

3

Compressor Hermético

3.1.

Introdução

A indústria de refrigeração e condicionamento ar condicionado tem dedicado um enorme esforço no desenvolvimento de novos fluidos refrigerantes com baixo ODP (Potencial de destruição da camada de ozônio) e um baixo GWP (Potencial de aquecimento global). A mudança de fluidos refrigerantes tem motivado pesquisadores a realizar testes experimentais para avaliar o impacto que novos fluidos têm no sistema de refrigeração e seus componentes, sendo o compressor o componente mais importante. Acompanhando o estudo experimental tem-se o desenvolvimento de modelos de simulação. Estes têm um papel importante na previsão de condições de operação com razoável precisão, reduzindo o tempo e custo na realização de testes experimentais com novos fluidos.

O compressor hermético de refrigeração tem como função o aumento de pressão e temperatura do fluido na fase de vapor e consiste de um conjunto motor-compressor hermeticamente selado uma carcaça de aço soldada. Os principais componentes do compressor hermético são (Figura 3.1): o motor elétrico, mufla de sucção, linha de descarga (serpentina), cabeçote, bloco metálico formado pelas câmaras de sucção e descarga, o pistão, o cilindro e o eixo.

O gás, à pressão de sucção, é admitido na carcaça do compressor. Parte do escoamento é recirculada no interior da própria carcaça, removendo o calor liberado pelo motor elétrico, antes de ser admitido na mufla de sucção. A fração do gás recirculante depende da geometria e características do escoamento de cada modelo de compressor. O gás entra na mufla de sucção e escoar até o cilindro de compressão, onde ocorre o processo de compressão propriamente dito. O gás, a alta pressão, deixa o compressor hermético pela mufla de descarga e linha de descarga (serpentina).

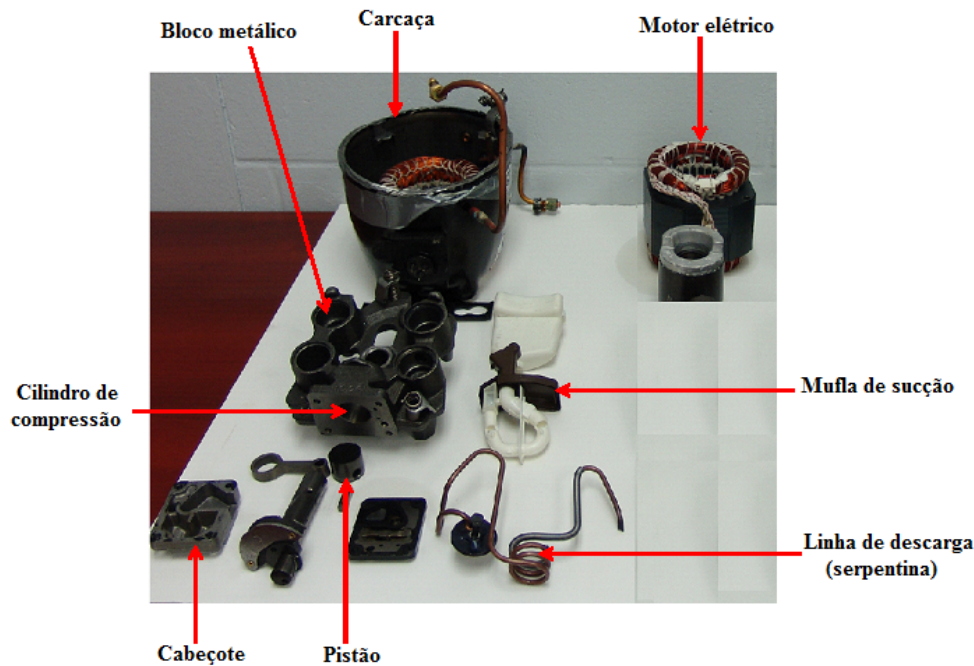


Figura 3.1- Principais componentes do compressor hermético alternativo.

O compressor hermético tem como grande vantagem o não vazamento de refrigerante através do eixo, como pode ocorrer com os compressores abertos. A desvantagem é que não permite acesso aos componentes internos para o caso de manutenção. Como consequência, em caso de queima do motor elétrico ou qualquer outro dano, a única solução é a substituição total do compressor.

O compressor hermético pode ser escolhido pela faixa de temperatura de evaporação que o sistema requer, como apresentado na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Classificação do compressor hermético pela faixa da temperatura de evaporação (Embraco, 2009)

Classificação	Temperatura de Evaporação	Exemplo de Aplicação
LBP - baixa pressão de retorno	-35°C até -10°C	Freezers e Refrigeradores
MBP - média pressão de retorno	-35°C até -5°C	Balcões comerciais e Bebedouros
HBP - alta pressão de retorno	-5°C até +15°C	Desumidificadores, Refresqueiras e Bebedouros.

A cada temperatura no evaporador corresponde uma determinada pressão, sendo que a absorção de calor pelo refrigerante vai depender da temperatura de evaporação. A densidade do gás é alta em baixas temperaturas e, portanto, uma maior quantidade de calor poderá ser absorvida durante a evaporação.

Neste capítulo propõe-se o desenvolvimento de um modelo de simulação semi-empírico de um compressor hermético específico para aplicações de baixa temperatura de evaporação (LBP – baixa pressão de retorno) e média temperatura de evaporação (MBP – média pressão de retorno). O modelo está baseado em um compressor hermético projetado para operar com o fluido refrigerante R134a, sendo aplicados os princípios fundamentais de conservação de massa, energia e quantidade de movimento, as equações de troca de calor, de queda de pressão, e de propriedades termodinâmicas e parâmetros empíricos característicos. Para tal, caracteriza-se o compressor mediante parâmetros de queda de pressão e troca de calor, os quais são, em teoria, função exclusiva da geometria interna e independentes, por tanto, das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante em uso ou das condições de operação simuladas. Com a obtenção dos parâmetros característicos, pretende-se variar as condições de operação e estudar o desempenho do compressor operando com novos fluidos como são R1234yf, R1234ze(E) e uma nova mistura denominada HDR-17. Esta metodologia de caracterização para compressores herméticos foi originalmente utilizada por Domanski e Didion (1983) e depois por Yana Motta et al. (1995), conforme descrito na revisão bibliográfica, a seguir.

3.2.

Revisão bibliográfica

Há, na literatura, muitos trabalhos sobre compressores herméticos, sendo a principal fonte destes artigos o evento bianual “*International Compressor Engineering Conference at Purdue University, USA*”, realizado desde 1972.

Estudos numéricos e experimentais dos fenômenos de transferência de calor entre o fluido refrigerante e as paredes internas o cilindro de compressão no compressor hermético, foram apresentados por Hughes et al. (1972), Aldair et al. (1972), Yian e Yezheng (1986), Todescat et al. (1992,1993), Fagotti e Prata (1998), Longo e Caracciolo (2002), Dutra e Deschamps (2010), entre outros. O principal objetivo nestes trabalhos foi o de gerar correlações empíricas que descrevam os fenômenos de transferência de calor que ocorrem durante o processo de compressão, em alguns casos, fornecendo o valor instantâneo do coeficiente de troca de calor entre o, gás e a parede do cilindro. Prakash e Singh (1974) compilam as primeiras correlações que apareceram na literatura, na época.

A literatura também apresenta trabalhos com modelos de troca de calor entre o gás recirculante na carcaça (à pressão de sucção) e os componentes do compressor hermético (paredes externas do cilindro, muflas, serpentina de descarga e motor elétrico). Nesta categoria pode-se citar, como exemplos, os trabalhos de Cavanilli et al. (1996) e Rigola et al. (2000). Ambos os trabalhos apresentam validação contra dados experimentais. Podem-se citar, também, trabalhos numéricos que simulam o escoamento de gás no interior do compressor hermético (por exemplo, Becerra e Parise, 2008; Kara e Oguz, 2010). A maior dificuldade na aplicação destes modelos reside no fato de que detalhes geométricos (área, passagens de gás, etc.) não são conhecidas “a priori” (haja visto que são compressores “herméticos”). Também foram apresentados trabalhos por Vakil (1986), Ramanujam e Doyle (1988), Meyer e Thompson (1988), Meyer e Doyle (1990), Lee et al. (2002), Real et al. (2010), com respeito à configuração da mufla de sucção, como a entrada do refrigerante na carcaça do compressor. Alguns, estabeleceram o fator “ δ ”, que define a fração de gás refrigerante que escoar diretamente para a mufla de sucção. Os modelos propostos foram validados com dados experimentais.

Ainda na categoria dos chamados “modelos térmicos”, encontram-se modelos que fazem uso das equações fundamentais, das de troca de calor e queda de pressão e são validados por dados experimentais do compressor em estudo, dados estes tanto globais quanto internos à carcaça. Dois destes modelos (Kim, 2003; Deschamps et al., 2012) são apresentados a seguir.

Kim (2003) propõe um estudo analítico de transferência de calor e distribuição de temperaturas de um compressor hermético de refrigeração. A análise é baseada em princípios fundamentais de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. O compressor é dividido em 46 volumes de controles e considera que a distribuição de temperatura em cada elemento é uniforme. As equações algébricas resultantes formaram uma matriz para solução simultânea. O modelo foi validado com dados experimentais de temperatura no interior do compressor, obtidos pelo autor. Os resultados apresentam um erro relativo de 10% na predição da temperatura.

Deschamps et al. (2012) desenvolveram um modelo de simulação para compressores alternativos com ênfase na análise térmica baseado nas equações fundamentais de conservação. Os coeficientes de transferência de calor foram estimados mediante correlações existentes na literatura. O modelo pode estimar a distribuição da temperatura no processo de compressão (temperaturas do gás no interior da carcaça e componentes metálicos), os fenômenos de transferência de calor e a eficiência volumétrica. Os resultados do modelo foram comparados com os dados experimentais apresentando erros de ordem de 8.4 °C no cálculo da distribuição de temperatura.

Modelos de simulação semi-empíricos globais, também chamados de “modelo de caixa preta”, são baseados nas equações fundamentais de conservação de massa, energia e quantidade de movimento e as curvas características, aplicadas aos compressores alternativos do tipo hermético. Foram desenvolvidos, entre outros, por Popovic e Shapiro (1995), Janng et al. (2000), Kim e Bullard (2002), Mackensen et al. (2002), Hermes e Melo (2006), Navarro et al. (2007a, 2007b) e Negrão et al. (2010). Este tipo de modelo não leva em conta, isto é, não busca descrever os processos de transferência de calor e queda de pressão que ocorrem no interior do compressor hermético. Estes processos são tão somente, contabilizados por seus efeitos no desempenho global do compressor hermético.

As curvas características utilizadas nestes modelos são obtidas a partir de testes calorimétricos.

Por outro lado, têm-se modelos de simulação semi-empíricos baseados na determinação de parâmetros empíricos que caracterizam a geometria interna do compressor e também levam em conta os fenômenos de transferência de calor e queda de pressão entre o fluido refrigerante e os componentes do compressor hermético. Descrevem-se, a seguir, exemplos destes modelos.

Domanski e Didion (1983) apresentam um modelo de simulação para compressores herméticos operando em regime permanente. O compressor foi caracterizado mediante parâmetros geométricos de queda de pressão (quatro parâmetros) e troca de calor (cinco parâmetros), os quais são independentes do fluido refrigerante. A principal vantagem do modelo é o fato de não necessitar de dados detalhados da geometria interna do compressor a ser estudado. O modelo foi validado com dados experimentais obtidos pelos autores.

Haberschill et al. (1994) apresentam um modelo global de simulação para compressores herméticos em regime permanente, baseado na determinação de parâmetros (nove parâmetros) obtidos mediante um mínimo de três testes experimentais (fluido R22). A metodologia é expandida a compressores rotativos e tipo scroll. O processo de compressão é caracterizado por um expoente politrópico, a partir do qual são calculadas a temperatura na descarga, a vazão mássica de refrigerante e o consumo de energia. O modelo comparou os resultados com dados experimentais obtidos para três compressores herméticos diferentes, obtendo-se erros de 5K para a temperatura na descarga, 4% para a vazão mássica de refrigerante e 5% para o consumo de energia. O autor não apresentou os dados experimentais.

Yana Motta et al. (1996a) apresentam um modelo de simulação semi-empírico para compressores herméticos, utilizando equações simplificadas cujas constantes foram chamadas de parâmetros característicos e calculadas a partir de um único teste calorimétrico. A vantagem do modelo é que, igualmente dispensa o conhecimento prévio de detalhes internos do compressor tais como diâmetro de orifício das válvulas, geometria das passagens internas, entre outros.

Pascal et al. (2001) apresentam um modelo global de um compressor alternativo. Os objetivos do modelo são: i) estimar quatro parâmetros adimensionais de troca de calor e queda de pressão para a caracterização do

compressor; ii) avaliar o desempenho para varias condições de operação, e iii) apresentar o estudo das perdas em forma de calor que ocorrem no processo de compressão. O modelo foi validado com dados experimentais obtidos pelos autores.

Navarro et al. (2007) apresentam um modelo de simulação complexo que determina a eficiência volumétrica em função de dez parâmetros que representam as perdas no interior do compressor hermético. A solução do modelo utiliza o método estatístico de Monte Carlo. O modelo é validado com 16 pontos experimentais, obtendo erros relativos de -5% até +5% para a eficiência volumétrica. O tempo computacional empregado na solução do algoritmo é da ordem de 6 horas, para os computadores de então.

Conforme já mencionado anteriormente, a tese propõe o desenvolvimento de um modelo de simulação semi-empírico para compressores alternativos do tipo hermético operando com o fluido refrigerante R134a. O modelo é baseado nas equações fundamentais de conservação de massa, energia e quantidade de movimento e utiliza parâmetros empíricos obtidos a partir de testes experimentais. Neste caso o compressor é dividido em nove volumes de controle: carcaça do compressor, gás escoando no interior da carcaça, mufla de sucção, câmara de sucção, cilindro de compressão, motor elétrico, câmara de descarga, linha de descarga ou serpentina e bloco metálico (conjunto da massa metálica da câmara de sucção e descarga, cilindro de compressão). O compressor em estudo é caracterizado por treze parâmetros empíricos que representam a geometria interna do compressor (cinco parâmetros de queda de pressão, sete parâmetros de troca de calor e um parâmetro da configuração da mufla de sucção), obtidos mediante dados experimentais do compressor operando com o fluido refrigerante R134a. Estes parâmetros permanecem, teoricamente, constantes no modelo de simulação, permitindo calcular as condições de operação do compressor quando novos fluidos refrigerantes foram simulados, tal procedimento não foi apresentado em nenhum dos trabalhos mencionados anteriormente. Neste modelo de simulação semi-empírico são calculadas a queda de pressão para cada volume de controle, sem a necessidade de se fixar estes valores, como foi feito nos modelos anteriormente descritos.

3.3. Modelo matemático

3.3.1. Volumes de controle

Uma simulação numérica dos diferentes processos que ocorrem durante a passagem do fluido refrigerante pelo compressor hermético foi desenvolvida no presente trabalho. O modelo matemático é baseado nas equações de conservação de massa, energia e na quantidade de movimento aplicadas a nove volumes de controles: global (processo 1-7), gás escoando no interior da carcaça (1-2), mufla de sucção (2-3), câmara de sucção (3-4), cilindro de compressão (4-5), motor elétrico, câmara de descarga (5-6), linha de descarga ou serpentina (6-7) e bloco metálico (conjunto da massa metálica da câmara de sucção e descarga, muflas, cilindro de compressão). A Figura 3.2 apresenta a distribuição dos volumes de controle e os sete pontos para a análise das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante.

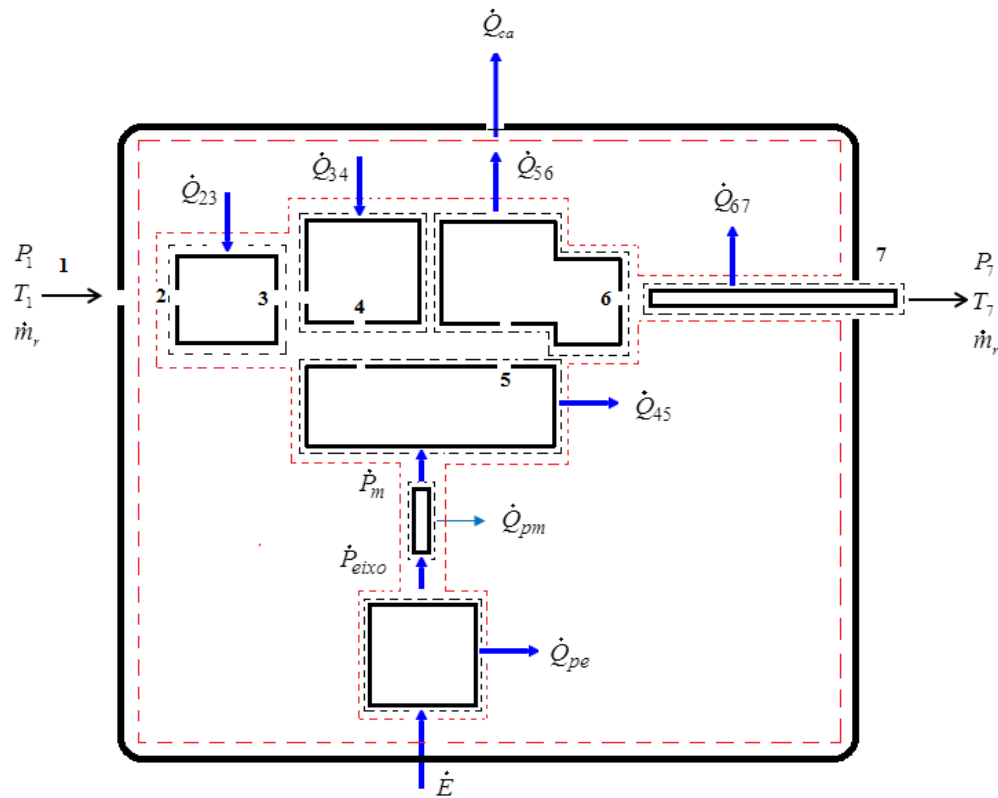


Figura 3.2 – Distribuição dos volumes de controle do compressor hermético.

3.3.2.**Balço de energia**

Será aplicado o balanço de energia para cada um dos volumes de controle.

a) Volume de controle global: A Figura 3.3 apresenta o volume global definido pela carcaça do compressor hermético.

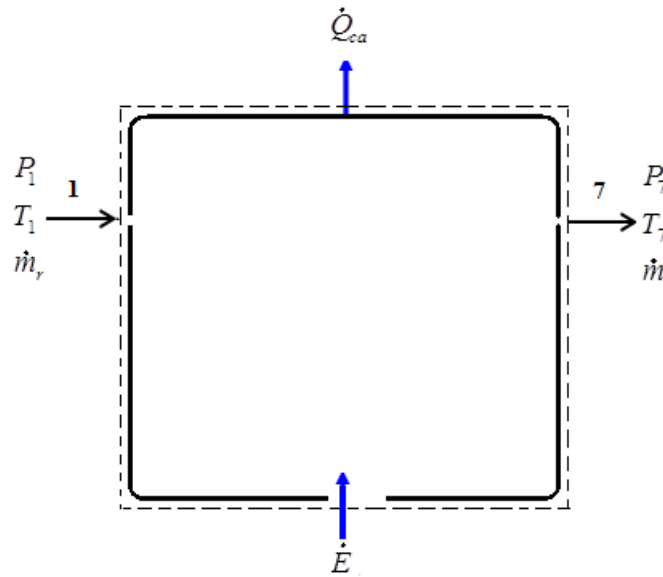


Figura 3.3 – Esquema do volume global do compressor hermético.

Aplicando a primeira lei da termodinâmica no volume de controle, tem-se:

$$\dot{E} - \dot{Q}_{ca} = \dot{m}_r (h_7 - h_1) \quad (3.1)$$

onde :

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

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

h_7 : Entalpia específica na saída do compressor [kJ/kg]

h_1 : Entalpia específica na entrada do compressor [kJ/kg]

A taxa de rejeição de calor pela carcaça do compressor para o meio ambiente é dada por:

$$\dot{Q}_{ca} = \alpha A_{ar} (T_{ca} - T_a) \quad (3.2)$$

onde αA_{ar} é a condutância entre o gás no interior do compressor hermético e o ambiente externo e T_a é a temperatura do meio ambiente.

$$T_{ca} = \frac{T_{ca,s} + T_{ca,i} + T_{ca,l}}{3} \quad (3.3)$$

onde :

T_{ca} : Temperatura global da carcaça [$^{\circ}\text{C}$]

$T_{ca,s}$: Temperatura da carcaça superior [$^{\circ}\text{C}$]

$T_{ca,i}$: Temperatura da carcaça inferior [$^{\circ}\text{C}$]

$T_{ca,l}$: Temperatura da carcaça lateral [$^{\circ}\text{C}$]

Os três valores locais da temperatura de carcaça são empregados no modelo, pois geralmente, são levantados experimentalmente.

b) Volume de controle do gás no interior da carcaça: A Figura 3.4 representa o volume de controle do gás refrigerante trocando calor com a mufla de sucção, o bloco metálico, linha de descarga, motor elétrico e a carcaça do compressor.

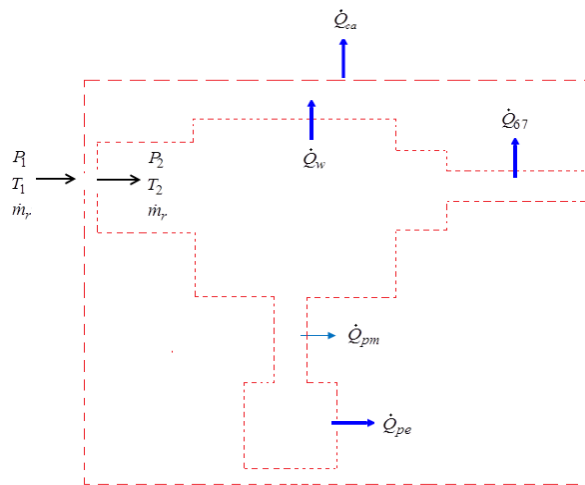


Figura 3.4 – Volume de controle do gás escoando no interior da carcaça do compressor hermético.

O balanço de energia do gás trocando calor com os componentes do compressor é dado pela equação:

$$\dot{Q}_{pe} + \dot{Q}_{pm} + \dot{Q}_w + \dot{Q}_{67} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) + \dot{Q}_{ca} \quad (3.4)$$

onde :

$\dot{Q}_{pe}$: Taxa de perdas elétricas do motor [kW]

$\dot{Q}_{pm}$: Taxa de perdas por calor devido ao atrito mecânico [kW]

$\dot{Q}_w$: Taxa de transferência de calor para o bloco metálico [kW]

$\dot{Q}_{67}$: Taxa de transferência de calor da linha da descarga para o gás [kW]

h_2 : Entalpia específica na entrada da mufla de sucção [kJ/kg]

O gás que ingressa pela sucção do compressor, não passa diretamente até a mufla de sucção, visto que uma fração do gás refrigerante escoar pelo interior da carcaça do compressor e ajuda no resfriamento do motor elétrico. O parâmetro que define essa fração do gás é dado por uma constante δ (varia de 0 até 1), a qual é representada pela equação (3.5). Quando $\delta = 1$, todo o fluido refrigerante passa diretamente para a mufla de sucção, e quando $\delta = 0$, o fluido escoar em sua totalidade pela carcaça do compressor. Outra característica importante do valor de δ é que este define a configuração da entrada da mufla de sucção.

$$\delta = \frac{\dot{m}_{rx}}{\dot{m}_r} \quad (3.5)$$

A Figura 3.5 apresenta o volume de controle do gás em função da fração de refrigerante que escoar diretamente para a entrada da mufla de sucção.

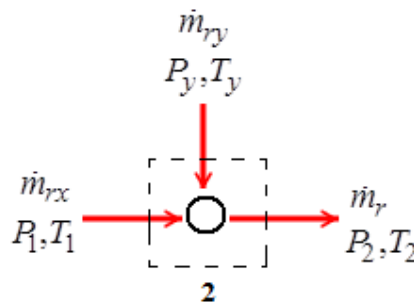


Figura 3.5 – Volume de controle da distribuição do gás no interior da carcaça, compressor hermético.

Aplicando a equação de balanço de energia e conservação de massa no volume de controle na Figura 3.5, tem-se:

$$\dot{m}_{rx}h_1 + \dot{m}_{ry}h_y = \dot{m}_r h_2 \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{rx} + \dot{m}_{ry} \quad (3.7)$$

onde :

$\dot{m}_{rx}$: Vazão mássica que passa direto para a mufla de sucção [kg/s]

$\dot{m}_{rx}$: Vazão mássica de refrigerante que circula no interior da carcaça [kg/s]

h_y : Entalpia específica do gás escoando no interior da carcaça [kJ/kg]

Substituindo a equação (3.5) em (3.7), tem-se a seguinte expressão:

$$\dot{m}_{ry} = (1 - \delta)\dot{m}_r \quad (3.8)$$

c) Volume de controle da mufla de sucção: A Figura 3.6 apresenta o volume de controle para a mufla de sucção.

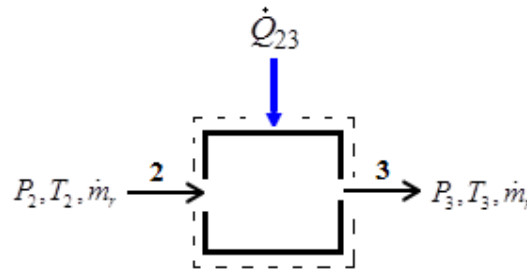


Figura 3.6 – Volume de controle da mufla de sucção.do compressor hermético.

Aplicando-se a equação do balanço de energia no volume de controle da mufla de sucção, tem-se:

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m}_r (h_3 - h_2) \quad (3.9)$$

onde :

$\dot{Q}_{23}$: Taxa de transferência de calor na passagem pela mufla de sucção [kW]

h_3 : Entalpia específica na saída da mufla de sucção [kJ/kg]

d) Volume de controle da câmara plenum de sucção: O volume é apresentado na Figura 3.7.

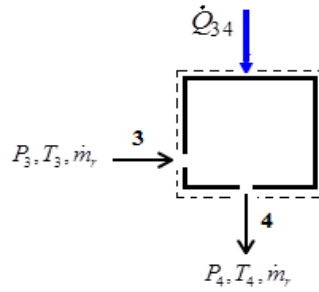


Figura 3.7 – Volume de controle da câmara de sucção do compressor hermético.

A equação de balanço de energia aplicado ao volume de controle da Figura 3.7 é:

$$\dot{Q}_{34} = \dot{m}_r (h_4 - h_3) \quad (3.10)$$

onde :

$\dot{Q}_{34}$: Taxa de transferência de calor para o gás na passagem 3-4 [kW]

h_4 : Entalpia específica na saída da câmara de sucção [kJ/kg]

e) Volume de controle do cilindro de compressão: A Figura 3.8 mostra o volume de controle do cilindro de compressão 4-5.

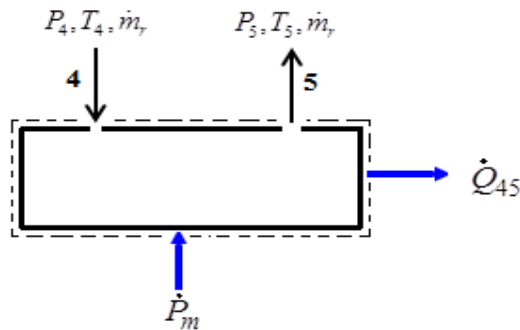


Figura 3.8 – Volume de controle do cilindro de compressão, compressor hermético

A equação utilizada no balanço de energia é:

$$\dot{P}_m - \dot{Q}_{45} = \dot{m}_r (h_5 - h_4) \quad (3.11)$$

onde:

$\dot{Q}_{45}$: Taxa de transferência de calor no cilindro de compressão [kW]

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

h_5 : Entalpia específica na saída do cilindro de compressão [kJ/kg]

f) Volume de controle do motor elétrico: o motor apresenta uma perda de energia (devido a ineficiências) em forma de calor que é transferida ao gás que escoo no interior da carcaça. A Figura 3.9 mostra o volume de controle do motor elétrico do compressor hermético.

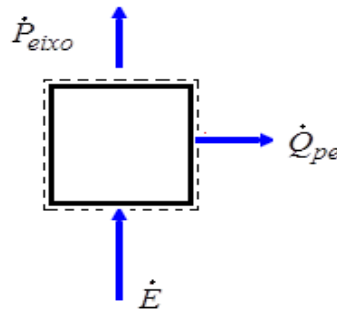


Figura 3.9 – Volume de controle do motor elétrico do compressor hermético

Neste volume aplica-se o balanço de energia, obtendo a equação:

$$\dot{E} = \dot{Q}_{pe} + \dot{P}_{eixo} \quad (3.12)$$

onde:

$\dot{Q}_{pe}$: Taxa de 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 , em função da rotação:

$$\dot{P}_{eixo} = \dot{E}\eta_e \quad (3.13)$$

A potência empregada para a compressão também pode ser calculada. Para isto utiliza-se adicionalmente a eficiência mecânica η_m , à qual, devido ao fato de

existir transmissão direta (motor e compressor no mesmo eixo), é tipicamente atribuído um valor de 0,96 ou 0,95. (Domanski e Didion, 1983).

$$\dot{P}_m = \dot{E} \eta_e \eta_m \quad (3.14)$$

A taxa de troca de calor devido às perdas mecânicas, $\dot{Q}_{pm}$, é calculada pela equação abaixo, representa o balanço de energia aplicado ao motor elétrico.

$$\dot{Q}_{pm} = \dot{P}_{eixo} - \dot{P}_m \quad (3.15)$$

g) Volume de controle da câmara (plenum) de descarga: O volume de controle é representado pela Figura 3.10.

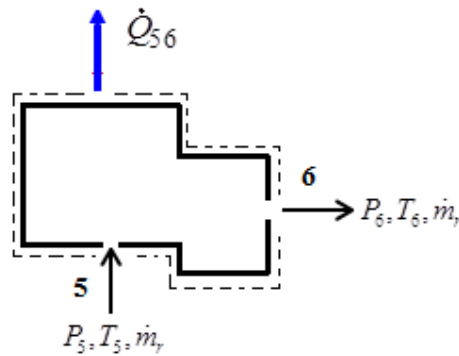


Figura 3.10 – Volume de controle da câmara de descarga do compressor hermético.

A equação de balanço de energia para o volume de controle na Figura 3.10, é:

$$\dot{Q}_{56} = \dot{m}_r (h_5 - h_6) \quad (3.16)$$

onde:

$\dot{Q}_{56}$: taxa de transferência de calor na passagem 5-6 [kW]

h_6 : entalpia específica na saída da câmara de descarga [kJ/kg]

h) Volume de controle da linha de descarga (serpentina): o volume de controle para este componente é apresentado na Figura 3.11.

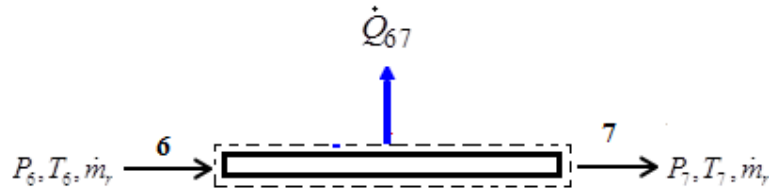


Figura 3.11 – Volume de controle da linha de descarga do compressor hermético.

O balanço de energia deste volume de controle é:

$$\dot{Q}_{67} = \dot{m}_r (h_6 - h_7) \quad (3.17)$$

onde:

$\dot{Q}_{67}$: taxa de transferência de calor na passagem 6-7 [kW]

h_6 : Entalpia específica na entrada da linha de descarga [kJ/kg]

i) Volume de controle do bloco metálico: Este volume inclui as câmaras de sucção e descarga e o cilindro de compressão, é representado na Figura 3.12.

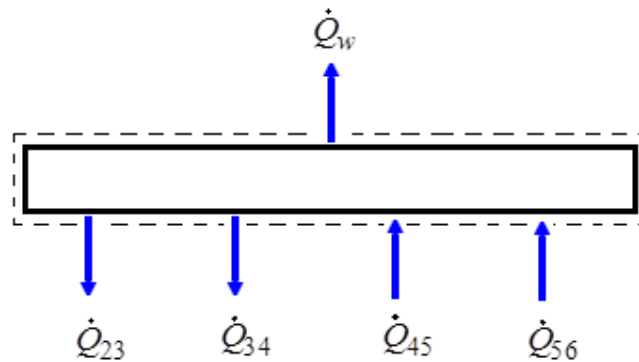


Figura 3.12 – Volume de controle do bloco metálico, compressor hermético.

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

$$\dot{Q}_{23} + \dot{Q}_{34} + \dot{Q}_w - \dot{Q}_{56} - \dot{Q}_{45} = 0 \quad (3.18)$$

3.3.3.**Equações de transferência de calor**

O processo de transferência de calor entre o fluido refrigerante no estado vapor e as superfícies sólidas no interior do compressor ocorre predominantemente por convecção (Domanski e Didion, 1986). Como consequência, os efeitos de radiação são desprezados e o coeficiente de película (α) é válido utilizando-se o número de Nusselt descrito em função de Reynolds e Prandtl. Adotando-se a equação que relaciona o número de Nusselt a potências dos números de Reynolds e Prandtl, no formato proposto por Dittus-Boelter (1930), tem-se:

$$Nu = C Re^{0,8} Pr^{0,333} \quad (3.19)$$

O número de Nusselt: é definido como:

$$Nu = \frac{\alpha L}{k} \quad (3.20)$$

e os números de Reynolds e Prandtl definidos respectivamente, como:

$$Re = \frac{\dot{m}L}{A_t \mu} \quad (3.21)$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.22)$$

onde L é o comprimento característico, k é a condutividade térmica, μ é a viscosidade dinâmica e c_p é o calor específico do fluido. Substituindo as equações (3.20), (3.21) e (3.22) na equação (3.19), pode-se obter uma nova expressão para o coeficiente convectivo:

$$\alpha = C \dot{m}^{0,8} k^{0,667} c_p^{0,333} \mu^{-0,467} \quad (3.23)$$

onde C é uma constante característica da geometria da superfície molhada.

A taxa de transferência de calor na parte interna do compressor pode ser calculada mediante a lei de resfriamento de Newton, para convecção forçada, aplicando a todos os volumes de controle estabelecidos anteriormente.

A transferência de calor entre o fluido refrigerante e as paredes da mufla de sucção é dada pela equação:

$$\dot{Q}_{23} = \alpha A_{23} (T_w - T_2) \quad (3.24)$$

onde T_w representa a temperatura de parede do bloco metálico (câmara de sucção, descarga e cilindro de compressão).

Substituindo a equação (3.23) em (3.24), tem-se:

$$\dot{Q}_{23} = CA_{23} \dot{m}^{0,8} k_2^{0,667} c_{p2}^{0,333} \mu_2^{-0,467} (T_w - T_2) \quad (3.25)$$

Nesta equação é possível definir um parâmetro característico de transferência de calor, o qual envolve exclusivamente variáveis de geometria da mufla de sucção:

$$CH_{23} = CA_{23} \quad (3.26)$$

Este tipo de parâmetro é independente, tanto das propriedades termodinâmicas do fluido (k, c_p, μ) como das condições de operação, e permite a caracterização do compressor hermético com um mínimo de informação acerca da geometria interna. Substituindo a equação (3.26) em (3.25), pode-se reescrever a equação de transferência de calor:

$$\dot{Q}_{23} = CH_{23} \dot{m}^{0,8} k_2^{0,667} c_{p2}^{0,333} \mu_2^{-0,467} (T_w - T_2) \quad (3.27)$$

onde :

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

T_w : Temperatura da parede do bloco metálico [$^{\circ}C$]

T_2 : Temperatura do fluido na entrada da mufla de sucção [$^{\circ}C$]

A mesma metodologia é aplicada na análise da transferência de calor nos volumes de controle já estabelecidos. Obtem-se, assim, as seguintes equações:

Câmara de sucção:

$$\dot{Q}_{34} = CH_{34} \dot{m}^{0,8} k_3^{0,667} c_{p3}^{0,333} \mu_3^{-0,467} (T_w - T_3) \quad (3.28)$$

onde :

CH_{34} : Parâmetro característico da câmara de sucção [$m^{0,2}$]

T_3 : Temperatura do fluido na entrada da câmara de sucção [$^{\circ}C$]

Câmara de descarga:

$$\dot{Q}_{56} = CH_{56} \dot{m}^{0,8} k_5^{0,667} c_{p5}^{0,333} \mu_5^{-0,467} (T_5 - T_w) \quad (3.29)$$

onde :

CH_{56} : Parâmetro característico da câmara de descarga [$m^{0,2}$]

T_5 : Temperatura do fluido na entrada da câmara de descarga [$^{\circ}C$]

Linha de descarga (serpentina):

$$\dot{Q}_{67} = CH_{67} \dot{m}^{0,8} k_6^{0,667} c_{p6}^{0,333} \mu_6^{-0,467} (T_7 - T_{wt}) \quad (3.30)$$

onde :

CH_{67} : Parâmetro característico da linha de descarga [$m^{0,2}$]

T_7 : Temperatura do fluido na saída do compressor [$^{\circ}C$]

T_{wt} : Temperatura da parede metálica na linha de descarga [$^{\circ}C$]

A temperatura de parede da linha de descarga, T_{wt} , em uma primeira aproximação, poderia assumir um valor médio entre a temperatura de entrada, T_6 , e saída, T_7 , deste elemento. Entretanto, o fato de ter uma área de transferência de calor pequena, em comparação com os outros componentes do compressor hermético, faz com que esta temperatura seja fortemente afetada pela temperatura

do gás escoando no interior do compressor. Portanto a temperatura da parede da linha de descarga pode ser calculada pela seguinte equação:

$$T_{wt} = T_y + \gamma(T_6 - T_y) \quad (3.31)$$

onde γ é uma constante que varia entre 0 e 1.

Cilindro de compressão: o coeficiente convectivo de transferência de calor é calculado pelo modelo de Hamilton (1974), que se vale do diâmetro de pistão como dimensão característica e do formato para $Nu = f(Re, Pr, D_p)$.

$$\alpha_{45} = 0,0245 \frac{k_{45}}{D_p} (Re^{0,8} Pr^{0,4}) \quad (3.32)$$

Substituindo as equações (3.21) e (3.22) em (3.32), tem-se:

$$\dot{Q}_{45} = CH_{45} \dot{m}^{0,8} k_{45}^{0,4} c_{p45}^{0,6} \mu_{45}^{-0,2} (T_{m45} - T_w) \quad (3.33)$$

onde :

CH_{45} : Parâmetro característico do cilindro de compressão [$m^{0,2}$]

T_{m45} : Temperatura média do fluido no cilindro de compressor [$^{\circ}C$]

A temperatura média do gás no interior do cilindro de compressão pode ser aproximada pela equação:

$$T_{m45} = \frac{T_4 + T_5}{2} \quad (3.34)$$

As propriedades termodinâmicas do fluido referentes ao cilindro de compressão ($k_{45}, c_{p45}, \mu_{45}$) são calculadas com base em um estado termodinâmico estimado como uma média simples.

Bloco metálico: a transferência de calor entre o bloco metálico e o gás escoando no interior da carcaça do compressor é calculado pela equação:

$$\dot{Q}_w = CH_{12} \dot{m}_y^{0,8} k_y^{0,4} c_{py}^{0,6} \mu_y^{-0,2} (T_w - T_y) \quad (3.35)$$

onde :

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

T_w : Temperatura da parede do bloco metálico [$^{\circ}C$]

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

3.3.4. Equações de queda de pressão

A queda de pressão total no escoamento de um fluido é composta pelas perdas de pressão devido ao atrito, ΔP_f , à variação do momentum, ΔP_a , e à gravidade, ΔP_g .

$$\Delta P_t = \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_g \quad (3.36)$$

O cálculo da queda de pressão nas passagens do compressor hermético só leva em conta as perdas de pressão devido ao atrito e à variação do momento. A parcela da perda de pressão devido à gravidade é suposta desprezível, pois tem uma contribuição pequena em comparação às anteriores componentes.

A equação da perda de pressão devido aos efeitos dinâmicos é dada por:

$$\Delta P_a = C \rho \frac{u^2}{2} \quad (3.37)$$

onde u é a velocidade, ρ a massa específica do fluido e C uma constante. A equação (3.37) pode ser reescrita em termos da vazão mássica do fluido. Substituindo a equação (2.18) em (3.37) chega-se a:

$$\Delta P_a = CP \frac{\dot{m}_r^2}{\rho} \quad (3.38)$$

onde CP é um parâmetro característico de queda de pressão, teoricamente independente as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante.

A equação da perda de pressão devido aos efeitos viscosos ΔP_f é representada pela seguinte equação:

$$\Delta P_f = f \frac{L}{D} \frac{\rho u^2}{2} \quad (3.39)$$

onde f é o fator de atrito de fanning para escoamento turbulento, $\frac{L}{D}$ é uma variável geométrica. A correlação proposta para o fator de atrito (Incropera, 2008) para $Re \leq 2 \times 10^4$ é:

$$f = 0,316 Re^{-1/4} \quad (3.40)$$

Substituindo as equações (2.18), (3.21) e (3.40) em (3.39), obtém-se uma nova formulação para a queda de pressão devido ao atrito:

$$\Delta P_f = CP \frac{\mu^{0,25} \dot{m}_r^{1,75}}{\rho} \quad (3.41)$$

Mediante as equações (3.38) e (3.41), pode-se determinar as quedas de pressão para cada um dos componentes internos do compressor hermético:

Para o gás escoando no interior da carcaça do compressor:

$$P_1 - P_2 = CP_{12} \frac{\dot{m}_r^2}{\rho_1} \quad (3.42)$$

E, para os outros volumes de controle, no entendimento de que somente na serpentina a relação $\frac{L}{D}$ é grande o suficiente para tomar a queda de pressão devido ao atrito como termo relevante, tem-se:

Mufla de sucção:

$$P_2 - P_3 = CP_{23} \frac{\dot{m}_r^2}{\rho_2} \quad (3.43)$$

Câmara de sucção:

$$P_3 - P_4 = CP_{34} \frac{\dot{m}_r^2}{\rho_3} \quad (3.44)$$

Câmara de descarga:

$$P_5 - P_6 = CP_{56} \frac{\dot{m}_r^2}{\rho_5} \quad (3.45)$$

Linha de descarga (serpentina):

$$P_6 - P_7 = CP_{67} \frac{\mu_6^{0,25} \dot{m}_r^{1,75}}{\rho_6} \quad (3.46)$$

3.3.5.

Eficiências volumétrica e isentrópica

No modelo matemático apresentado, as eficiências globais volumétrica, η_{v17} , e isentrópica, η_{s17} , são determinadas a partir de medidas na parte externa, em função das condições de operação de sucção e descarga $((P_1, T_1) e (P_5, T_5))$ do compressor hermético, sendo suas equações:

$$\eta_{v17} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_1 V_d N} \quad (3.47)$$

onde ρ_1 é a massa específica do fluido refrigerante na sucção e V_d é o deslocamento volumétrico do compressor (cilindrada). Este dado é fornecido pelo fabricante.

$$\eta_{s17} = \frac{h_{7s} - h_1}{h_7 - h_1} \quad (3.48)$$

onde h_1, h_7 são as entalpias específicas, determinadas em função das condições de operação na sucção e descarga do compressor propriamente dito, h_{7s} é a entalpia isentrópica, que representa a mudança de estado do fluido durante um processo de compressão adiabático e reversível, isto é, á uma entropia constante ($s_7 = s_1$).

Tem-se, também, as eficiências volumétrica e isentrópica internas, calculadas na entrada e saída do cilindro de compressão, em função das condições de operação $(P_4, T_4) e (P_5, T_5)$.

$$\eta_{v45} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_4 V_d N} \quad (3.49)$$

$$\eta_{s45} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (3.50)$$

3.4. Exergia

A exergia, também chamada disponibilidade, é uma propriedade e está associada ao estado termodinâmico do sistema e ao ambiente. Um sistema que esteja em equilíbrio com sua vizinhança têm exergia zero e está no estado morto. O potencial de trabalho da energia contida em um sistema em um estado especificado nada mais é do que o máximo trabalho útil que pode ser obtido do sistema. Em uma análise de exergia, o trabalho realizado é maximizado quando o processo entre dois estados especificado é executado de modo reversível (Yunus,2006). O balanço de exergia de um sistema que passa por um processo qualquer pode ser expresso como:

$$\underbrace{X_e - X_s}_{\text{Transferência líquida de exergia por calor, trabalho e massa}} - \underbrace{X_{\text{destruída}}}_{\text{Destruição da exergia}} = \underbrace{\Delta X_{\text{sistema}}}_{\text{Variação de exergia}} \quad (3.51)$$

A exergia pode ser transferida por calor, trabalho ou massa. A transferência de exergia acompanhada por calor, trabalho ou massa é dada por:

$$X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) Q \quad (3.52)$$

$$X_{\text{trabalho}} = W_{\text{util}} \quad (3.53)$$

$$X_{\text{massa}} = \dot{m} \psi \quad (3.54)$$

onde a exergia por unidade de massa de uma corrente de fluido é expressa como:

$$\psi = (h - h_o) - T_o (s - s_o) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.55)$$

As irreversibilidades tais como atrito, misturas, reações químicas, transferência de calor com diferença de temperatura finita ou expansão não resistida sempre geram entropia. E tudo que gera entropia sempre destrói exergia. A exergia destruída é proporcional à entropia gerada e é expressa como:

$$X_{\text{destruída}} = T_o S_{\text{ger}} \geq 0 \quad (3.56)$$

3.4.1.**Balanço de exergia**

Aplicando as equações acima mencionadas, procedeu-se ao balanço de exergia aos componentes internos do compressor hermético, com o objetivo de avaliar as irreversibilidades, $x_{destruída}$, que ocorrem no interior do compressor operando com diferentes fluidos refrigerantes.

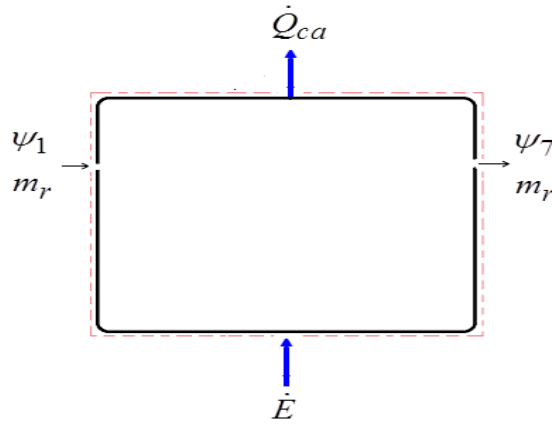
a) Balanço de exergia global do compressor hermético:

Figura 3.13 – Balanço de exergia no compressor hermético.

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

$$\psi_1 - \psi_7 + \frac{\dot{E}}{\dot{m}_r} - \frac{\dot{Q}_{ca}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_a}{T_{ca}} \right) - x_{des,comp} = 0 \quad (3.57)$$

onde

$$\psi_1 = (h_1 - h_o) - T_o (s_1 - s_o) \quad (3.58)$$

$$\psi_7 = (h_7 - h_o) - T_o (s_7 - s_o) \quad (3.59)$$

sendo:

ψ_1 : exergia de corrente na entrada do compressor [kJ/kg].

ψ_7 : exergia de corrente na saída do compressor [kJ/kg].

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

b) Balanço de exergia da mufla de sucção no compressor hermético:

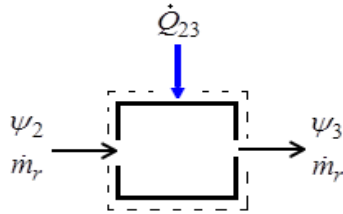


Figura 3.14 – Balanço de exergia da mufla de sucção no compressor hermético.

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

$$\psi_2 - \psi_3 + \frac{\dot{Q}_{23}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_y}{T_w} \right) - x_{des,ms} = 0 \quad (3.60)$$

$$\psi_2 = (h_2 - h_o) - T_o (s_2 - s_o) \quad (3.61)$$

$$\psi_3 = (h_3 - h_o) - T_o (s_3 - s_o) \quad (3.62)$$

onde:

ψ_2 : exergia de corrente na entrada da mufla de sucção [kJ/kg].

ψ_3 : exergia de corrente na saída da mufla de sucção [kJ/kg].

$x_{des,ms}$: destruição da exergia na mufla de sucção [kJ/kg].

c) Balanço de exergia da câmara de sucção no compressor hermético:

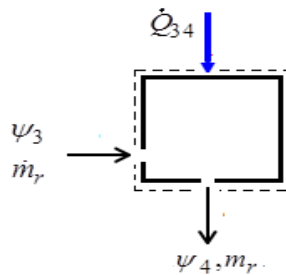


Figura 3.15 – Balanço de exergia da câmara de sucção no compressor hermético.

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

$$\psi_3 - \psi_4 + \frac{\dot{Q}_{34}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_y}{T_w} \right) - x_{des,cs} = 0 \quad (3.63)$$

$$\psi_3 = (h_3 - h_o) - T_o (s_3 - s_o) \quad (3.64)$$

$$\psi_4 = (h_4 - h_o) - T_o (s_4 - s_o) \quad (3.65)$$

onde:

ψ_3 : exergia de corrente na entrada da câmara de sucção [kJ/kg].

ψ_4 : exergia de corrente na saída da câmara de sucção [kJ/kg].

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

d) Balanço de exergia no cilindro de compressão no compressor hermético:

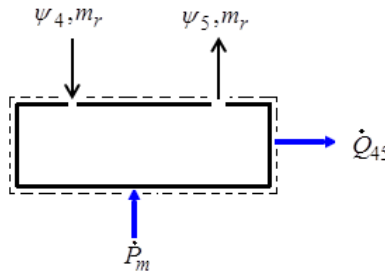


Figura 3.16 – Balanço de exergia do cilindro de compressão no compressor hermético.

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

$$\psi_4 - \psi_5 + \frac{\dot{P}}{\dot{m}_r} - \frac{\dot{Q}_{45}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_y}{T_w} \right) - x_{des,cc} = 0 \quad (3.66)$$

$$\psi_4 = (h_4 - h_o) - T_o (s_4 - s_o) \quad (3.67)$$

$$\psi_5 = (h_5 - h_o) - T_o (s_5 - s_o) \quad (3.68)$$

onde:

ψ_4 : exergia de corrente na entrada do cilindro de compressão [kJ/kg].

ψ_5 : exergia de corrente na saída do cilindro de compressão [kJ/kg].

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

e) Balanço de exergia do motor elétrico no compressor hermético:

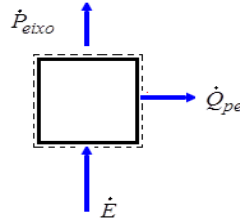


Figura 3.17 – Balanço de exergia do motor elétrico no compressor hermético.

$$\frac{\dot{E}}{\dot{m}_r} - \frac{\dot{Q}_{pe}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_y}{T_{w,m}} \right) - \frac{P_{eixo}}{\dot{m}_r} - x_{des,me} = 0 \quad (3.69)$$

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

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

f) Balanço de exergia do eixo no compressor hermético:

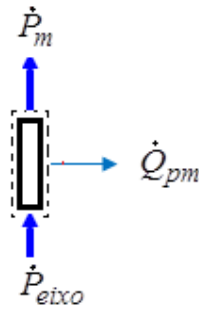


Figura 3.18 – Balanço de exergia do eixo no motor elétrico no compressor hermético.

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

$$\frac{\dot{P}_{eixo}}{\dot{m}_r} - \frac{\dot{Q}_{pm}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_y}{T_w} \right) - \frac{\dot{P}_m}{\dot{m}_r} - x_{des,eixo} = 0 \quad (3.70)$$

onde:

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

g) Balanço de exergia da câmara de descarga no compressor hermético:

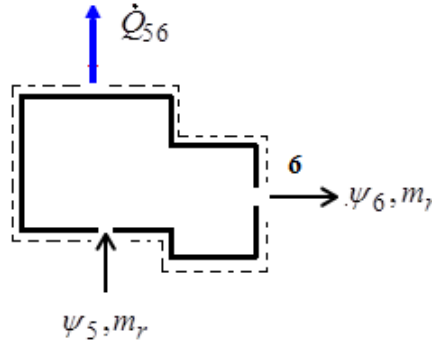


Figura 3.19 – Balanço de exergia da câmara de descarga no compressor hermético.

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

$$\psi_5 - \psi_6 - \frac{\dot{Q}_{56}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_y}{T_w} \right) - x_{des,cd} = 0 \quad (3.71)$$

$$\psi_5 = (h_5 - h_o) - T_o (s_5 - s_o) \quad (3.72)$$

$$\psi_6 = (h_6 - h_o) - T_o (s_6 - s_o) \quad (3.73)$$

onde:

ψ_5 : exergia de corrente na entrada da câmara de descarga [kJ/kg].

ψ_6 : exergia de corrente na saída da câmara de descarga [kJ/kg].

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

h) Balanço de exergia da linha de descarga no compressor hermético:

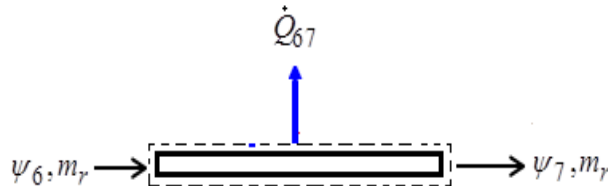


Figura 3.20 – Balanço de exergia da linha de descarga no compressor hermético.

$$\psi_6 - \psi_7 + \frac{\dot{Q}_{67}}{\dot{m}_r} \left(1 - \frac{T_y}{T_{wt}} \right) - x_{des,ld} = 0 \quad (3.74)$$

$$\psi_6 = (h_6 - h_o) - T_o (s_6 - s_o) \quad (3.75)$$

$$\psi_7 = (h_7 - h_o) - T_o (s_7 - s_o) \quad (3.76)$$

onde:

ψ_6 : exergia de corrente na entrada da linha de descarga [kJ/kg].

ψ_7 : exergia de corrente na saída da linha de descarga [kJ/kg].

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

3.5.

Aparato Experimental

Para o desenvolvimento deste trabalho utilizou-se um calorímetro construído pela empresa Starco (capacidade frigorífica de 6,7 kW) com a norma ASHRAE para testar os compressores de refrigeração, utilizando o método do calorímetro com refrigerante secundário. O calorímetro é um aparato termicamente isolado que contém um trocador de calor na qual a vazão mássica de um fluido refrigerante é determinada por meio da medição do calor (entrada/saída), que irá resultar numa variação de entalpia para o refrigerante correspondente (ASHRAE, 2005). Alguns testes são específicos do fabricante e outros, realizados dentro dos requisitos definidos por norma, que são necessárias para estabelecer bases comuns de ensaios, e para que, além da avaliação do compressor, exista um meio de reprodução em diferentes locais e a possibilidade de confrontar os resultados obtidos entre diferentes fabricantes. A norma adotada neste trabalho é *ASHRAE 23 - Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors and Condensing Units*. O principal objetivo dos testes experimentais no presente trabalho foi avaliar o desempenho do compressor hermético com diferentes fluidos refrigerantes e misturas.

3.5.1.

Descrição do calorímetro experimental

A Figura 3.21 mostra o esquema do calorímetro utilizado nos testes experimentais, sendo seus componentes comentados a seguir:

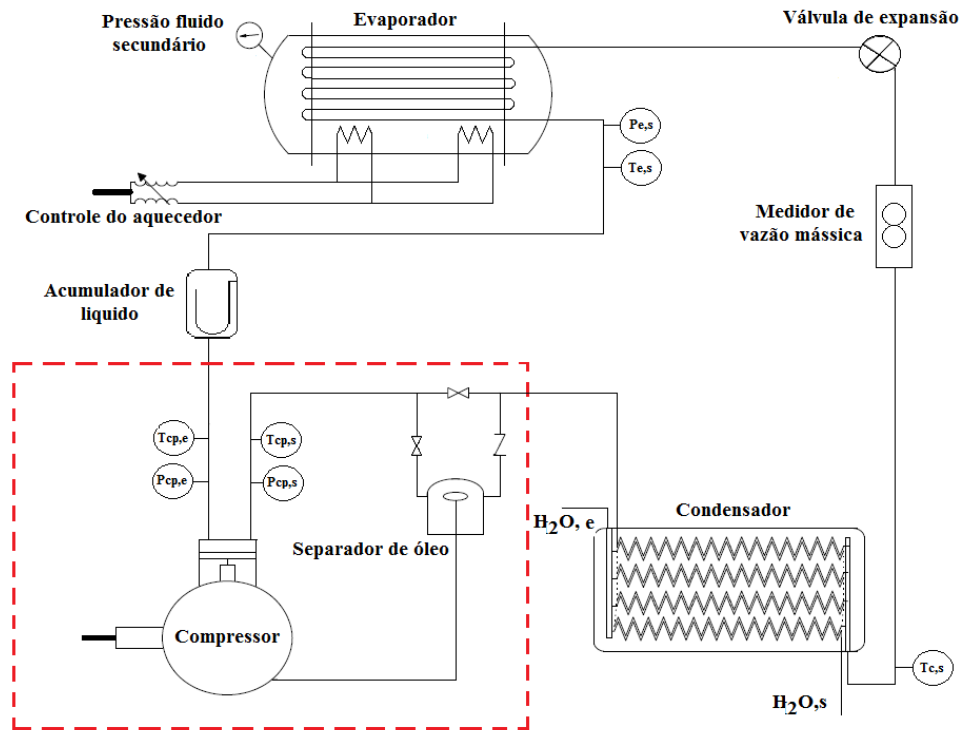


Figura 3.21 – Esquema do calorímetro e seus componentes.

- i) Evaporador: trata-se de um recipiente de pressão que contém um compartimento inferior com o fluido HFC-245fa, atuando como fluido secundário, e resistências elétricas blindadas. A parte superior contém um evaporador multipasses. A condição termodinâmica do fluido secundário é de saturação, mantendo, desta forma, a temperatura estável e praticamente homogênea dentro do volume de troca de calor.
- ii) Condensador: é do tipo carcaça e tubo resfriado por água. Uma válvula globo (Omega) permite o controle da vazão volumétrica da água na faixa de 0 até 0,076 m³/min (20 gpm) regulando o fluxo de calor do condensador de acordo a demanda do fluido refrigerante.
- iii) Dispositivo de expansão Da marca Sporlan é do tipo TVX (válvula de expansão termostática). Esta válvula foi modificada, substituindo-se o bulbo térmico ligado ao diagrama (que controla a vazão do refrigerante) por um regulador de pressão pneumático (Bellofran) que opera com nitrogênio.

- iv) Separador de óleo: É, utilizado para minimizar a quantidade de óleo presente no gás de descarga, e que seria arrastado para o sistema. Este dispositivo retém a maior parte de óleo e o faz, apropriadamente, retornar ao carter do compressor.
- v) Compartimento do compressor: É, a caixa termicamente isolada que contém o compressor hermético que vai ser testado com fluidos refrigerantes e misturas. A temperatura no interior da caixa é controlada pelo dispositivo Therm-Versa modelo 2158, localizado no topo da caixa, o qual controla um aquecedor elétrico. A caixa também apresenta um duto de escape, para descarregar os gases no caso de ocorrer um vazamento do fluido refrigerante que é testado. A Figura 3.22 apresenta a configuração do compartimento para os testes calorimétricos.



Figura 3.22 – Compartimento para testes experimentais.

- vi) Acumulador de líquido na linha da sucção: o objetivo deste dispositivo é conter quantidades de refrigerante no estado líquido que possam eventualmente retornar ao compressor, danificando válvulas, pistão e bielas. O separador de líquido opera como um sistema de proteção do compressor, pois retém o líquido e o óleo lubrificante, fazendo-o retornar ao compressor em quantidades calibradas.

3.5.2. Instrumentação

Para obter a capacidade de refrigeração do compressor é necessária a determinação de vazão e entalpias. Para isso foram instalados equipamentos capazes de realizar as medições e manter o sistema de refrigeração operando sob um regime de trabalho controlado ao longo do circuito de refrigeração. Para obter os valores da entalpia é necessário conhecer duas propriedades intensivas, neste caso, a pressão e temperatura. Na medição da temperatura foram utilizados termopares do tipo T, resistentes à corrosão em atmosferas úmida e indicados também para a medição de temperaturas abaixo de zero. Os termopares consistem em dois cabos, de um material diferente (cobre-constantan) e unidos em uma de suas extremidades. A variação de temperatura sobre a junção provoca uma variação na força eletromotriz entre os terminais não conectados do termopar. Para obter os valores da temperatura, os termopares foram conectados a uma unidade de aquisição de dados (Agilent 34970A). Na medição da pressão (absoluta) foram utilizados transdutores de pressão que convertem a pressão aplicada em um sinal elétrico, que varia de acordo com as mudanças de pressão. Estes dispositivos eram conectados à 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 densidade, pressão ou viscosidade do fluido. A Tabela 3.2 apresenta uma lista com a descrição e faixa de aplicação dos instrumentos empregados nos testes experimentais.

Tabela 3.2 – Instrumentos de medição do calorímetro.

Medida	Instrumento	Fabricante modelo	Faixa	Precisão	Distribuição
Temperatura	Termopar Tipo "T"	Omega	-20°C até 125°C	±0,2 C	- Saída do evaporador. - Entrada e saída do compressor. -Entrada na válvula de expansão.
Pressão (absoluta)	Transdutor de pressão	Honeywell TJE	0-300 psia 0-500 psia	0,1% FS	-Saída do evaporador. -Entrada e saída do compressor.
Vazão mássica de refrigerante	Medidor de fluxo tipo Corilis.	Micromotion CMF025	0-3 g/cc	0,0005 g/cc	Linha de liquido, entre o condensador e a válvula de expansão.

A Figura 3.23 mostra a o painel de controle do calorímetro, para o controle das condições de operação experimental nos teste do compressor hermético operando com diferentes fluidos refrigerantes e misturas.



Figura 3.23 – Painel de controle do calorímetro.

3.5.3. Compressor hermético

Neste estudo foi utilizado um compressor hermético alternativo de pequeno e médio porte (LBP/MBP) da EMBRACO, modelo FU130HAX, que opera com o fluido refrigerante R134a, utilizado para aplicações comerciais como refrigeradores, bebedouros, balcões e freezers. Nos testes experimentais o compressor operava no interior da caixa termicamente isolada a temperatura ambiente controlada (32 °C). Na figura 3.24 pode-se observar o compressor a ser testado com os diferentes fluidos refrigerantes e misturas na câmara calorimétrica.



Figura 3.24 – Compressor hermético Embraco testado a) aberto com todos componentes b) vista geral.

A Tabela 3.3 apresenta as principais características, aplicações e condições limites de trabalho deste compressor.

Tabela 3.3 – Características técnica do compressor hermético (Embraco) modelo FU130HAX.

A - APLICAÇÃO / CONDIÇÕES LIMITES DE TRABALHO			
1 Tipo	Compressor recíproco		
2 Refrigerante	R-134a		
3 Voltagem e frequência nominal	115-127 / 60 [V / Hz]		
4 Tipo de Aplicação	Baixa-Média Pressão de Retorno		
4.1 Temperatura de Evaporação	-35°C à -5°C (-31°F à 23°F)		
5 Tipo de Motor	CSIR		
6 Torque de Partida	LST/HST - Baixo/Alto torque de partida		
7 Elemento de Controle	Tubo capilar ou Válvula de expansão		
8 Refrigeração do compressor	Faixa de operação da voltagem		
		50 Hz	60 Hz
8.1 LBP (32°C Temperatura ambiente)	Forçada	-	98 à 140 V
8.2 LBP (43°C Temperatura ambiente)	Forçada	-	98 à 140 V
8.3 HBP (32°C Temperatura ambiente)	-	-	-
8.4 HBP (43°C Temperatura ambiente)	-	-	-
9 Máxima pressão/temperatura de condensação			
9.1 Operação (manométrica)	16.2	[kgf/cm ²] (230 psig)	/ °C - °F
9.2 Pico (manométrica)	20.6	[kgf/cm ²] (293 psig)	/ °C - °F
10 Máxima temperatura das bobinas	130	[°C]	
B - DADOS MECÂNICOS			
1 Referência Comercial	1/3+	[hp]	
2 Deslocamento	10.61	[cm ³] (0.647 cu.in)	
2.1 Diâmetro [mm]	26.000		
2.2 Curso [mm]	20.000		
3 Carga de óleo	280	[ml] (9.47 fl.oz.)	
3.1 Lubrificantes aprovados			
3.2 Tipo/Viscosidade do óleo	ESTER / ISO10		
4 Peso (com carga de óleo)	11.43	[kg] (25.20 lb.)	
5 Carga de Nitrogênio	0.2 à 0.3	[kgf/cm ²] (2.84 à 4.27 psig)	

3.5.4. Procedimento dos testes experimentais

Para avaliar o desempenho do compressor é necessário estabelecer condições de operação padrão em função das temperaturas de condensação T_{cond} e evaporação T_{evap} . O fabricante do compressor (Embraco) possui uma matriz de testes experimentais baseados na norma ASHRAE 32, as quais foram utilizadas no presente estudo para comparar o desempenho do compressor operando com diferentes fluidos refrigerantes e misturas. A Tabela 3.4 estabelece a matriz de testes experimentais do compressor utilizando o fluido R134a como referência.

Tabela 3.4 – Matriz das grandezas medidas em testes experimentais para validar o desempenho do compressor hermético modelo FU130HAX

$T_{suc} = 32^{\circ}\text{C}$ $T_a = 32^{\circ}\text{C}$			
T_{cond} T_{evap}	45 °C 1159,9 kPa	55 °C 1491,5 kPa	65 °C 1889,8 kPa
-25 °C 106,52 kPa	$(\dot{m}_r); (\dot{Q}_{cp}); (\dot{E})$	$(\dot{m}_r); (\dot{Q}_{cp}); (\dot{E})$	$(\dot{m}_r); (\dot{Q}_{cp}); (\dot{E})$
-15 °C 163,96 kPa	$(\dot{m}_r); (\dot{Q}_{cp}); (\dot{E})$	$(\dot{m}_r); (\dot{Q}_{cp}); (\dot{E})$	$(\dot{m}_r); (\dot{Q}_{cp}); (\dot{E})$
-5 °C 243,32 kPa	$(\dot{m}_r); (\dot{Q}_{cp}); (\dot{E})$	$(\dot{m}_r); (\dot{Q}_{cp}); (\dot{E})$	$(\dot{m}_r); (\dot{Q}_{cp}); (\dot{E})$

onde:

T_{suc} : Temperatura na sucção do compressor [$^{\circ}\text{C}$].

T_a : Temperatura do compartimento do compressor [$^{\circ}\text{C}$].

T_{cond} : Temperatura de condensação [$^{\circ}\text{C}$].

T_{evap} : Temperatura de evaporação [$^{\circ}\text{C}$].

$\dot{m}_r$: Vazão mássica de refrigerante [kg/s].

$\dot{Q}_{cp}$: Capacidade frigorífica do compressor [W].

$\dot{E}$: Consumo de energia do compressor [W].

A metodologia utilizada nos testes experimentais consistiu em fixar as temperaturas de evaporação, T_{evap} , e condensação, T_{cond} , em função dos valores apresentados na Tabela 3.4. O procedimento é o seguinte:

1. Ajustar e manter a temperatura ambiente do compartimento de teste onde fica o compressor hermético mediante o aquecedor elétrico em $T_a = 32^{\circ}\text{C}$. Neste ponto, deve ser mantida constante a circulação do ar no compartimento.

2. Ajustar e manter a temperatura de sucção do compressor hermético, em $T_{suc} = 32^{\circ}\text{C}$ mediante o regulador de pressão pneumático, que controla a vazão mássica do refrigerante escoando no sistema de refrigeração.
3. Ajustar e manter a temperatura de condensação, T_{cond} , mediante o controle da vazão volumétrica da água que escoa no condensador (trocador de calor carcaça e tubo).
4. Ajustar e manter a temperatura de evaporação, T_{evap} , mediante o controle dos aquecedores aquecedor elétrico, que fornece calor ao fluido secundário (HFC-245fa) e trocando calor com o fluido refrigerante no evaporador.
5. Uma vez obtidas às condições de operação estabelecidas na Tabela 3.4 e o sistema de refrigeração atinge o regime permanente, procede-se a aquisição dos dados experimentais.

3.6. Método de solução

O modelo matemático apresentado nas secções anteriores permite prever o desempenho do compressor hermético e as condições de operação nos diferentes pontos de controle estabelecidos ao longo do caminho percorrido pelo fluido refrigerante, para o qual é necessário obter os parâmetros característicos (transferência de calor e queda de pressão).

O método de solução pode ser dividido em duas partes:

Determinação dos parâmetros empíricos que caracterizam o compressor, em função dos dados experimentais obtidos nos testes calorimétricos.

A simulação do compressor hermético baseado nos parâmetros obtidos na caracterização.

3.6.1. Cálculo dos parâmetros característicos.

Os parâmetros característicos do compressor hermético são obtidos a partir dos testes calorimétricos. A principal característica dos parâmetros é que possuem em teoria, um valor constante, pois representam a geometria interna do

compressor. Os parâmetros são independentes das condições de operação e das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante.

Para avaliar o modelo de caracterização do compressor foram testados os fluidos R134a (fluido padrão), R1234yf, R1234ze(E) e HDR-17 (mistura azeotrópica). As propriedades termodinâmicas e de transporte foram calculadas usando o pacote REFPROP (*NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0*). Um total de nove condições de operação, para cada um dos fluidos, foi obtido, o que permitiu uma melhor avaliação dos parâmetros.

O método de solução utilizado no cálculo dos parâmetros característicos é o “método de 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 problemas de otimização. Este método aplica-se a sistemas de equações não lineares com restrições da forma:

$$\text{Minimizar } f(\bar{x}) \quad (3.77)$$

sujeito às restrições:

$$\begin{aligned} g_j(\bar{x}) &\leq 0 \quad (j = 1, 2, \dots, m) \\ l_i &\leq x_i \leq u_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (3.78)$$

onde $f(\bar{x})$ é a função objetivo a minimizar, $g_j(\bar{x})$ é uma restrição das variáveis do tipo função e x_i representa o conjunto das variáveis da função objetivo.

Utilizando o conceito acima mencionado, pode-se estabelecer uma função objetivo para o cálculo dos parâmetros característicos. Esta se encontra formada por nove funções que representam o número de testes experimentais obtidos para diferentes condições de operação:

$$f_n(\bar{x}) = T_{7,cal} - T_{7,exp} \quad (3.79)$$

onde :

n : número de testes experimentais para diferentes condições de operação.

$T_{7,cal}$: temperatura calculada na saída do compressor hermético.

$T_{7,exp}$: temperatura na saída do compressor medido experimentalmente.

$\bar{x}$: vetor que contem os parâmetros característicos.

Então, a função objetivo pode ser representada pela seguinte equação:

$$F_{obj} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (f_n(\bar{x}))^2} \quad (3.80)$$

As hipóteses utilizadas na solução do sistema de equações não lineares são:

1. Todos os componentes internos do compressor hermético operam em regime permanente.
2. 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:

$$P_y = P_2 \quad (3.81)$$

3. A distribuição da temperatura 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.

Os parâmetros de troca de calor e queda de pressão calculada, respectivamente são: bloco metálico, CH_{12} e CP_{12} ; mufla de sucção, CH_{23} e CP_{23} ; câmara de sucção, CH_{34} e CP_{34} ; cilindro de compressão: CH_{45} ; a câmara de descarga: CH_{56} e CP_{56} ; e linha de descarga (serpentina), CH_{67} e CP_{67} . Adicionalmente, tem-se o parâmetro da configuração da mufla de sucção, δ , e a constante γ , utilizada no cálculo da temperatura da parede da linha de descarga. Os parâmetros podem, então, ser representados pelo seguinte vetor:

$$\bar{x} = [CH_{12}, CP_{12}, CH_{23}, CP_{23}, CH_{34}, CP_{34}, CH_{45}, CH_{56}, CP_{56}, CH_{67}, CP_{67}, \delta, \gamma] \quad (3.82)$$

O algoritmo utilizado na caracterização do compressor hermético é:

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_7, T_7 .
 - Temperatura do médio ambiente: T_a
 - Temperatura da carcaça do compressor: T_{ca}
 - Vazão mássica do fluido refrigerante: $\dot{m}_r$.
 - 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 $\bar{x}$, equação (3.82).
 3. Leitura dos valores iniciais (estimativas iniciais) de todas as variáveis:
 - Diferença de temperatura do refrigerante entre a sucção e a entrada da mufla de sucção: ΔT_{12} .
 - Queda de pressão entre a saída do cilindro de compressão e a descarga: ΔP_{57} .
 4. Estabelecer restrições para o cálculo das seguintes variáveis:
 - Configuração da mufla de sucção: $0,3 \leq \delta \leq 0,75$.
 - Diferença de temperatura: $5 \leq \Delta T_{12} \leq 30$.
 - Eficiência volumétrica: $\eta_{v17} \leq \eta_{v45} \leq 1$.
 - Eficiência isentrópica: $\eta_{s17} \leq \eta_{s45} \leq 1$
 - Temperatura no gás no interior da carcaça: $T_{ca} \leq T_y \leq T_7$
 5. Calcular a vazão mássica que escoar no interior da carcaça, $\dot{m}_{ry}$, e a vazão mássica que escoar diretamente para a mufla de sucção $\dot{m}_{rx}$ utilizando as equações (3.8) e (3.5) respectivamente.
 6. Calcular a pressão e temperatura na entrada da mufla de sucção, P_2 e T_2 , com a equação (3.42) e o chute inicial de ΔT_{12} .

7. Calcular a pressão e entalpia do gás no interior da carcaça P_y e h_y com as equações (3.81) e (3.6). Calcular a temperatura do gás T_y em função de P_y e h_y .
8. Estimar a temperatura do bloco metálico em função da temperatura do gás no interior da carcaça, $T_w = T_y + 10$.
9. Calcular o calor transferido do bloco metálico para a mufla de sucção, $\dot{Q}_{23}$, com a equação (3.27). A pressão e entalpia na saída da mufla de sucção, P_3 e h_3 , são calculadas com as equações (3.43) e (3.9).
10. Calcular o calor transferido do bloco metálico para a câmara de sucção, $\dot{Q}_{34}$, com a equação (3.28). A pressão e entalpia na saída da câmara de sucção P_4 e h_4 , são calculadas com as equações (3.44) e (3.10).
11. Calcular a pressão, entalpias específicas, real e isentrópica, na saída do cilindro de compressão, P_5 , h_5 e h_{5s} , com a equação (3.50) e valor inicial de ΔP_{57} .
12. Calcular o calor transferido do bloco metálico para a câmara de descarga, $\dot{Q}_{56}$, com a equação (3.29). A pressão e entalpia na saída da câmara de descarga P_6 e h_6 , são calculadas com as equações (3.45) e (3.16).
13. Calcular o calor transferido do fluido refrigerante comprimido, $\dot{Q}_{45}$, para o bloco metálico, com a equação (3.33).
14. Calcular o calor transferido do bloco metálico para o gás refrigerante que escoar no interior da carcaça, $\dot{Q}_w$, com as equações (3.18) e (3.32).
15. Recalcular a temperatura do bloco metálico, T_w , que foi estimada no passo 9, com a equação (3.35). O critério de convergência para o cálculo iterativo é: $|T_w - T_{wrecal}| \leq 0,01^\circ\text{C}$.

16. Calcular a pressão de descarga do compressor, P_7 , e a temperatura da parede da linha de descarga, T_{wt} , com as equações (3.46) e (3.31).
17. Calcular a temperatura de descarga, $T_{7,cal}$, com as equações (3.30) e (3.17).
18. Calcular a potência utilizada para o processo de compressão no cilindro interno do compressor, $\dot{P}_m$, (equação 3.11).
19. Calcular a eficiência elétrica do motor, η_e , equação (3.14).
20. Calcular a potencia do eixo, $\dot{P}_{eixo}$, equação (3.13).
21. Calcular as perdas elétricas $\dot{Q}_{pe}$ e mecânicas $\dot{Q}_{pm}$, equações (3.12) e (3.15).
22. Calcular as funções para cada condição de operação, $f_n(\bar{x})$, com a equação (3.79).
23. Calcular o valor da função objetivo, F_{obj} , mediante o método de minimização, utilizando a equação (3.80).

A figura 3.25 apresenta o diagrama de fluxo para a caracterização do compressor hermético.

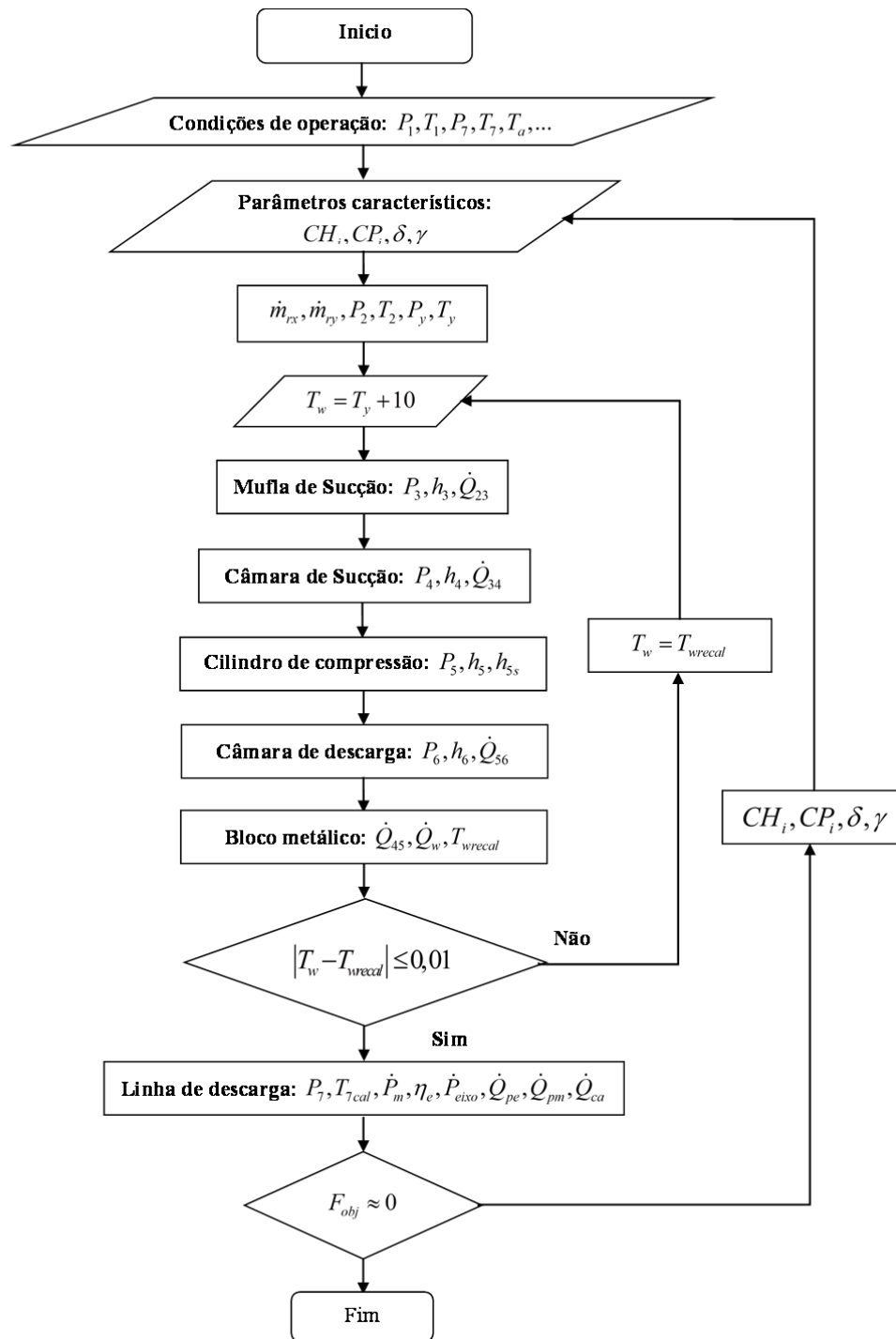


Figura 3.25 – Fluxograma para o cálculo dos parâmetros característicos de queda de pressão e troca de calor.

3.6.2. Simulação

A simulação do compressor hermético consiste na resolução do problema inverso ao feito para o cálculo dos parâmetros. Para isto, utilizam-se os parâmetros de troca de calor e queda de pressão, obtidos na caracterização do compressor. Para a implementação da solução do modelo matemático apresentado 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™ 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 determinadas obtidas pelo modelo de simulação são: vazão mássica do fluido refrigerante, $\dot{m}_r$; temperatura de descarga, T_7 ; consumo de energia, $\dot{E}$; pressões e temperaturas internas e a temperatura da carcaça do compressor, T_{ca} .

Foi escolhida uma estrutura sequencial – iterativa para a simulação do compressor hermético, sendo o algoritmo o seguinte:

1. Leitura das condições de operação: pressão na sucção, P_1 , temperatura na sucção, T_1 , pressão na descarga, P_7 e temperatura ambiental T_a .
2. Leitura dos parâmetros característicos, 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_{57} .
5. Inicialização (estimativa inicial) da variável $\dot{m}_r$.
6. Calcular a pressão e a temperatura na entrada da mufla de sucção P_2 e T_2 . 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 e T_y .
9. Inicialização (chute inicial) da temperatura do bloco metálico T_w .
10. Calcular o calor transferido do bloco metálico para a mufla de sucção $\dot{Q}_{23}$. Cálculo da pressão e entalpia no ponto 3 (P_3, h_3).
11. Calcular o calor transferido do bloco metálico para a câmara de sucção $\dot{Q}_{34}$. Cálculo da pressão e entalpia específica no ponto 4 (P_4, h_4).
12. Calcular as condições de operação na saída do cilindro de compressão P_5 e h_5 .
13. Calcular a eficiência isentrópica η_{s45} no cilindro de compressão, utilizando curva característica obtida no cálculo de parâmetros.
14. Calcular o calor transferido do bloco metálico para a câmara de descarga $\dot{Q}_{56}$ e as condições na saída no ponto 6 (P_6, h_6).
15. Calcular o calor transferido do gás no cilindro de compressão para o bloco metálico $\dot{Q}_{45}$.
16. Calcular o calor transferido do bloco metálico para o gás refrigerante que escoar no interior da carcaça $\dot{Q}_w$.
17. Recalcular temperatura do bloco metálico T_w , substituindo o valor atualizado na sequência 9. O critério de convergência utilizado é $|T_w - T_{wrecal}| \leq 0,01 \text{ } ^\circ\text{C}$.
18. Calcular a eficiência volumétrica no cilindro de compressão η_{v45} em função da relação de compressão $\left(\frac{P_5}{P_4}\right)$.

19. Recalcular a vazão mássica do fluido $\dot{m}_r$, substituindo o valor atualizado na sequencia 5. O critério de convergência utilizado

$$\dot{\epsilon} \left| \frac{\dot{m}_r - \dot{m}_{r,novo}}{\dot{m}_r} \right| \leq 0,001.$$

20. Calcular a temperatura da parede da linha de descarga T_{wt} , pressão de descarga P_7 e o calor transferido da descarga com o gás no interior da carcaça $\dot{Q}_{67}$.

21. Recalcular a queda de pressão ΔP_{57} , substituindo o valor atualizado na sequencia 4. O critério de convergência utilizado

$$\dot{\epsilon} \left| \frac{\Delta P_{57} - \Delta P_{57recal}}{\Delta P_{57}} \right| \leq 0,01.$$

22. Calcular a potência utilizada para o processo de compressão no cilindro interno do compressor $\dot{P}_m$.

23. Calcular a eficiência elétrica do motor η_e .

24. Calcular a potencia do eixo $\dot{P}_{eixo}$.

25. Calcular as perdas elétricas $\dot{Q}_{pe}$ e mecânicas $\dot{Q}_{pm}$.

26. Calcular o calor rejeitado pelo compressor para o meio ambiente $\dot{Q}_{ca1}$.

27. Calcular o calor rejeitado pelo compressor para o meio ambiente $\dot{Q}_{ca2}$, em função de $\dot{Q}_w, \dot{Q}_{pe}, \dot{Q}_{pm}, \dot{Q}_{67}$

28. Recalcular o valor de ΔT_{12} , substituindo o valor atualizado na sequencia 3. O critério de convergência utilizado é

$$\left| \frac{\dot{Q}_{ca1} - \dot{Q}_{ca2}}{\dot{Q}_{ca1}} \right| \leq 0,00001.$$

29. Calcular a eficiência volumétrica η_{v17} e isentrópica η_{s17} externa do compressor hermético.

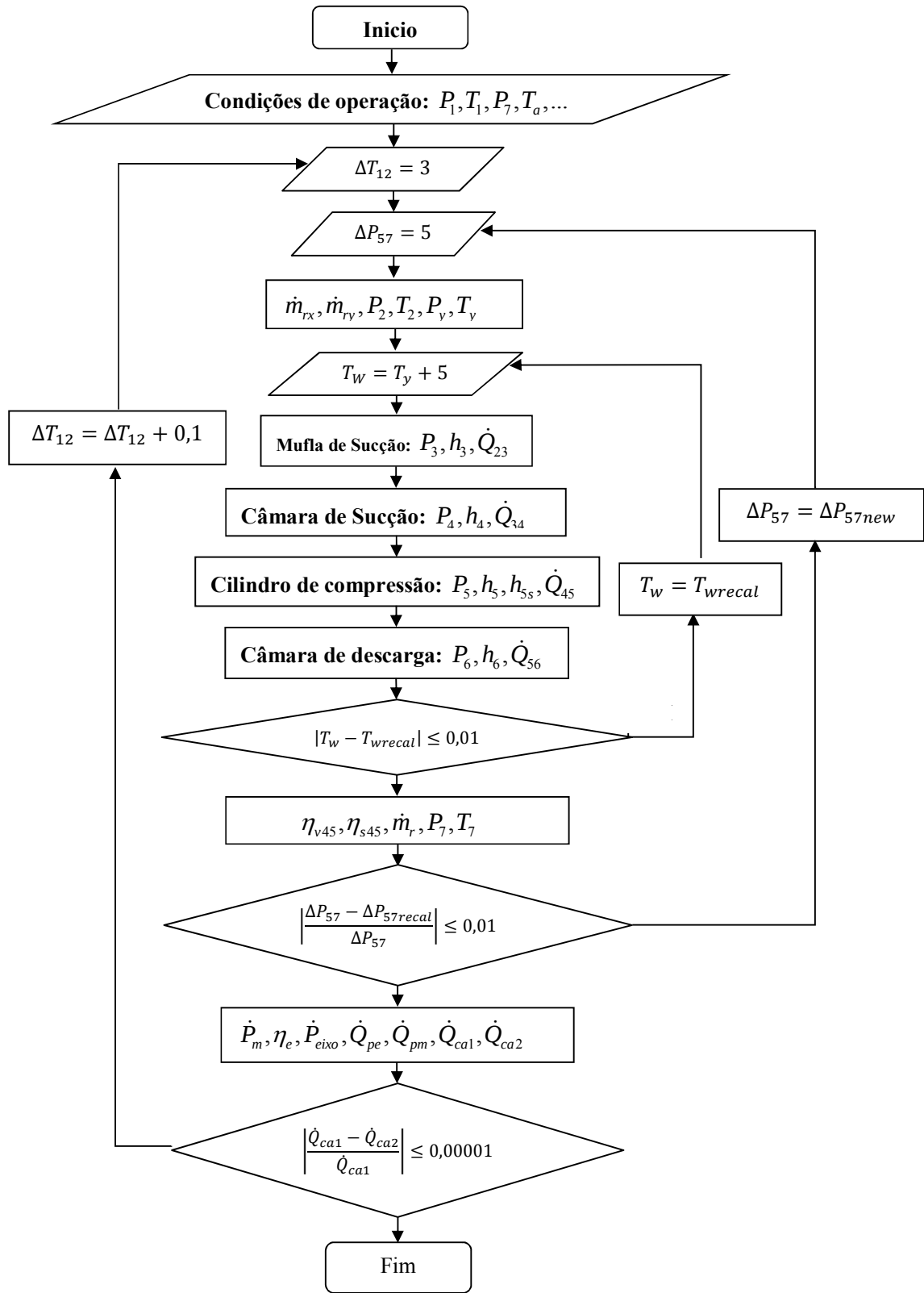


Figura 3.26 – Fluxograma do modelo de simulação do compressor hermético.

3.7. Resultados

O modelo de caracterização e simulação do compressor hermético foi validado com testes calorimétricos produzidos nos laboratórios da *Honeywell International*.

O compressor hermético em estudo foi testado com os fluidos refrigerantes R134a, R1234yf, R1234ze(E) e a mistura HDR-17. As condições de operação utilizadas nestes testes são apresentadas na Tabela 3.4. Foram obtidos um total de 9 pontos experimentais para cada fluido refrigerante.

Os resultados do presente estudo são divididos em três grupos: i) experimentais, ii) caracterização do compressor e iii) simulação.

3.7.1. Testes experimentais calorimétricos

Na análise de desempenho do compressor hermético em estudo foram medidos os parâmetros de capacidade de refrigeração do compressor $\dot{Q}_{comp}$, o coeficiente de performance COP , as eficiências volumétrica e isentrópica globais η_v, η_s , e as variáveis de operação, a saber, vazão mássica, $\dot{m}_r$, consumo de energia, $\dot{E}$, e temperatura de descarga, T_7 .

O fluido refrigerante usado como referência para comparar o desempenho do compressor operando com diferentes refrigerantes foi o R134a. Portanto, os resultados dos parâmetros de desempenho do compressor serão apresentados da forma relativa, conforme a seguir:

$$\left(\dot{Q}_{comp}, COP, \dot{m}_r \right)_{relativos} = \left(\frac{\left(\dot{Q}_{comp}, COP, \dot{m}_r \right)_{fluido X}}{\left(\dot{Q}_{comp}, COP, \dot{m}_r \right)_{R134a}} \right) \quad (3.83)$$

Na Figura 3.27 observa-se que a capacidade de refrigeração do compressor com o fluido R1234yf é maior para diferentes condições de operação, em comparação com R134a (uma média de 10%). O contrário acontece com os fluidos HDR-17 e R1234ze(E), que apresentam valores abaixo do fluido padrão (uma média de 8% e 26%, respectivamente). Este fenômeno acontece devido ao

incremento ou diminuição da vazão mássica, como pode ser observar na Figura 3.28.

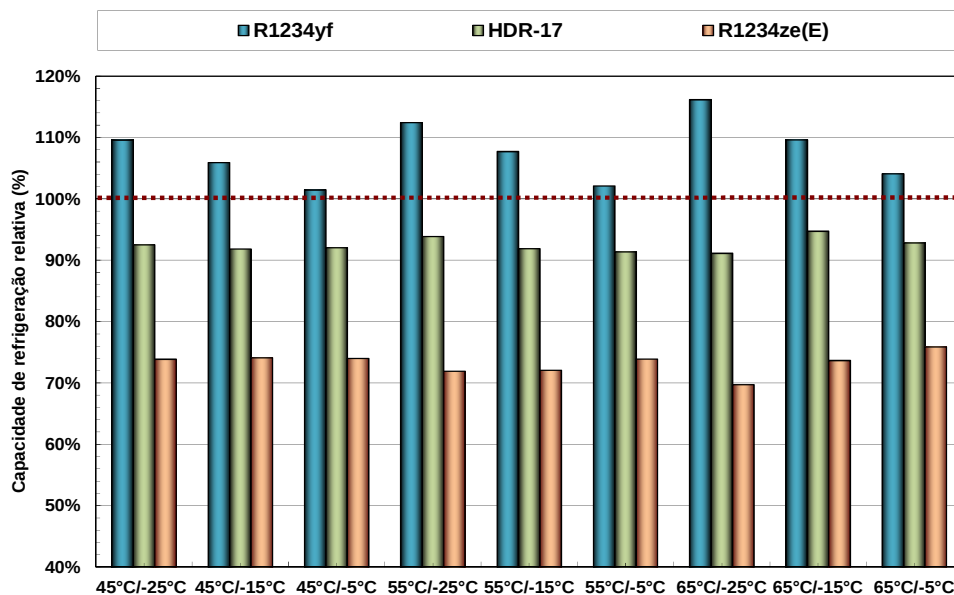


Figura 3.27 – Comparação da capacidade de refrigeração relativa (referência R134a) do compressor hermético. Abcissa: temperaturas de condensação e evaporação.

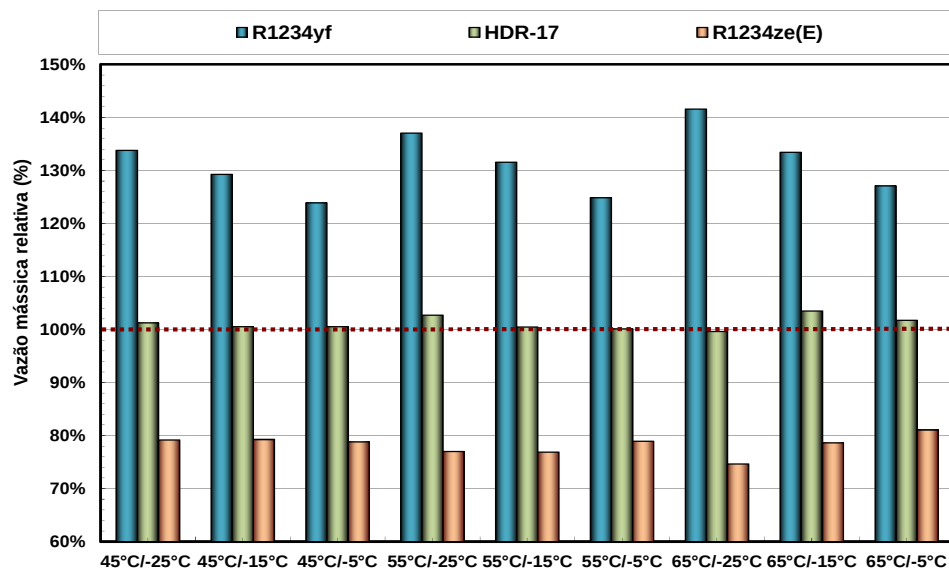


Figura 3.28 – Comparação relativa (referência R134a) da vazão mássica dos fluidos. Abcissa: temperaturas de condensação e evaporação.

Um incremento médio de 32 % na vazão mássica do fluido R1234yf oferece uma maior capacidade de refrigeração do compressor. O fluido R1234ze(E) apresenta uma diminuição média de 20% na vazão mássica, afetando negativamente a capacidade de refrigeração do compressor. Já o fluido HDR-17 mostra uma vazão muito próxima à do R134a (fluido padrão), mas isto não garante que o fluido apresente a mesma capacidade comparada ao R134a.

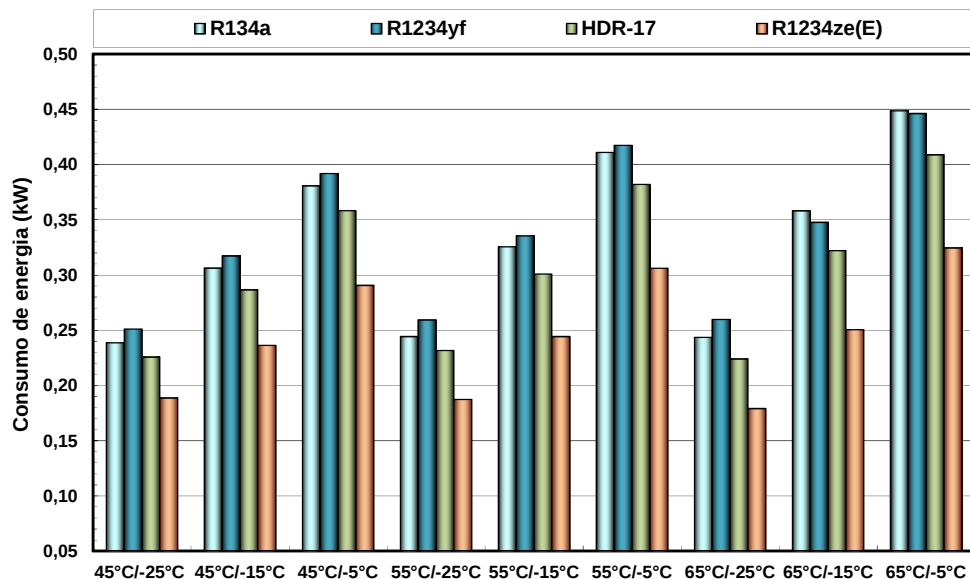


Figura 3.29 – Comparação do consumo de energia (referência R134a). Abcissa: temperaturas de condensação e evaporação.

A figura 3.29 apresenta os valores do consumo de energia do compressor hermético, trabalhando com diferentes fluidos refrigerantes e condições de operação. Também é possível observar um pequeno incremento no consumo de energia com o R1234yf (média de 0,2 kW) e uma diminuição para os fluidos HDR-17 e R1234ze(E) (media de 0,4kW e 0,6kW respectivamente). A variação do consumo de energia é diretamente afetada pela vazão mássica do refrigerante, pois a maior vazão de refrigerante escoando pelo compressor, maior será a potência requerida no processo de compressão.

A figura 3.30 mostra a comparação entre a temperatura de descarga do compressor hermético com o fluido R134a e os fluidos R1234yf, R1234ze(E) e HDR-17. Para todas as condições de operação os fluidos propostos como

alternativas, o R134a apresenta temperaturas menores. Elevadas temperaturas de descarga são indesejáveis, pois podem ocasionar que óleo se carbonize nas válvulas de sucção e descarga, produzindo variações na quantidade de refrigerante que ingressa ao cilindro de compressão. Outro efeito negativo é a diminuição do óleo no conjunto biela-pistão, produzindo travamento e até colapso dos componentes internos no compressor hermético.

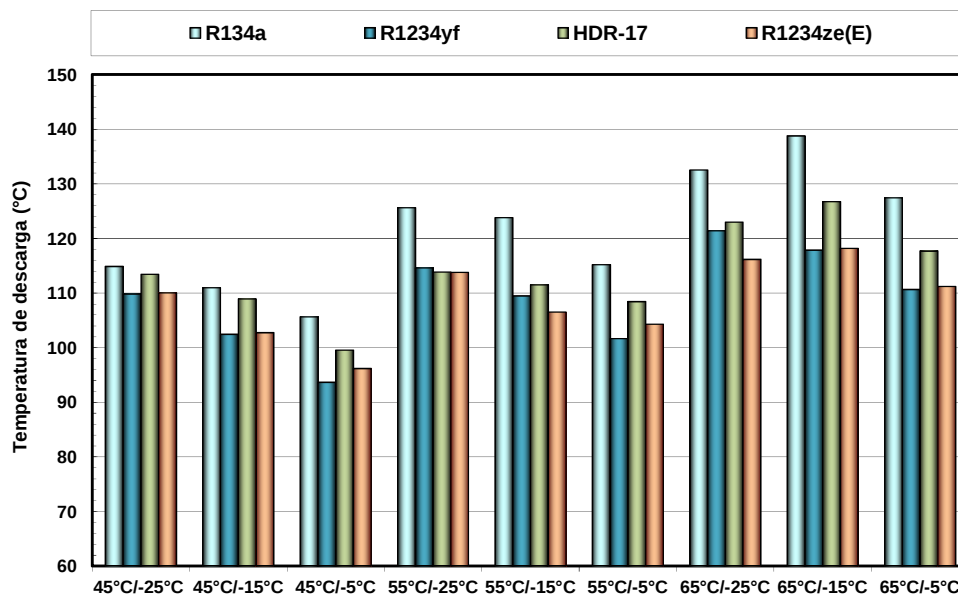


Figura 3.30 – Comparação da temperatura na descarga (referência R134a).
Abcissa: temperaturas de condensação e evaporação.

A Figura 3.31 compara a eficiência volumétrica do compressor hermético obtida com diferentes fluidos refrigerantes. Como é esperado, o fluido R1234yf apresenta maiores valores de eficiência volumétrica, seguido da mistura HDR-17 e do fluido R1234ze(E), que têm valores muito próximos ao fluido padrão, para todas as condições de operação. Isto acontece devido ao efeito que tem a variação da vazão mássica no compressor, isto é, a maior vazão mássica do refrigerante. Supõe-se que este resultado seja devido a razões de compressão menores, o que afeta diretamente a eficiência volumétrica.

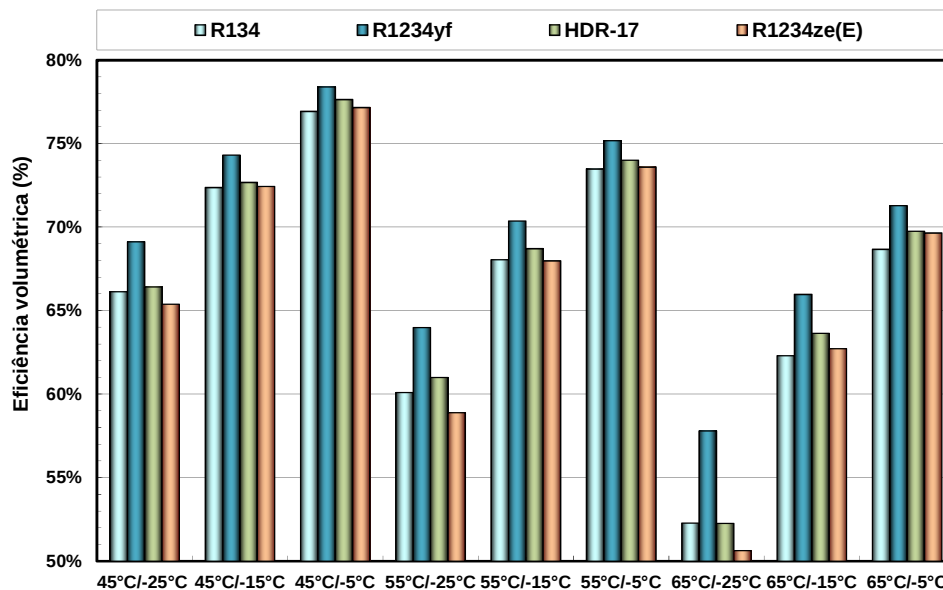


Figura 3.31 – Comparação da eficiência volumétrica (referência R134a). Abcissa: temperaturas de condensação e evaporação.

Outra variável importante na análise do desempenho do compressor hermético é a eficiência isentrópica, a qual é apresentada na Figura 3.32. Pode-se observar que as menores eficiências são para o fluido R1234yf. Isto é devido à vazão mássica utilizada pelo fluido ser maior em comparação com as de R1234ze(E) e HDR-17, o que leva a um maior consumo de energia para realizar o processo de compressão. Como consequência tem-se maiores perdas de energia, geradas pelo motor elétrico, as quais, comparadas com as de um ciclo de compressão ideal (sem perdas), oferecem valores de eficiência isentrópicas baixas em comparação com o fluido R134a.

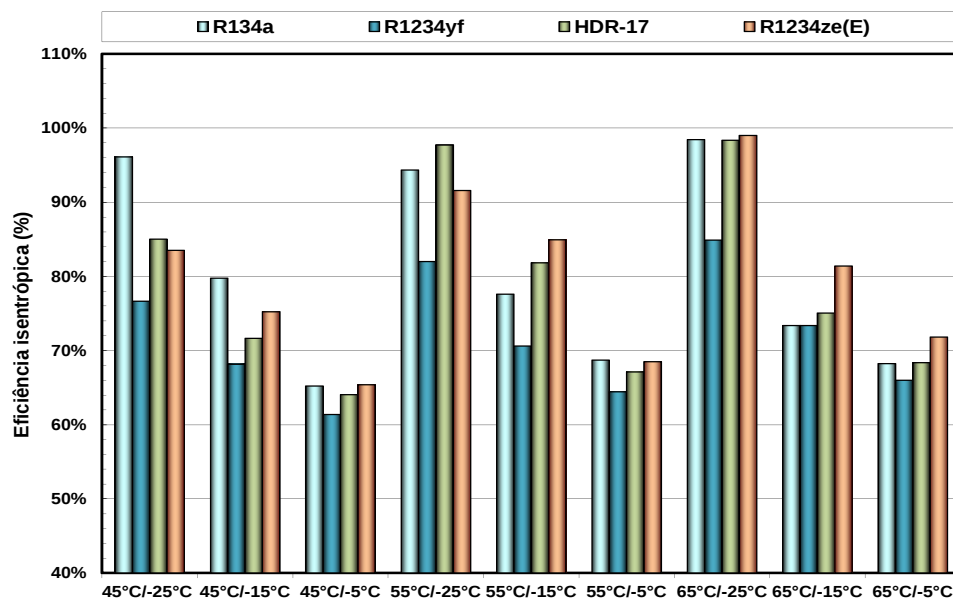


Figura 3.32 – Comparação da eficiência isentrópica (referência R134a). Abcissa: temperaturas de condensação e evaporação.

Para calcular a eficiência global do compressor, quando parte do sistema de refrigeração, operando com diferentes fluidos refrigerante, é utilizado o coeficiente de performance, apresentado na Figura 3.33. Observa-se que a maior eficiência do sistema é obtida com o fluido R1234yf, seguido da mistura HDR-17 e R1234ze(E), comparável ao fluido R134a.

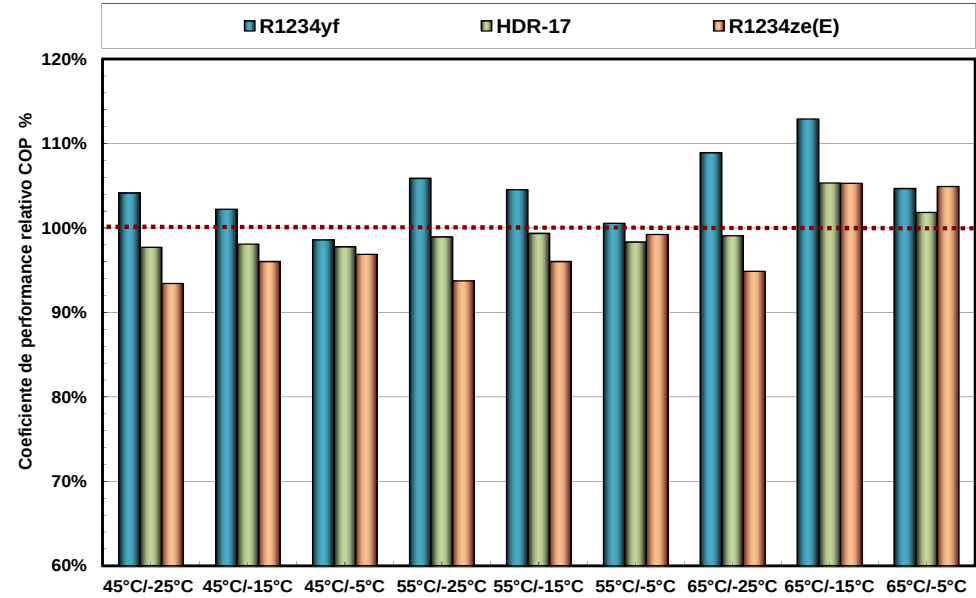


Figura 3.33 – Comparação do coeficiente de performance relativa (COP) do compressor hermético (referência R134a). Abcissa: temperaturas de condensação e evaporação.

A tabela 3.5 apresenta o resumo dos principais parâmetros utilizados na comparação dos fluidos refrigerantes propostos com respeito ao fluido padrão R134a. Pode-se concluir que o compressor hermético em estudo (modelo FU130HAX), operando com os fluidos R1234yf e a mistura HDR-17 nas mesmas condições de operação, possui um desempenho próximo, e até melhor, do que o refrigerante R134a, além de ter valores de GWP (Potencial de aquecimento global) significativamente baixos.

Tabela 3.5 – Comparação dos principais parâmetros dos fluidos refrigerantes utilizados nos testes experimentais.

Fluido o Mistura	$\dot{Q}_{comp}$ (%)	$\dot{m}_r$ (%)	COP (%)	GWP_{R134a} (1430)
R1234yf	110%	132%	105%	4
HDR-17	92%	100%	100%	604
R1234ze(E)	74%	78%	97%	6

3.7.2.**Caracterização do compressor hermético**

Utilizando as equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento apresentados no modelo matemático para o compressor hermético, foram obtidos um total de 13 parâmetros que caracterizam a geometria interna do compressor hermético utilizando o fluido refrigerante R134a como referência, os quais serão utilizados no modelo de simulação do compressor utilizando diferentes fluidos refrigerantes. Também foram obtidos os mesmos parâmetros com os fluidos R1234yf, R1234ze(E) e a mistura HDR-17, para comparar os resultados obtidos com o fluido R134a. Os resultados da caracterização são apresentados na Tabela 3.6 e 3.7.

Tabela 3.6 – Parâmetros característicos de troca de calor.

Fluidos refrigerantes	CH_{12}	CH_{23}	CH_{34}	CH_{45}	CH_{56}	CH_{67}	γ	δ
	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	$[m^{0,2}]$	$[-]$	$[-]$
R134a	1,395	0,200	0,200	1,291	1,771	0,787	0,249	0,700
R1234yf	1,396	0,127	0,127	1,283	0,687	0,653	0,266	0,700
R1234ze(E)	1,487	0,198	0,197	1,377	2,089	0,869	0,237	0,657
HDR-17	1,316	0,152	0,152	1,095	1,898	1,156	0,187	0,657

Tabela 3.7 – Parâmetros característicos de queda de pressão.

Fluidos refrigerantes	CP_{12}	CP_{23}	CP_{34}	CP_{56}	CP_{67}
	$[m^{-4}]$	$[m^{-4}]$	$[m^{-4}]$	$[m^{-4}]$	$[m^{-3,75}]$
R134a	9,77E+05	9,76E+05	9,75E+05	1,55E+06	1,13E+06
R1234yf	9,75E+05	9,66E+05	9,65E+05	2,84E+06	1,29E+06
R1234ze(E)	9,75E+05	9,73E+05	9,72E+05	2,54E+06	1,27E+06
HDR-17	9,90E+05	9,9E+05	9,90E+05	1,67E+06	1,16E+06

Pode se observar nas Tabelas 3.5 e 3.6 que os valores dos parâmetros para os fluidos R1234yf, R1234ze(E) e a mistura HDR-17 apresentam valores na mesma ordem de grandeza, comparados ao fluido padrão R134a.

Além de obter os parâmetros característicos, foi necessário obter 4 correlações adicionais, as quais são necessárias no modelo de simulação. A Figura 3.34 apresenta uma correlação da eficiência volumétrica “interna”, no cilindro de

compressão, η_{v45} , em função da relação de compressão, P_5/P_4 , isto para o compressor hermético utilizando o fluido refrigerante R134a. Nesta figura pode-se observar que os valores da eficiência volumétrica interna são maiores da que as eficiências volumétricas externas, resultado esperado, devido a que razão de compressão é maior no cilindro de compressão.

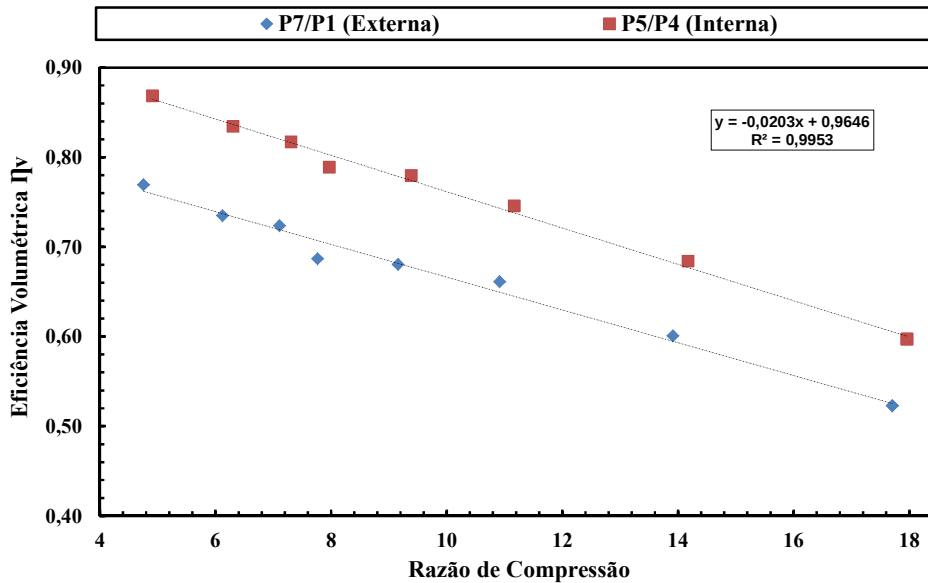


Figura 3.34 – Eficiência volumétrica em função da razão de compressão. Função obtida com pontos do R134a.

A Figura 3.35 apresenta a correlação da eficiência isentrópica interna, η_{s45} , em função da vazão mássica de refrigerante, $\dot{m}_r$. Esta variação acontece devido ao fato que, para maiores vazões mássicas de refrigerante, é necessário um maior consumo de energia no processo de compressão do fluido refrigerante. Entretanto, a eficiência isentrópica é afetada pelas perdas que ocorrem no motor elétrico.

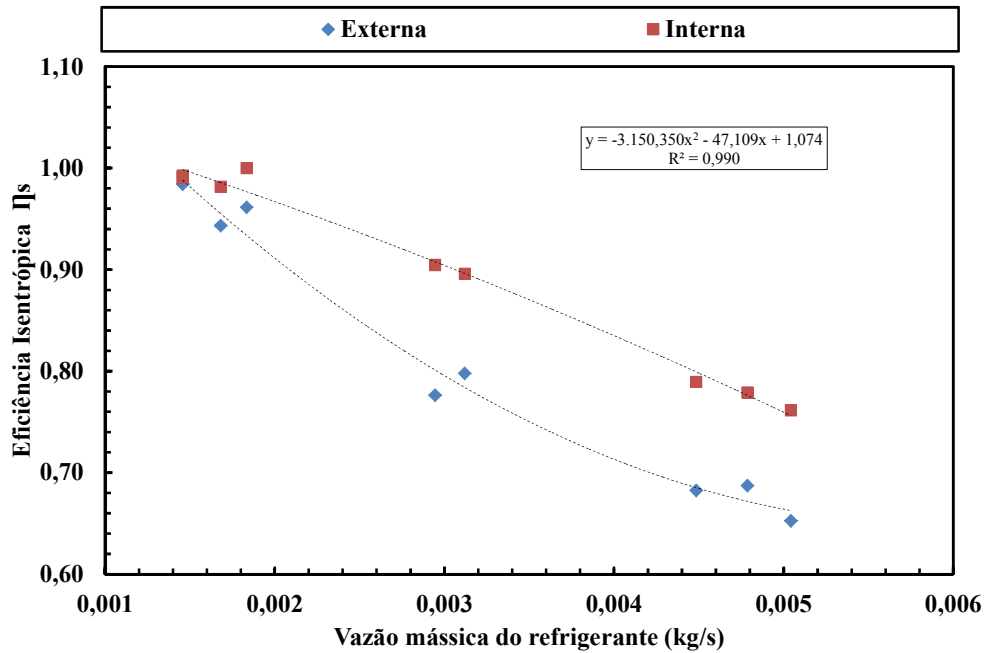


Figura 3.35 – Eficiência isentrópica em função da vazão mássica do refrigerante. Função obtida com pontos do R134a.

A Figura 3.36 apresenta a correlação obtida para o consumo de energia em função da potência utilizada no cilindro de compressão.

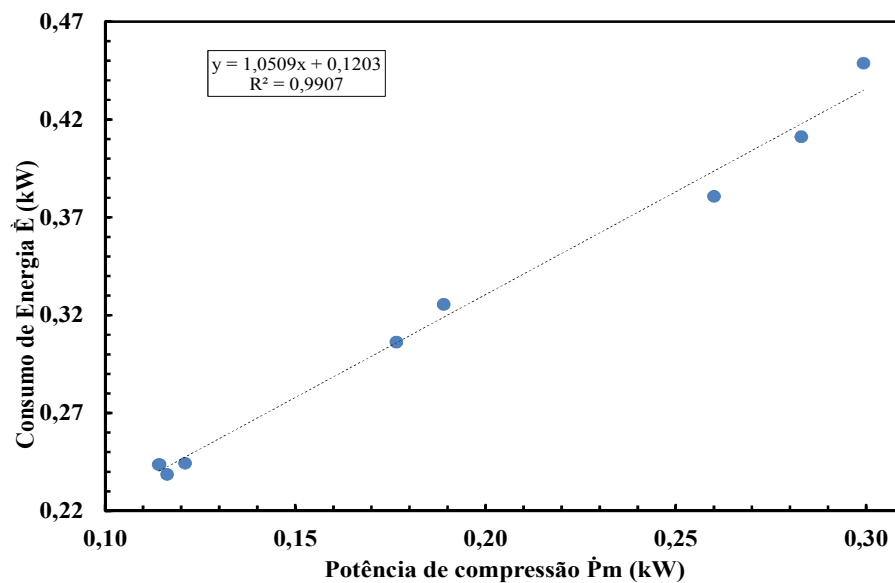


Figura 3.36 – Consumo de energia em função da potência de compressão. Função obtida com pontos do R134a.

A Figura 3.37 mostra a relação da transferência de calor do compressor hermético para o meio ambiente, em função da diferença de temperatura da parede da carcaça e do meio ambiente.

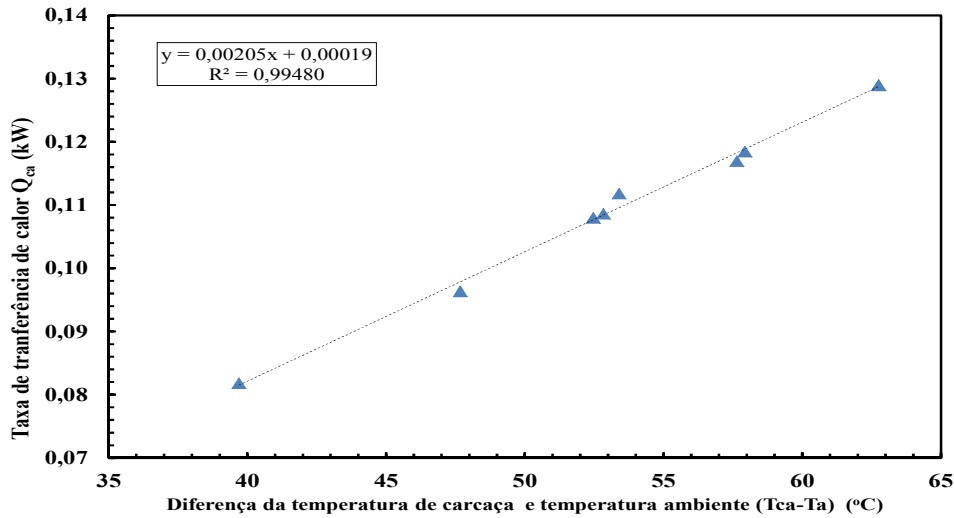


Figura 3.37 – Taxa de transferência de calor da carcaça do compressor em função da diferença de temperatura entre o meio ambiente e a temperatura da carcaça. Função obtida com pontos do R134a.

As equações adicionais obtidas no processo de caracterização são: eficiência volumétrica, η_{v45} e isentrópica, η_{s45} no cilindro de compressão, o consumo de energia $\dot{E}$ e a taxa de transferência de calor entre a carcaça e o meio ambiente $\dot{Q}_{ca}$.

$$\eta_{v45} = -0,0203 \left(\frac{P_5}{P_4} \right) + 0,9646 \quad (3.84)$$

$$\eta_{s45} = -3150,35 \dot{m}^2 - 47,109 \dot{m} + 1,074 \quad (3.85)$$

$$\dot{E} = 1,0509 \dot{P}_m + 0,1203 \quad (3.86)$$

$$\dot{Q}_{ca} = 0,00205(T_{ca} - T_a) + 0,00019 \quad (3.87)$$

3.7.3.**Validação do modelo de simulação**

O modelo de simulação do compressor hermético consiste na solução do problema praticamente inverso ao cálculo dos parâmetros. Neste modelo foram utilizadas equações adicionais obtidas na caracterização. Os dados de entrada necessários para o modelo de simulação são:

1. Parâmetros característicos do fluido R134a das Tabelas 3.6 e 3.7:

$$CH_{12}, CP_{12}, CH_{23}, CP_{23}, CH_{34}, CP_{34}, CH_{45}, CH_{56}, CP_{56}, CH_{67}, CP_{67}, \delta, \gamma$$

2. Fluido refrigerante.
3. Volume de deslocamento do compressor hermético:

$$V_d = 0,00064 \left(m^3 \right).$$

4. Eficiência volumétrica $\eta_m = 0,96$.
5. Pressão e temperatura de sucção P_1, T_1 .
6. Pressão de descarga P_7 .

As variáveis de saída do modelo de simulação são: vazão mássica do fluido refrigerante, $\dot{m}_r$, a temperatura de descarga, T_7 , o consumo de energia $\dot{E}$ e a temperatura da carcaça, T_{ca} , as quais serão comparadas com os dados experimentais dos testes calorimétricos.

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

$$E(\%) = \left(\frac{X_{\text{exp}} - X_{\text{num}}}{X_{\text{exp}}} \right) \times 100 \quad (3.88)$$

onde:

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

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

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

$$E(^{\circ}\text{C}) = T_{\text{exp}} - T_{\text{num}} \quad (3.89)$$

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

3.7.3.1.

Compressor hermético utilizando o fluido R134a

Na Figura 3.38 observam-se erros relativos (numérico vs. experimental) da temperatura de descarga, que apresenta um máximo de $4,5^{\circ}\text{C}$ e mínimo de $-3,5^{\circ}\text{C}$.

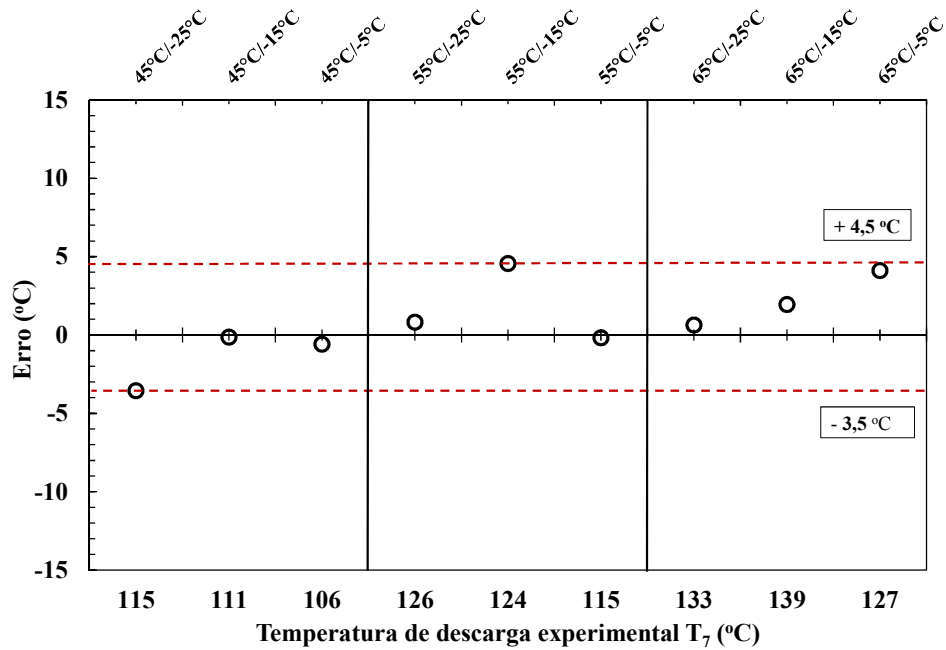


Figura 3.38 – Erro relativo da temperatura de descarga (R134a), para condições de operação ($T_{\text{cond}} / T_{\text{evap}}$) disposta na abcissa no topo.

Os resultados da Figura 3.39 apresentam os resultados da vazão mássica do refrigerante, com um erro na faixa de 1,4% até de -2,5%.

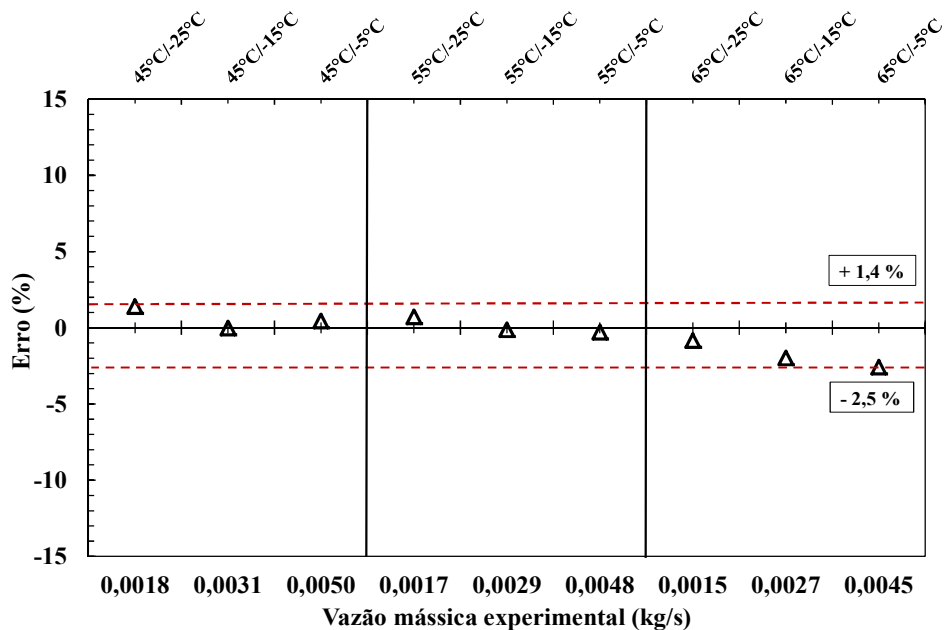


Figura 3.39 – Erro relativo da vazão mássica do refrigerante R134a, para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) disposta na abcissa no topo.

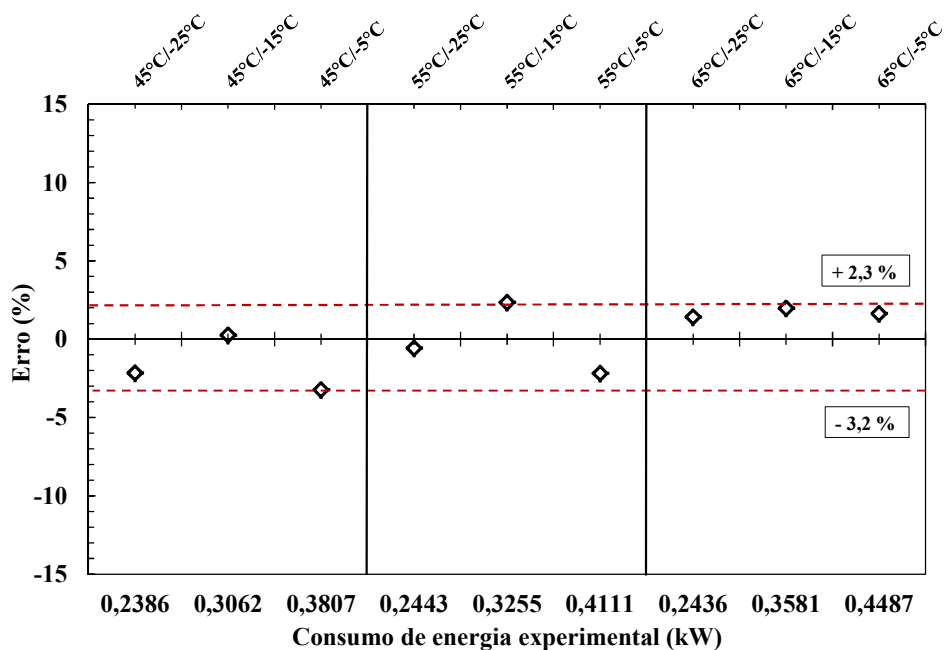


Figura 3.40 – Erro relativo do consumo de energia do compressor hermético (R134a), para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) disposta na abcissa no topo.

Também é possível observar que, com o aumento da temperatura de condensação, o modelo tende a subestimar a vazão mássica do compressor.

Os resultados da simulação para o consumo de energia apresentam erro na faixa de 2,3% a -3,2%, Figura 3.40. Observa-se uma tendência a superestimar os valores do consumo de energia com o incremento da temperatura de condensação.

A Figura 3.41 apresenta os valores da temperatura de carcaça do compressor, com um erro relativo de 1.4 °C até -5.3 °C. Observa-se uma tendência a incrementar o erro da temperatura de carcaça para valores menores que 84 °C.

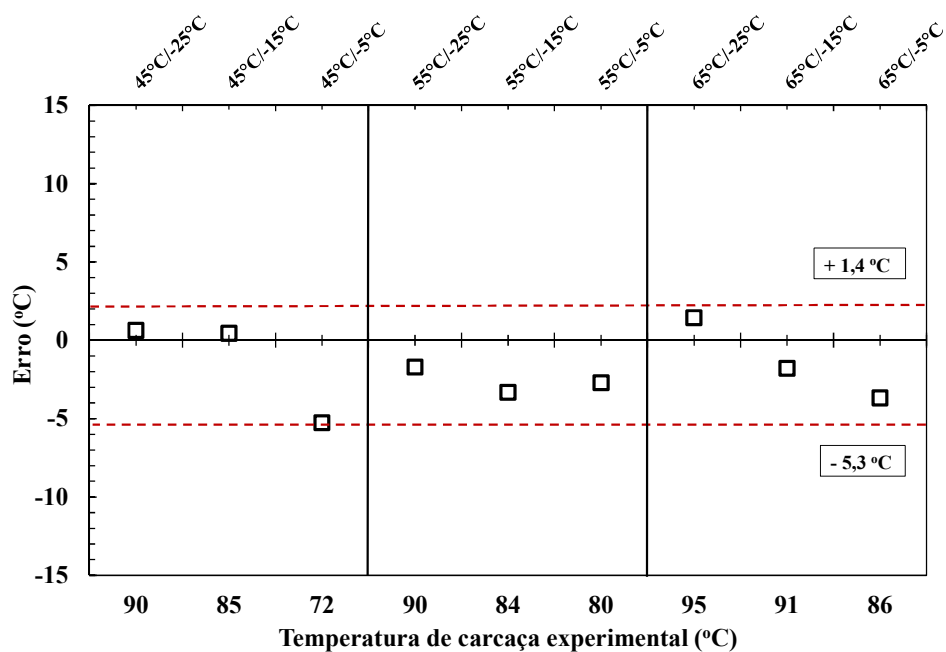


Figura 3.41 – Erro relativo da temperatura de carcaça do compressor (R134a), para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) disposta na abcissa no topo.

3.7.3.2.

Compressor hermético utilizando o fluido R1234yf

O modelo de simulação com o fluido refrigerante R1234yf foi validado contra dados experimentais do R1234yf, com os parâmetros característicos obtidos para o fluido R134a.

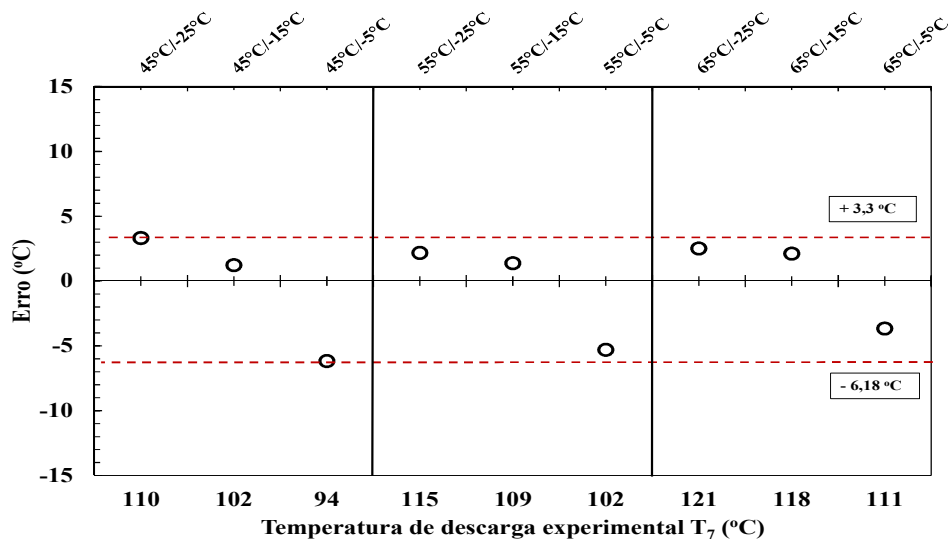


Figura 3.42 – Erro relativo da temperatura de descarga (R1234yf), para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) disposta na abcissa no topo.

A Figura 3.42 apresenta os erros relativos da temperatura de descarga do compressor hermético, com um limite máximo de 3,3°C e um limite mínimo de -6,8°C. O modelo de simulação tem a tendência de subestimar os valores da temperatura na descarga (média de 5°C), para todas as condições de operação com temperatura de evaporação de -5°C.

As vazões mássicas do refrigerante são apresentadas na Figura 3.43, com erros que ficam na faixa de 1,3% a -1,6%.

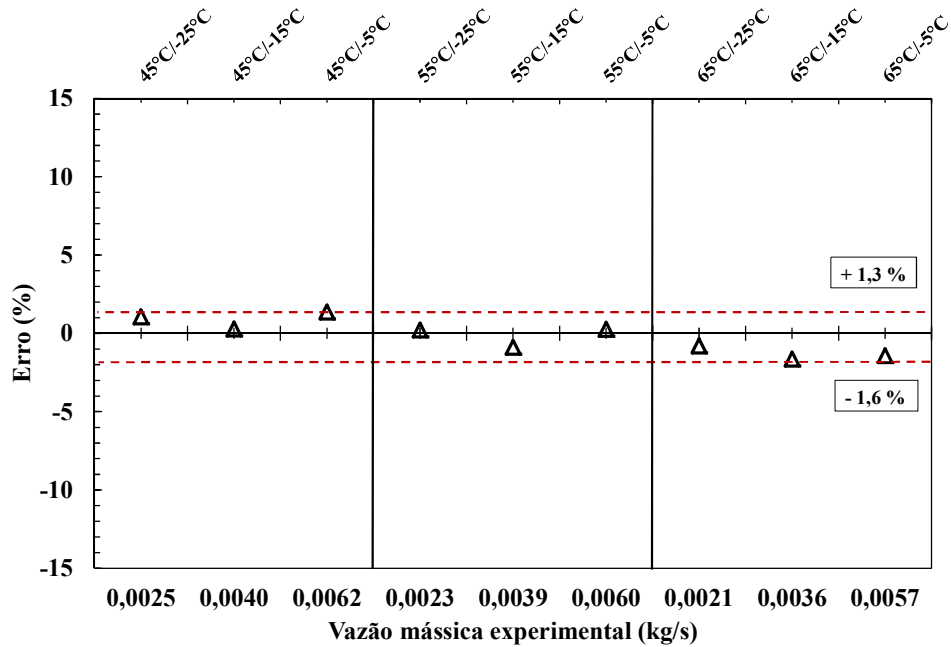


Figura 3.43– Erro relativo da vazão mássica do refrigerante R1234yf, para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) disposta na abcissa no topo.

Os valores do consumo de energia são apresentados na Figura 3.41, com erros relativos na faixa de 0,23% até -10,5%. O modelo de simulação apresenta erros relativos (média de 10%) para todas as condições de operação com temperaturas de evaporação de -5 °C.

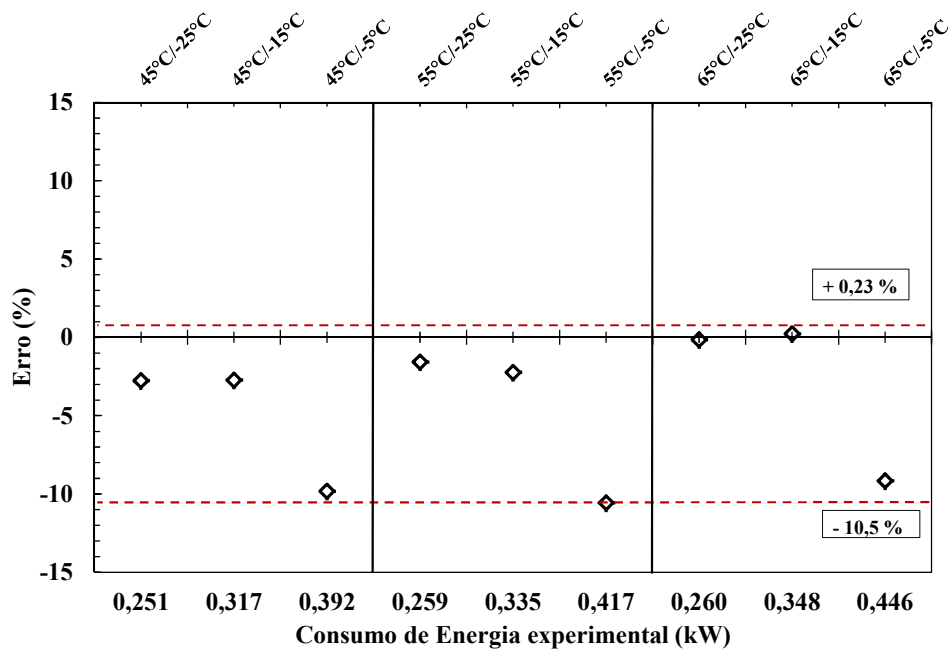


Figura 3.44 – Erro relativo do consumo de energia do compressor hermético (R1234yf), para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) disposta na abcissa no topo.

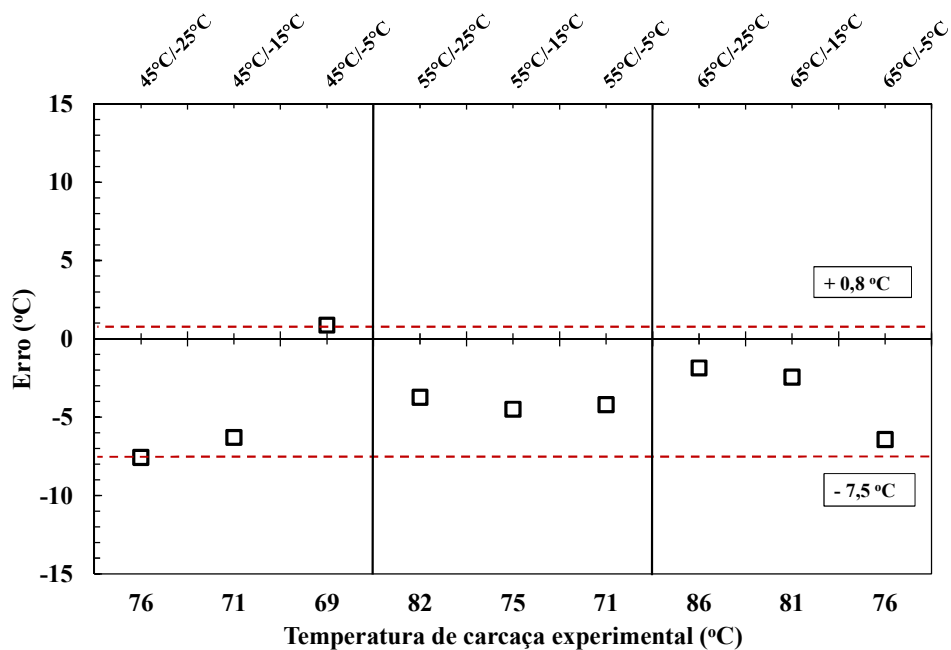


Figura 3.45 – Erro relativo da temperatura de carcaça do compressor (R1234yf), para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) disposta na abcissa no topo.

Na Figura 3.45 observa-se que a faixa de erro da temperatura de carcaça vai de um máximo de 0,8 °C ao mínimo de -7,5 °C. A tendência do modelo de simulação é de subestimar a temperatura de carcaça do compressor hermético operando com o fluido R1234yf.

3.7.3.3.

Compressor hermético utilizando o fluido R1234ze(E)

A Figura 3.46 apresenta os erros relativos da variável de temperatura na descarga, na faixa de 2 °C ate -4,8 °C.

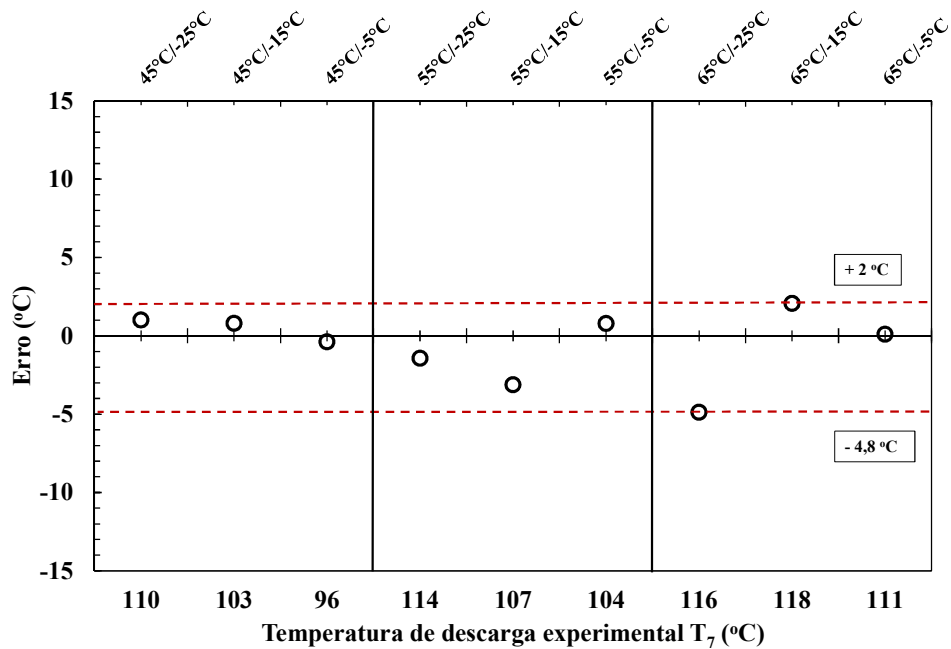


Figura 3.46 – Erro relativo da temperatura de descarga R1234ze(E), para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) disposta na abcissa no topo.

Os valores da vazão mássica do refrigerante são apresentados na Figura 3.47, com erros relativos na faixa de 1% a -1,2%.

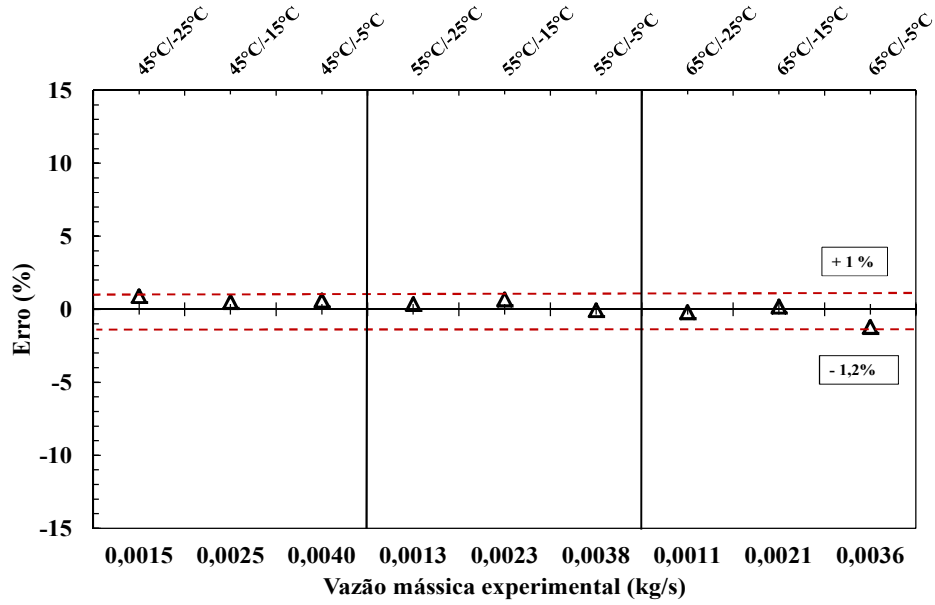


Figura 3.47 – Erro relativo da vazão mássica do refrigerante R1234ze(E), para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) disposta na abcissa no topo.

A Figura 3.48 apresenta os valores do consumo de energia do compressor hermético, com erro relativo entre -1,5% e -11%.

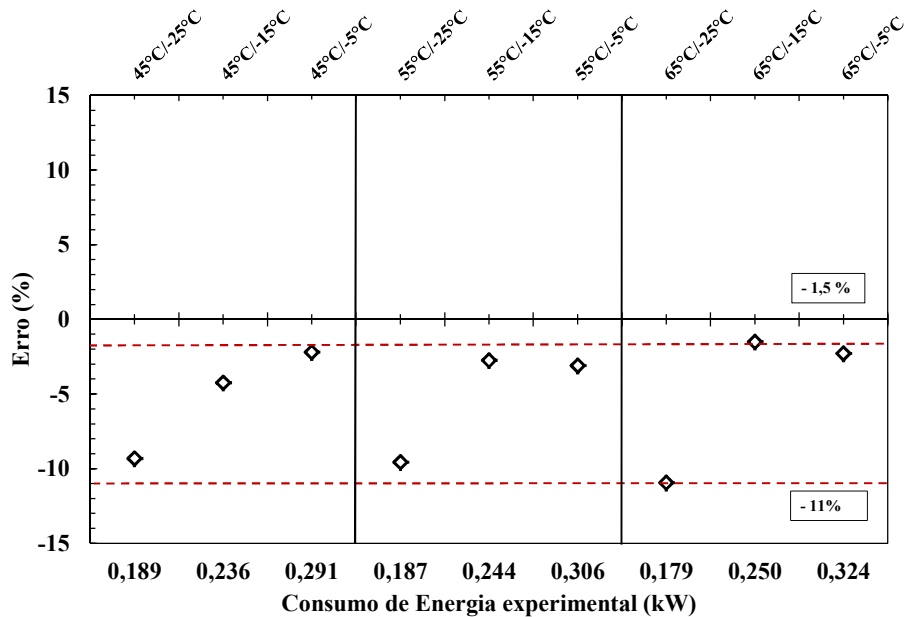


Figura 3.48 – Erro relativo do consumo de energia do compressor hermético R1234ze(E), para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) dispostas na abcissa no topo.

A tendência do modelo de simulação no cálculo do consumo de energia é de subestimar os valores para todas as condições de operação com uma temperatura de evaporação de -25°C .

Na Figura 3.49 podem-se observar os resultados obtidos para a temperatura da carcaça do compressor, com erros na faixa de $-0,5^{\circ}\text{C}$ até -10°C . As condições de operação com temperatura de condensação de 45°C apresentam erros elevados em comparação ao outros pontos experimentais. Isto é a consequência dos erros obtidos para a potencia de consumo para com temperatura de condensação de 45°C .

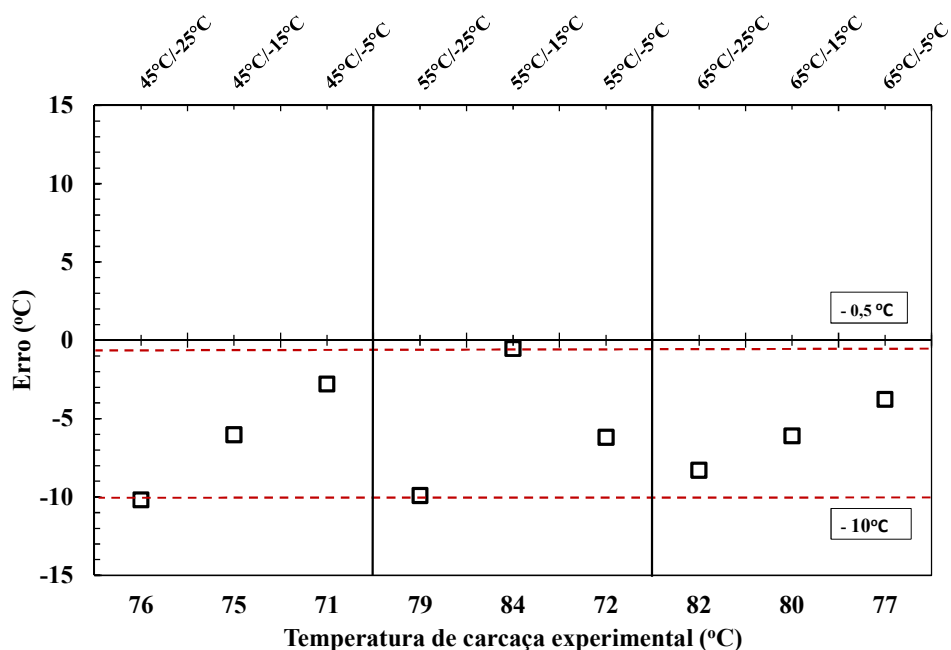


Figura 3.49 – Erro relativo da temperatura de carcaça do compressor R1234ze(E), para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) disposta na abcissa no topo.

3.7.3.4.

Compressor hermético utilizando a mistura HDR-17

Procedimento semelhante, de simulação e comparação com dados experimentais, foram efetuados para o novo refrigerante HDR-17.

Os resultados da Figura 3.50 apresentam as temperaturas de descarga, com um erro relativo entre $6,1^{\circ}\text{C}$ e $-5,2^{\circ}\text{C}$.

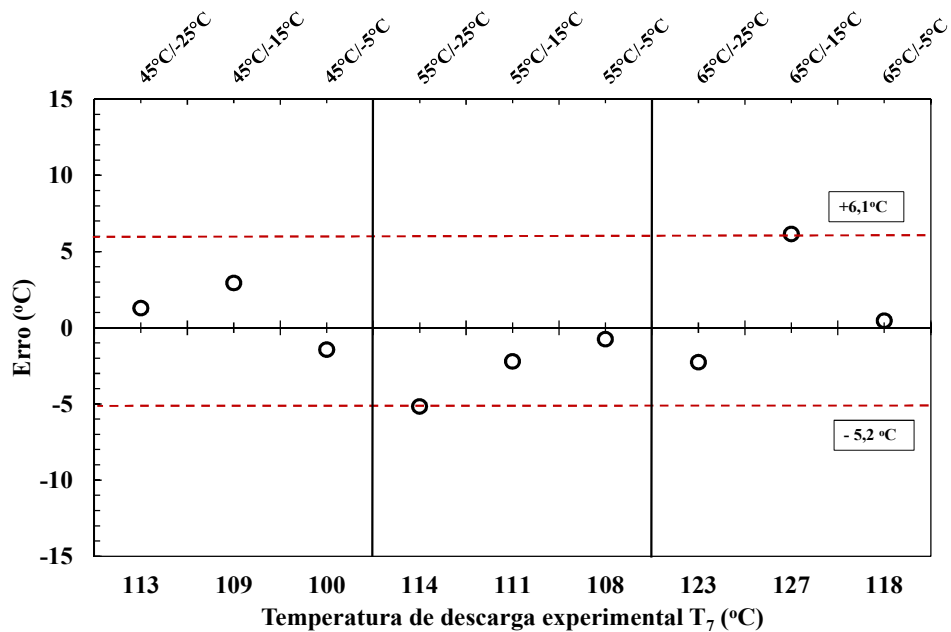


Figura 3.50 – Erro relativo da temperatura de descarga (HDR-17), para condições de operação (T_{cond} / T_{evap}) dispostas na abcissa no topo.

Os resultados da vazão mássica de refrigerante são apresentados na Figura 3.51, com erros na faixa entre 0,7% e -2,6%.

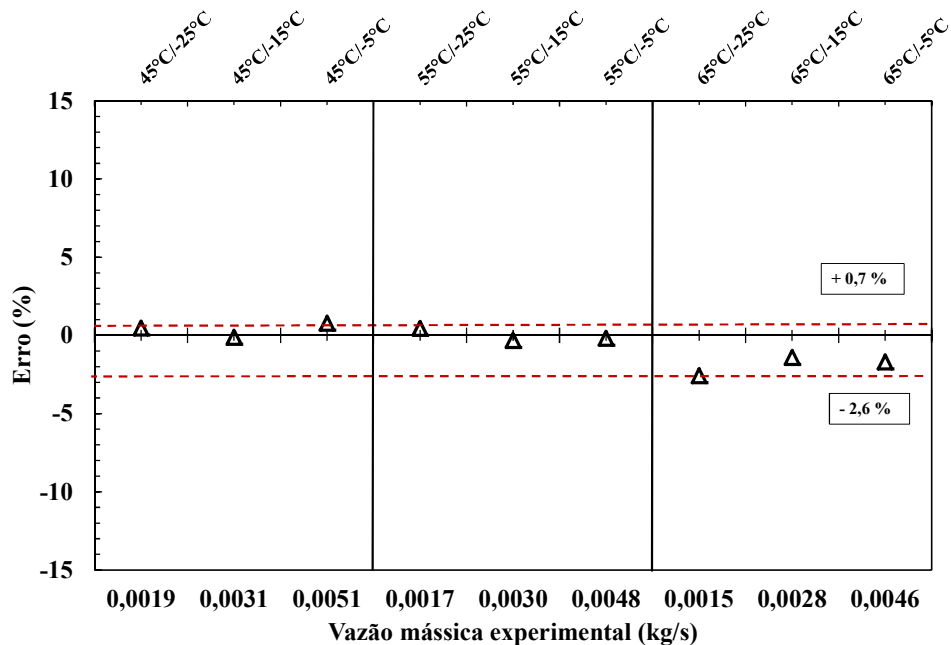


Figura 3.51 – Erro relativo da vazão mássica do refrigerante HDR-17.

A Figura 3.52 apresenta os valores do consumo de energia, com erro de 4% até -1,4%. O modelo tem tendência a subestimar o cálculo do consumo de energia.

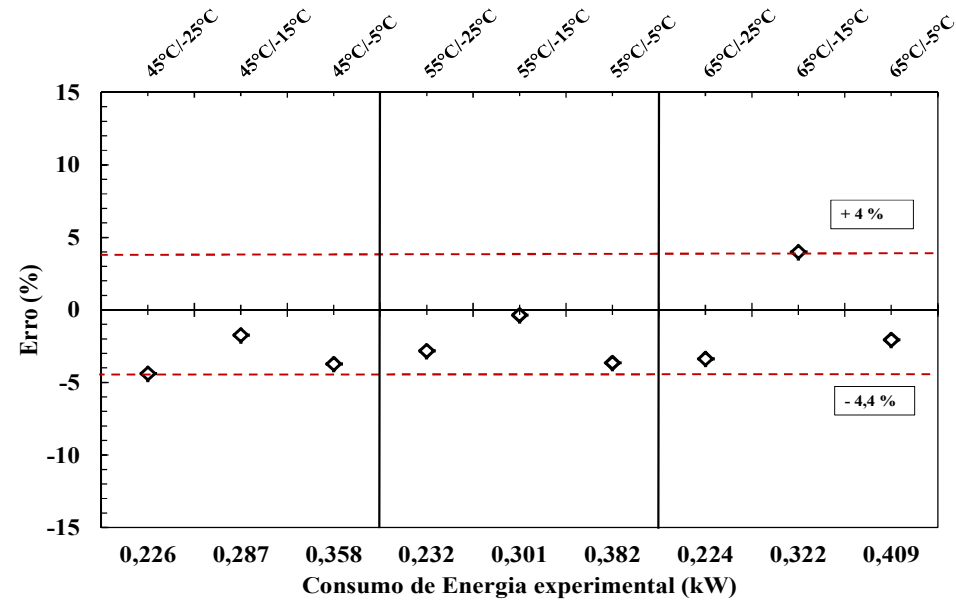


Figura 3.52 – Erro relativo do consumo de energia do compressor hermético (HDR-17).

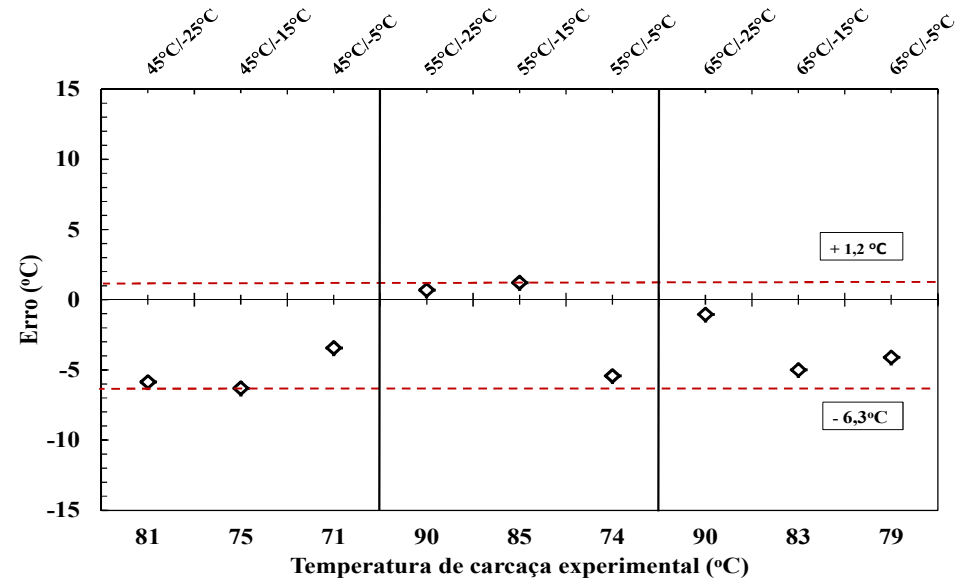


Figura 3.53 – Erro relativo da temperatura de carcaça do compressor (HDR-17).

A Figura 3.53 mostra os valores da temperatura da carcaça do compressor hermético, com erro na faixa de 1,2 °C até -6,3 °C.

3.7.4.

Análise de exergética

O principal objetivo para utilizar a análise de exergia é quantificar e comparar as irreversibilidades (também chamadas de destruição da exergia ou trabalho perdido) que ocorrem no compressor hermético, utilizando diferentes fluidos refrigerantes. A análise é baseada no balanço de exergia descrito anteriormente, e aplicado a cada volume de controle. Para isto, foram utilizados os dados experimentais dos testes calorimétricos (condições de operação) e os parâmetros obtidos na caracterização do compressor hermético, os quais constituem os dados de entrada no modelo de simulação.

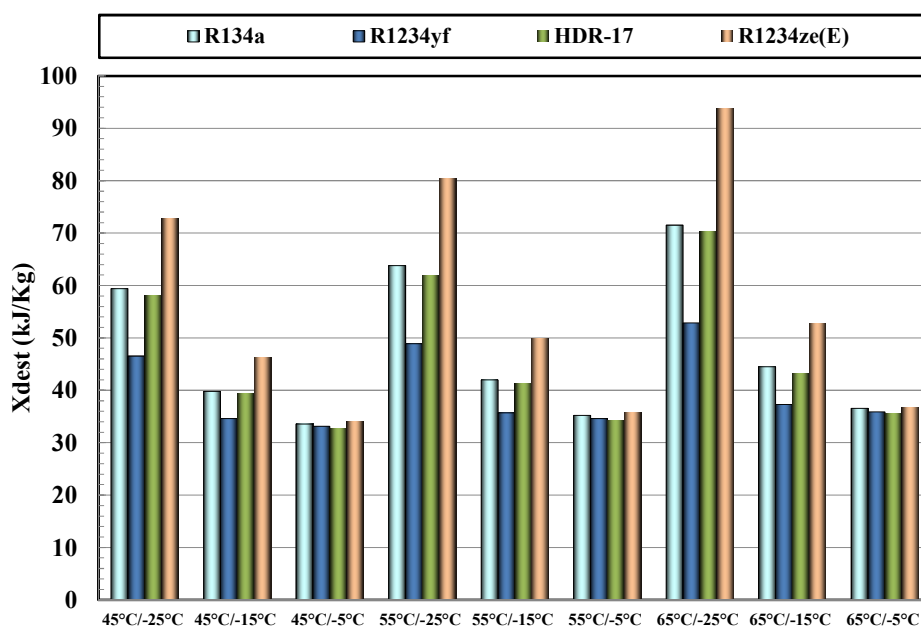


Figura 3.54 – Comparação das irreversibilidades no compressor hermético com diferentes fluidos refrigerantes.

Na Figura 3.54 se pode observar que o fluido R1234ze(E), apresenta maiores valores de irreversibilidades (devido à maior queda de pressão e transferência de calor) que ocorrem no interior do compressor hermético, para todas as condições de operação, excetuando-se aos processos de compressão que acontecem à temperatura de evaporação de -5 °C, onde as irreversibilidades geradas por todos fluidos refrigerantes são semelhantes. Já os fluidos R1234yf e a

mistura HDR-17 apresentam irreversibilidades menores em comparação ao fluido R134a.

3.7.4.1.

Análise exergética dos volumes de controle do compressor hermético

Para uma análise das irreversibilidades que acontecem no interior do compressor hermético, são propostas as seguintes condições de operação, Tabela 3.8, como dados de entrada no modelo de simulação:

Tabela 3.8 – Dados de entrada no modelo de simulação para a análise exergética.

Fluido	P ₁	T ₁	P ₇
	kPa	°C	kPa
R134a	243,14	32,29	1163,11
R1234yf	262,49	32,19	1435,85
HDR-17	226,81	32,11	1379,14
R1234ze(E)	172,40	32,20	1117,11

Com os valores calculados de pressão e temperatura dos fluidos refrigerante na entrada e saída de cada volume de controle, é possível utilizar as equações de balanço de exergia e comparar as irreversibilidades geradas no caminho percorrido pelo refrigerante no processo de compressão.

Os resultados da análise exergética global para o compressor hermético são apresentados na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 – Resultados do balanço de exergia global para o compressor hermético.

Fluido	w _e	w _e	Ψ ₁	Ψ ₁	Ψ _{qca}	Ψ _{qca}	X _{des}	X _{des}	Ψ ₇	Ψ ₇
	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%	kJ/kg	%
R134a	87,50	80,55	21,13	19,45	3,05	2,81	35,24	32,44	70,34	64,75
R1234yf	77,41	79,10	20,45	20,90	1,88	1,92	34,64	35,39	61,35	62,69
HDR-17	82,47	81,87	18,26	18,13	2,71	2,69	34,28	34,03	63,74	63,28
R1234ze(E)	83,48	87,90	11,49	12,10	3,31	3,49	35,72	37,61	55,94	58,90

onde:

w_e : trabalho específico fornecido ao compressor.

Ψ_1 : exergia específica do gás refrigerante na entrada do compressor.

Ψ_7 : 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 3.55 apresenta o diagrama de Grassmann, onde se podem observar os fluxos de exergia específica na forma de trabalho (89,38%) e fluxo do gás refrigerante (10,62%) ingressando ao compressor hermético para realizar o processo de compressão. Neste processo, 36,37% da exergia é destruída devido às irreversibilidades (perdas elétricas e mecânicas). Observa-se também, uma perda de exergia na forma de transferência de calor (4,61%) para o meio ambiente. Ao final do processo somente 59,02% de exergia é transferida ao fluido refrigerante.

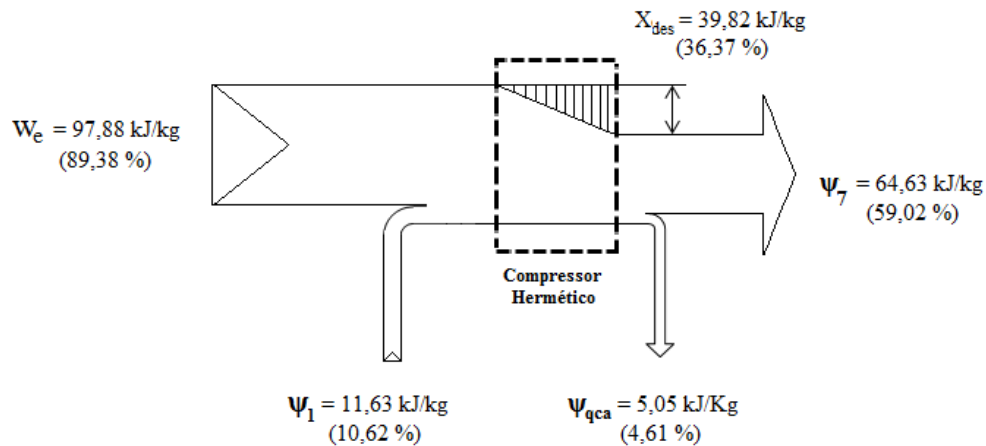


Figura 3.55 – Diagrama de Grassmann para o compressor hermético utilizando o fluido refrigerante R134a.

Os resultados da exergia destruída no processo de compressão dos fluidos R1234yf, HDR-17 e R1234ze(E), comparados ao fluido R134a, são apresentados na Figura 3.56, onde se pode observar que o fluido R1234ze(E) apresenta um incremento na destruição de exergia de aproximadamente 1% em comparação ao R134a. Já o fluido R1234yf mostra uma diminuição na geração de irreversibilidade (aproximadamente 2% menor que R134a) e a mistura HDR-17 possui o menor valor na destruição de exergia (3% menor que R134a).

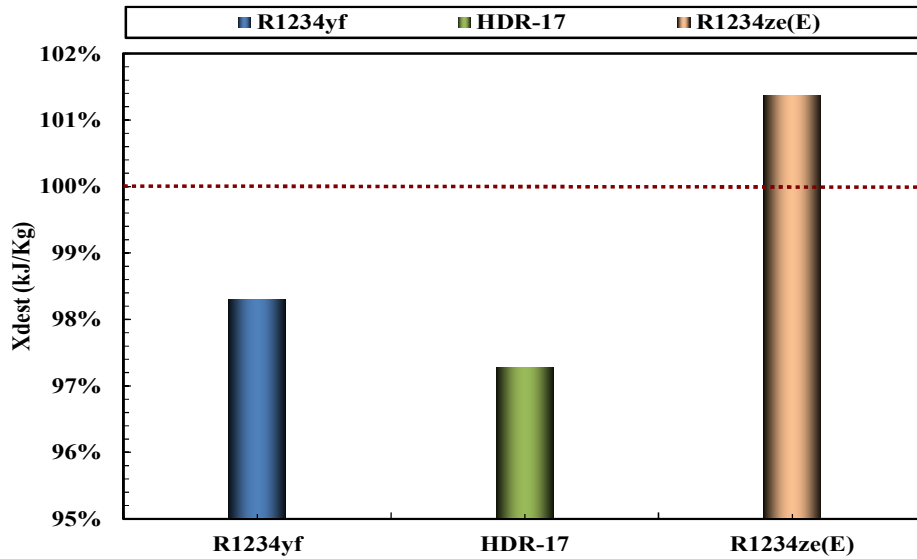


Figura 3.56 – Comparação das irreversibilidades do compressor hermético utilizando diferentes fluidos refrigerantes.

Na Figura 3.57 apresenta-se o diagrama de Grassmann com os fluxos de exergia e as irreversibilidades (exergia destruída) ao longo do caminho percorrido pelo refrigerante, atravessando os diferentes elementos que compõem o compressor hermético durante um processo de compressão com o fluido refrigerante R134a. Neste gráfico observa-se que no motor elétrico se produz a maior destruição de exergia (irreversibilidades na forma de perdas elétricas) em comparação aos outros componentes. A segunda grande destruição de exergia acontece no cilindro de compressão.

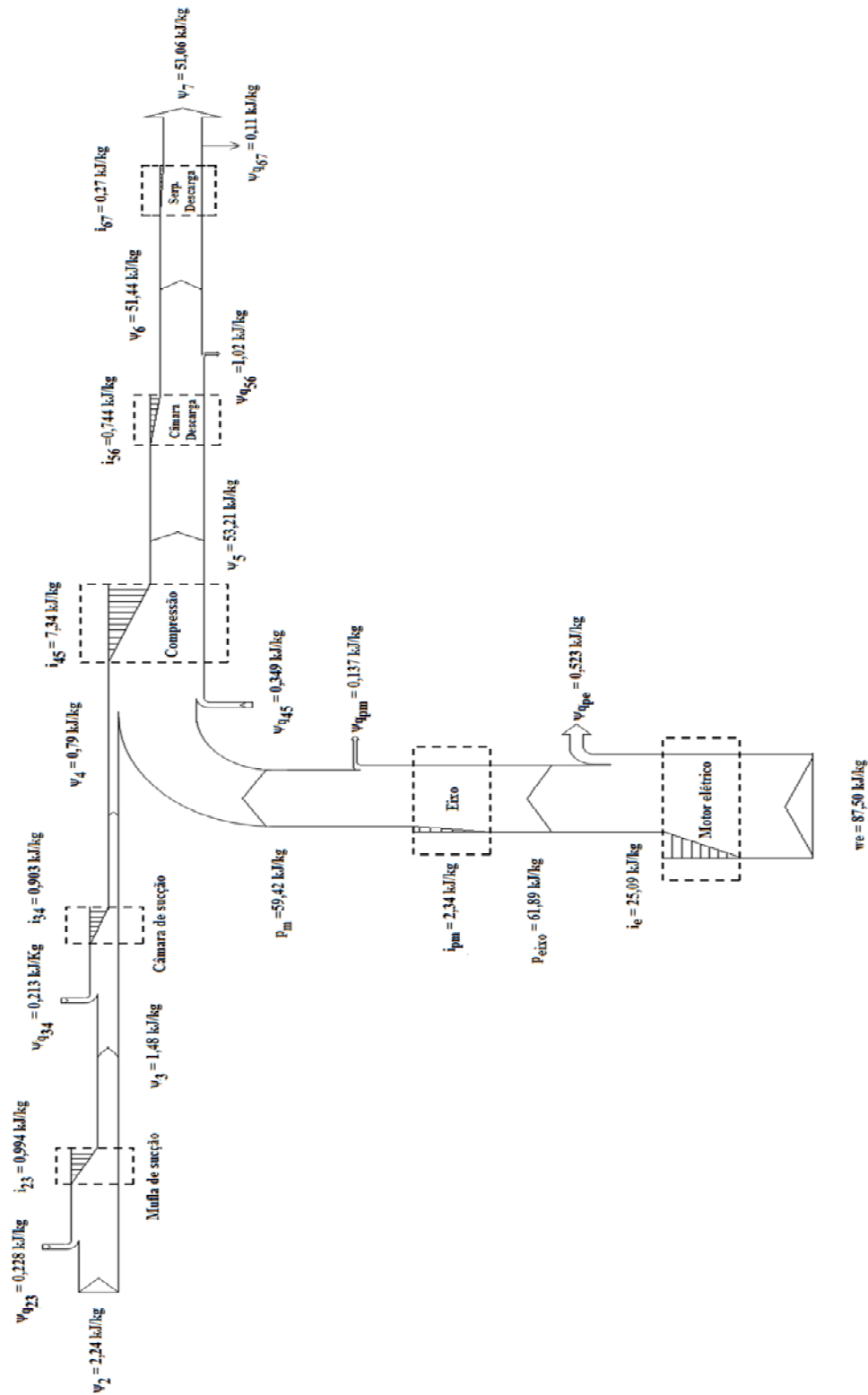


Figura 3.57 – Diagrama de Grassmann do processo de compressão do fluido R134a no compressor hermético para a condição de operação, $P_{suc} = 243,14 \text{ kPa}$; $T_{suc} = 32,29^\circ\text{C}$; $P_{dis} = 1163,11 \text{ kPa}$.

A Figura 3.58 apresenta os valores da exergia destruída (irreversibilidades devido à queda de pressão e transferência de calor) nos componentes internos do compressor hermético utilizando diferentes fluidos refrigerantes. O componente que apresenta maior destruição de exergia no compressor hermético é o motor elétrico. Isto acontece devido ao fato de o motor elétrico ser resfriado de forma ineficiente devido a baixas vazões mássicas de refrigerante. Neste caso, o fluido R1234ze(E) apresenta uma vazão mássica de refrigerante menor em comparação à dos outros fluidos, resfriando o motor elétrico de forma ineficiente e, portanto, produzindo maior destruição de exergia. O segundo componente que apresenta maior destruição de exergia é a câmara de compressão, que acontece principalmente pela queda de pressão gerada nas válvulas de sucção e descarga. Por-tanto, pode-se afirmar que o fluido R1234yf apresenta a maior destruição de exergia, pois possui uma vazão mássica de refrigerante maior em comparação aos outros fluidos refrigerantes.

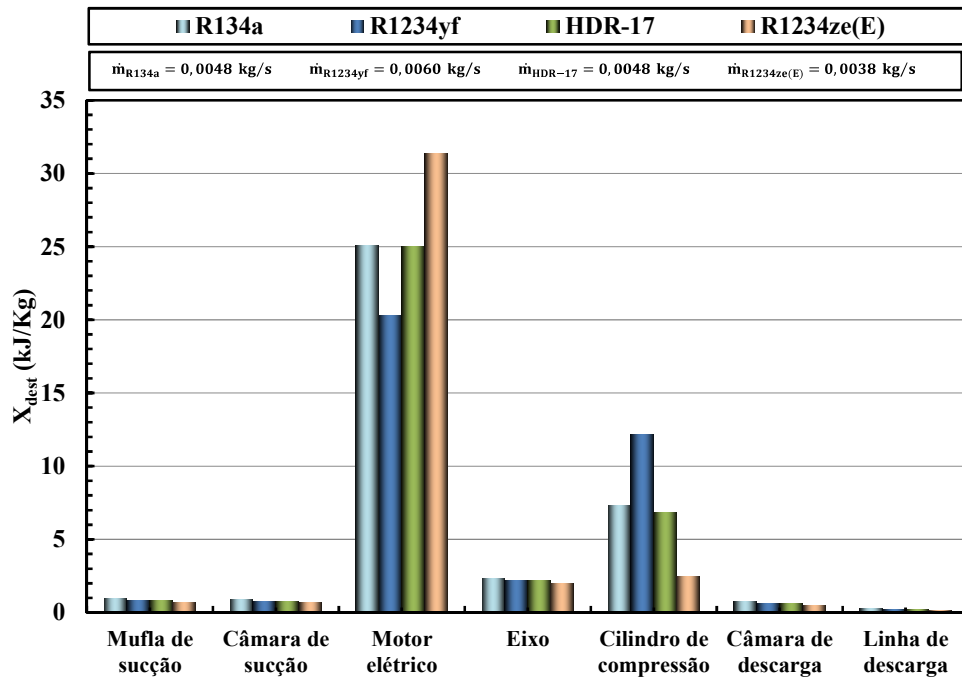


Figura 3.58 – Comparação da exergia destruída nos componentes do compressor hermético utilizando diferentes fluidos refrigerantes.

3.8. Conclusões

Neste capítulo foi apresentado um estudo experimental e numérico para avaliar o desempenho de um compressor hermético (desenhado para trabalhar com o fluido refrigerante R134a) utilizando os fluidos refrigerantes R1234yf, R1234ze(E) e a nova mistura HDR-17. Desenvolveram-se testes calorimétricos para medir as variáveis de pressão, temperatura na sucção e descarga, vazão mássica do refrigerante, consumo de energia e temperatura da carcaça do compressor hermético para diferentes condições de operação com cada um dos refrigerantes acima mencionados. Após a aquisição e redução dos dados experimentais, foi desenvolvido um modelo matemático baseado nos princípios de conservação de massa, energia e quantidade de movimento, para caracterizar o compressor hermético em estudo, obtendo-se parâmetros que caracterizem a geometria interna e permitam avaliar os processos de transferência de calor e queda de pressão que ocorrem ao longo do caminho percorrido pelo refrigerante. Com a caracterização do compressor foi possível desenvolver um modelo simulação semi-empírico, o qual foi validado com os dados experimentais obtidos dos testes calorimétricos utilizando os fluidos R134a, R1234yf, R1234ze(E) e a mistura HDR-17. Com o modelo de simulação pode-se estimar as pressões e temperaturas do refrigerante na entrada e saída dos componentes internos do compressor, o que permitiu aplicar uma análise exegética para identificar as maiores irreversibilidades que ocorrem no processo de compressão e comparar os resultados obtidos com os diferentes fluidos refrigerantes.

Os resultados dos testes calorimétricos demonstraram que o desempenho global do compressor hermético utilizando o fluido refrigerante R1234yf é superior ao desempenho apresentado pelo mesmo compressor utilizando o fluido R134a, para diferentes condições de operação. Esta afirmação é baseada na comparação da capacidade de refrigeração do compressor e o COP (coeficiente de performance), que apresenta um incremento de 10% e 5% ,respectivamente. Cumpre lembrar que o incremento na capacidade de refrigeração acontece devido ao fato de o compressor hermético utilizando o fluido R1234yf precisa de um 32% a mais de vazão mássica de refrigerante. Outro fator relevante é que o fluido

R1234yf possui um GWP (potencial de aquecimento global) de 4 em comparação ao R134a, que possui um GWP de 1430.

Os parâmetros característicos de queda de pressão e troca de calor aqui determinados podem ser considerados praticamente constantes e independentes das propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes, permitindo ser utilizados para caracterizar o compressor hermético utilizando diferentes fluidos refrigerantes.

Pode-se afirmar que os resultados de validação (experimental vs. previstos) obtidos pelo modelo de simulação, utilizando os parâmetros característicos de queda de pressão e troca de calor, foram satisfatórios, apresentando erros relativos de $\pm 5^{\circ}\text{C}$ na temperatura de descarga, $\pm 2\%$ na vazão mássica do fluido refrigerante e $\pm 5^{\circ}\text{C}$ na temperatura na carcaça, utilizando os fluidos R134a, R1234yf, R1234ze(E) e a mistura HDR-17. No cálculo do consumo de energia para os fluidos R134a e HDR-17 os erros relativos situaram-se em torno de $\pm 5\%$. Entretanto, para os fluidos R1234yf e R1234ze(E), os erros relativos foram maiores, $\pm 10\%$.

A análise exergética aplicada ao compressor hermético, utilizando diferentes refrigerantes, demonstrou que os componentes que apresentam maior destruição de exergia são o motor elétrico (devido às perdas elétricas) e o cilindro de compressão (devido à queda de pressão nas passagens das válvulas de sucção e descarga). Os fluidos R1234yf e a mistura HDR-17 apresentam uma menor geração de irreversibilidades (2% e 3% menores que o R134a, respectivamente).