,64	5,66	1404,21
24°C/-18°C	R407E	142,43	9,30	1398,10

Tabela 4.18 – Condição de operação do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

Com a condição de operação de entrada e saída no compressor semihermético, é utilizado o modelo de simulação para determinar os valores de pressão e temperatura nos diferentes pontos de estado termodinâmico na parte interna do compressor. Isto torna possível determinar a exergia que é destruída (devido a irreversibilidades) no caminho percorrido pelo refrigerante no processo de compressão. A Tabela 4.19 mostra os resultados da análise exergética global para o compressor em estudo.

Fluido	W _e	W _e	ψ_1	ψ_1	ψ_{qca}	ψ_{qca}	X _{des}	X _{des}	ψ_5	ψ_5
1 Iuluo	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%
R404A	75,21	80,82	17,86	19,18	0,77	0,829	23,23	24,96	69,07	74,21
LT	104,23	86,40	16,40	13,60	3,44	2,854	31,52	26,13	85,67	71,02
R407A	96,08	87,31	13,97	12,69	2,60	2,361	29,55	26,85	77,90	70,79
HDR-20	97,17	85,40	16,61	14,60	2,31	2,032	29,22	25,68	82,25	72,29
HDR-21	93,47	84,80	16,75	15,20	2,08	1,883	28,32	25,69	79,83	72,42
HDR-23	93,41	91,46	8,72	8,54	2,34	2,290	30,13	29,50	69,66	68,21
R407E	110,48	91,57	10,17	8,43	4,60	3,813	34,77	28,82	81,28	67,37

Tabela 4.19 – Análise exergética do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

onde:

 w_e : trabalho específico fornecido ao compressor.

 ψ_1 : exergia específica do gás refrigerante na entrada do compressor.

 ψ_5 : exergia específica do gás refrigerante na saída do compressor.

 ψ_{qca} : transferência de exergia por calor por unidade de massa.

x_{des} : exergia destruída no processo de compressão (irreversibilidades).

A figura 4.144 apresenta o diagrama de Grassmann do compressor semihermetico operando com o fluido refrigerante R404A para a condição de operação 24°C/-18°C (Temperatura da câmara frigorifica/Temperatura de ar externo), onde se pode observar os fluxos de exergia especifica na forma de trabalho (80,82%) e fluxo do gás refrigerante (17,86%) ingressando ao compressor semi-hermético para ser submetido ao processo de compressão. Neste processo, 24,96% da exergia é destruída devido às irreversibilidades (perdas elétricas e mecânicas). Também há uma perda de exergia na forma de calor (0,83%) para o meio ambiente. Ao final do processo soamente 59,02% de exergia é transferida ao fluido refrigerante.



Figura 4.144 – Diagrama de Grassmann do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluido R404A (não inflamáveis), para a condição de operação 24°C/-18°C.

Os valores da destruição de exergia devido a irreversibilidades que ocorrem no interior do compressor semi-hermético em estudo são apresentados na Figura 4.145.



Figura 4.145 – Diagrama de Grassmann do processor de compressão para aplicações de baixa temperatura, utilizando o fluido refrigerante R404A (não inflamáveis), para a condição de operação 24°C/-18°C.

A Figura 4.146 apresenta os valores da destruição de exergia para cada um dos volumes de controle utilizados na análise do compressor semi-hermético. Novamente, os componentes com maior destruição de energia são o motor elétrico e o cilindro de compressão. As perdas elétricas acontecem principalmente devido ao resfriamento ineficiente no motor elétrico para baixas vazões mássicas de fluidos refrigerantes, pois, neste tipo de compressor, o fluido refrigerante, antes de ingressar na câmara de sucção, resfria diretamente o motor elétrico. As perdas no cilindro de compressão acontecem principalmente pela queda de pressão gerada nas passagens das válvulas de sucção e descarga, e também devido às razões de compressão elevadas. Os fluidos que apresentam maiores valores de destruição de exergia no motor elétrico e cilindro de compressão são o HDR-23 e R407E. O restante dos componentes os valores apresentam resultados próximos ao do fluido padrão (R404A).



Figura 4.146 – Destruição de exergia no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, fluidos não inflamáveis.



Destruição da exergia no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos refrigerantes não inflamáveis.

A Figura 4.147 apresenta a comparação da destruição de exergia no compressor semi-hermético operando com diferentes fluidos refrigerantes e a mistura R404A (padrão). Observa-se que os fluidos refrigerantes que possuem os valores mais elevados de destruição de exergia são o R407A e HDR-23 (na faixa de 25% até 40% e 27% até 50%, acima do fluido R404A). O fluido refrigerante HDR-20 possui os menores valores da destruição de exergia comparado ao R404A (entre 17% e 20%).



Figura 4.147 – Destruição de exergia no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

A análise da destruição de exergia devidos às irreversibilidades que ocorrem no interior do compressor semi-hermético em estudo, operando com diferentes fluidos refrigerantes, é baseada nas condições de operação apresentadas na Tabela 4.20, que são os dados de entrada para o modelo de simulação, desenvolvido anteriormente.

0 1 ~ 1	E1 1	P	Ŧ	P
Condição de	Fluido	P_1	T_1	P ₅
operação	Refrigerante	kPa	°C	kPa
27°C/2°C	R404A	487,08	284,19	1544,38
27°C/2°C	R407A	396,71	288,04	1436,59
27°C/2°C	LT	466,71	281,96	1554,82
27°C/2°C	HDR-20	467,34	281,72	1562,82
27°C/2°C	HDR-21	450,15	286,58	1509,73
27°C/2°C	HDR-23	347,68	288,90	1394,38

Tabela 4.20 – Condições de operação do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

A tabela 4.21 mostra os resultados da análise de exergia global para o compressor em estudo.

Tabela 4.21 – Análise exergética do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos não inflamáveis.

Fluido	W _e	W _e	ψ_1	ψ_1	ψ_{qca}	ψ_{qca}	X _{des}	X _{des}	Ψ_5	ψ_5
	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%
R404A	46,514	54,45	38,91	45,55	0,95	1,109	19,10	22,36	65,38	76,53
R407A	62,071	62,85	36,70	37,15	2,06	2,087	25,44	25,76	71,26	72,15
LT	59,747	56,91	45,24	43,09	1,71	1,630	23,96	22,82	79,32	75,55
HDR-20	56,390	56,39	43,61	43,61	1,52	1,519	22,42	22,42	76,07	76,06
HDR-21	57,717	58,24	41,39	41,76	1,61	1,622	23,35	23,56	74,15	74,82
HDR-23	63,684	67,27	30,99	32,73	2,22	2,340	26,84	28,35	65,61	69,31

O diagrama de Grassmann do compressor semi-hermetico operando com o fluido refrigerante R404A é apresentado na Figura 4.148, onde podem ser observados os fluxos de exergia específica na forma de trabalho (54,45%) e fluxo do gás refrigerante (45,55%) ingressando no compressor semi-hermético para realizar o processo de compressão. Neste processo, 22,36% da exergia é destruída devido às irreversibilidades (perdas elétricas e mecânicas). Observa-se, também, destruição de exergia na forma de transferência de calor (1,11%) para o meio ambiente. Ao final do processo, somente 76,53% de exergia é transferida ao fluido refrigerante.



Figura 4.148 – Diagrama de Grassmann do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluido R404A (não inflamáveis), para a condição de operação 27°C/2°C.

O diagrama de Grassmann com os fluxos e destruição de exergia ao longo do trajeto percorrido pelo fluido refrigerante R404A durante o processo de compressão é apresentado na Figura 4.149. Observa-se, como esperado, que o componente que possui maior destruição de exergia é o motor elétrico.



Figura 4.149 – Diagrama de Grassmann do processo de compressão para aplicações de média temperatura, utilizando o fluido refrigerante R404A (não inflamáveis), para a condição de operação 27°C/2°C.

A Figura 4.150 apresenta os valores da destruição de exergia para cada um dos volumes de controle utilizado na análise do compressor semi-hermético operando com diferentes fluidos refrigerantes. Como sempre, o componente com maior destruição de exergia é o motor elétrico, quando o compressor utiliza os fluidos HDR-23 e R407A. O segundo componente com valores de destruição de exergia consideráveis é o cilindro de compressão, onde todos os fluidos apresentam perdas entre 4 kJ/kg e 5,5 kJ/kg.



Figura 4.150 – Destruição de exergia no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, fluidos não inflamáveis.

4.7.4.3.

Destruição da exergia no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos refrigerantes inflamáveis.

A destruição de exergia que acontece no compressor semi-hermético operando com diferentes fluidos refrigerantes quando comparados ao fluido refrigerante R404A (padrão) é apresentada na Figura 4.151, observa-se que o fluido HDR-36 possui uma diferença de 24% até 29% acima do valor obtido pelo refrigerante R404A. E que e o fluido refrigerante HDR-47 apresenta valores de 20% até 26% acima do R404A, para todas as condições de operação.



Figura 4.151 – Destruição de exergia no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

A Tabela 4.22 apresenta as condições de operação e dados de entrada para o modelo de simulação, para as quais determinou-se a destruição de exergia que acontece no processo de compressão utilizando diferentes fluidos refrigerantes.

Tabela 4.22 – Condições de operação do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

Condição de	Fluido	P ₁	T_1	P ₅
operação	Refrigerante	kPa	°C	kPa
35°C/-18°C	R404A	229,95	261,64	2007,50
35°C/-18°C	HDR-36	142,55	266,22	1385,21
35°C/-18°C	HDR-47	187,29	265,12	1810,43

A Tabela 4.23 mostra os resultados da análise exergético global para o compressor em estudo.

Fluido	W _e	W _e	ψ_1	ψ_1	ψ_{qca}	ψ_{qca}	X _{des}	X _{des}	ψ_5	ψ_5
	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%
R404A	76,675	75,87	24,39	24,13	0,02	0,020	25,54	25,27	75,51	74,71
HDR-36	91,685	88,82	11,54	11,18	0,63	0,614	32,76	31,74	69,83	67,65
HDR-47	95,013	82,70	19,87	17,30	0,90	0,780	31,71	27,60	82,28	71,62

Tabela 4.23 – Análise exergético do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

O diagrama de Grassmann do compressor semi-hermetico operando com o fluido refrigerante R404A é apresentado Figura 4.152, onde se podem observar os fluxos de exergia especifica na forma de trabalho (75,87%) e fluxo do gás refrigerante (24,13%) ingressando ao compressor semi-hermético para realizar o processo de compressão. Neste processo, 25,27% da exergia é destruída devido as irreversibilidades (perdas elétricas e mecânicas), também observa-se uma perda de exergia na forma de calor (0,02%) para o meio ambiente. Ao final do processo só 74,71% de exergia e transferida ao fluido refrigerante.



Figura 4.152 – Diagrama de Grassmann do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, operando com fluido R404A (inflamáveis), para a condição de operação 35°C/-18°C.

A Figura 4.153 apresenta os resultados da distribuição dos fluxos de exergia para aplicações de baixa temperatura utilizando o fluido R404A



Figura 4.153 – Diagrama de Grassmann do processo de compressão para aplicações de baixa temperatura, utilizando o fluido refrigerante R404A (não inflamáveis), para a condição de operação 35°C/-18°C.

A Figura 4.154, apresenta os valores da destruição de exergia para cada um dos volumes de controle utilizado na análise do compressor semi-hermético operando com diferentes fluidos refrigerantes.



Figura 4.154 – Destruição de exergia no compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura, fluidos inflamáveis.

4.7.4.4.

Destruição da exergia no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos refrigerantes inflamáveis.

A destruição de exergia que acontece no compressor semi-hermético operando com diferentes fluidos refrigerantes comparados ao fluido refrigerante R404A (padrão) é apresentada na Figura 4.155, onde o fluido HDR-36 aquele que possui uma diferença de 37% até 44% acima do valor obtido pelo refrigerante R404A. Igualmente o fluido refrigerante HDR-47 apresenta valores de 28% até 37% acima do R404A para todas as condições de operação.



Figura 4.155 – Destruição de exergia no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

A Tabela 4.24 apresenta as condições de operação e dados de entrada para o modelo de simulação, para a determinação da destruição de exergia que acontece no processo de compressão utilizando diferentes fluidos refrigerantes.

Tabela 4.24 – Condições de operação do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

Condição de	Fluido	P ₁	T_1	P ₅
operação	Refrigerante	kPa	°C	kPa
27°C/2°C	R404A	494,68	5,22	1546,92
27°C/2°C	HDR-21	450,64	6,30	1511,23
27°C/2°C	HDR-47	409,21	6,99	1426,29
27°C/2°C	HDR-23	359,19	6,80	1202,46
27°C/2°C	HDR-36	321,92	7,46	1092,36

A tabela 4.25 mostra os resultados da análise exergética global para o compressor em estudo.

Fluido	W _e	W _e	ψ_1	ψ_1	ψ_{qca}	ψ_{qca}	X _{des}	X _{des}	ψ_5	ψ_5
	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%
R404A	44,206	52,73	39,63	47,27	0,67	0,796	18,67	22,27	64,50	76,93
HDR-21	55,482	57,03	41,81	42,97	1,12	1,153	23,30	23,95	72,87	74,90
HDR-47	59,266	60,19	39,19	39,81	1,32	1,345	25,32	25,72	71,81	72,93
HDR-23	53,478	62,42	32,20	37,58	1,11	1,294	24,24	28,30	60,32	70,41
HDR-36	56,274	65,70	29,38	34,30	1,28	1,494	26,25	30,65	58,12	67,86

Tabela 4.25 – Análise exergética do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluidos inflamáveis.

O diagrama de Grassmann do compressor semi-hermetico operando com o fluido refrigerante R404A é apresentado Figura 4.156, onde se podem observar os fluxos de exergia especifica na forma de trabalho (52,73%) e fluxo do gás refrigerante (47,27%) ingressando ao compressor semi-hermético para realizar o processo de compressão. Neste processo, 22,27% da exergia é destruída devido as irreversibilidades (perdas elétricas e mecânicas), também observa-se uma perda de exergia na forma de calor (0,79%) para o meio ambiente. Ao final do processo só 76,93% de exergia e transferida ao fluido refrigerante.



Figura 4.156 – Diagrama de Grassmann do compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, operando com fluido R404A (inflamáveis), para a condição de operação 27°C/2°C.

A Figura 4.157 apresenta os resultados da distribuição do fluxo de exergia no processo de compressão para aplicações de média temperatura.



Figura 4.157 – Diagrama de Grassmann do processo de compressão para aplicações de média temperatura, utilizando o fluido refrigerante R404A (inflamáveis), para a condição de operação 27°C/2°C.

A Figura 4.158 apresenta os valores da destruição de exergia para cada um dos volumes de controle utilizado na análise do compressor semi-hermético operando com diferentes fluidos refrigerantes.



Figura 4.158 – Destruição de exergia no compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura, fluidos inflamáveis.

4.8. Conclusões

Da análise experimental e numérica pode-se concluir o seguinte:

- 1 Para o compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura operando com fluidos refrigerantes não inflamáveis, observa-se que os fluidos refrigerantes HDR-21, HDR-20 e LT apresentam um desempenho próximo ao mesmo compressor operando com o fluido padrão R404A, tornando-se possíveis candidatos para sua substituição. Esta afirmação é baseada na comparação da capacidade de refrigeração do compressor, para os quais foram obtidos valores relativos ao R404A de 98%, 94% e 94%, respectivamente, praticamente com valores de capacidade do compressor operando com o fluido R404A (100%). Com respeito aos valores do COP (coeficiente de performance), apresentam um incremento do 8%, 4% e 4%, respectivamente. Esta conclusão é respaldada pela análise de exergia, onde, novamente, os fluidos HDR-21, HDR-20 e LT apresentam valores menores de destruição de exergia (25,69%, 25,68% e 26,13%, respectivamente) devido às irreversibilidades (queda de pressão e troca de calor) em comparação aos fluidos refrigerantes R407A, HDR-23 e R407E (com valores de exergia destruída de 26,85%, 29,50% e 28,82%, respectivamente).
- 2 Com relação ao compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura operando com fluidos refrigerantes não inflamáveis, os fluidos refrigerantes HDR-20, LT e HDR-21 mostraram-se como possíveis candidatos do fluido refrigerante R404A, devido ao melhor desempenho do compressor em estudo quando operando com estes fluidos. Tal conclusão é baseada na comparação da capacidade de refrigeração do compressor, que apresentam valores médios acima de 1%, 5%, 1%, respectivamente. O mesmo acontece para os valores médios do coeficiente de performance (COP), que ficaram em 1%, 4% e 1%, respectivamente, comparados ao R404A. A mesma conclusão é obtida na análise de

- 3 Na análise experimental do compressor semi-hermético para aplicações de baixa temperatura operando com fluidos refrigerantes inflamáveis, observa-se que o fluido refrigerante HDR-47 apresentou um valor da capacidade de refrigeração do compressor próximo ao do refrigerante R404A (média de 8% abaixo do fluido padrão). O valor médio do coeficiente de performance ficou em 7% acima do R404A. Este fluido também apresenta valores menores da destruição de exergia comparado ao outro candidato o fluido HDR-36. Entretanto, ambos fluidos apresentam irreversibilidades maiores que o fluido R404A.
- 4 No compressor semi-hermético para aplicações de média temperatura operando com fluidos refrigerantes inflamáveis, o fluido HDR-21 mostra-se com um desempenho próximo do R404A, ficando com um valor médio da capacidade de refrigeração 1% abaixo do R404A e um valor médio do COP de 1% acima do R404A. Menores valores da destruição de exergia em comparação ao outros candidatos (HDR-47, HDR-23, HDR-36), foram obtidos, tornando-o um possível substituto do R404A.
- 5 O modelo de simulação baseado nos parâmetros característicos de queda de pressão e troca de calor apresenta erros relativos baixos se comparados aos dados experimentais no cálculo da temperatura na descarga (-3,6°C a +4,8 °C), da vazão mássica do fluido refrigerante (-6% a 2%), consumo de energia (-7% a 7%) e temperatura da carcaça do compressor (-3,7 °C a +3,7 °C).