

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CAMPUS ARARANGUÁ**

SIMONE MORATELLI

**UM MODELO PARA OTIMIZAÇÃO DE ALETAS NA CARÇA DE
COMPRESSORES HERMÉTICOS DE REFRIGERAÇÃO**

ARARANGUÁ

2018

SIMONE MORATELLI

**UM MODELO PARA OTIMIZAÇÃO DE ALETAS NA CARCAÇA DE
COMPRESSORES HERMÉTICOS DE REFRIGERAÇÃO**

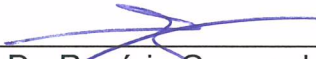
Trabalho de Conclusão de Curso,
apresentado à Universidade Federal de
Santa Catarina, como parte das
exigências para a obtenção do título de
Engenheiro(a) de Energia.

Araranguá, 29 de novembro de 2018.

BANCA EXAMINADORA



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



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



Prof. Dr. Ernane Silva
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus em todas as suas formas por me ouvir e me dar força sempre e principalmente quando eu mais precisava.

Agradeço ao Padre Arcângelo Moratelli que foi e é meu anjo protetor, que atendeu minhas orações e nunca me deixou sozinha.

Agradeço aos meus pais, Nilvo e Inês, que sempre me apoiaram e confiaram na minha capacidade e no meu caráter. Agradeço também ao restante da minha família, meus irmãos (Odirlei, Silvana, Edu, Marquinho, Daniel e minha irmã/cunhada Joice), minhas oito sobrinhas, minha vovó, minha tia Anita e todos os outros que rezaram por mim e sentiram minha falta.

Agradeço aos meus amigos, Agleson, Talita, Jhuan, Janyara, Nathália, Juliana, Israel e Maiara que sempre me deram forças e foram minha família de Araranguá e de uma vida inteira. Agradeço também a todos os outros amigos e colegas não citados que foram importantes na minha vida e na minha faculdade.

Agradeço principalmente a minha amiga de infância e meu porto seguro, Bruna, que sempre soube dizer as palavras certas nas horas certas.

Agradeço à Assistência Estudantil de Araranguá e a PRAE UFSC, sem esse auxílio não seria possível alcançar o sonho de estudar na Universidade Federal de Santa Catarina.

Agradeço à ENEjr, que mudou minha vida e que muda a vida de tantos estudantes que se permitem sair da zona de conforto.

Agradeço aos meus professores, principalmente ao meu orientador Thiago Dutra, pela paciência e pelos ensinamentos.

E por fim, agradeço à ENELT Engenharia, que proporcionou meu início de carreira no mercado de trabalho, que mudou minha visão de empresa e que me fez e me fará crescer cada dia mais, pois o céu é o limite.

“Deus é o nosso refúgio e fortaleza, socorro bem presente na angústia. Portanto não temeremos, ainda que a terra se mude, e ainda que os montes se transportem para o meio dos mares. Deus o ajudará, já ao romper da manhã.”

(Salmo 46).

RESUMO

Em projetos de compressores alternativos herméticos, alguns itens são determinantes, tais como: custo, eficiência, confiabilidade e ruído. O custo associado ao motor elétrico de um compressor varia de acordo com a eficiência elétrica exigida pelo projeto. Em geral, motores mais eficientes são mais custosos, e isso reflete diretamente no custo final do compressor. Por isso, alguns compressores são projetados para operar com um motor de baixa eficiência. A principal dificuldade desse projeto é garantir que o motor opere a uma temperatura abaixo de um limite pré-estabelecido. Nesse sentido, o presente trabalho apresenta um modelo teórico para otimização de aletas na carcaça de um compressor alternativo hermético, que opera com motor de baixa eficiência. O objetivo da simulação é obter uma configuração de aletas com mínimo volume, que respeitem à restrição de temperatura máxima de motor admitida. O modelo é obtido do acoplamento de um modelo de simulação térmica do compressor, validado previamente com dados experimentais, com um algoritmo de otimização. Aletas planas retangulares e piniformes são avaliadas. As simulações realizadas indicam possíveis soluções ótimas com as configurações: largura de 0,080m, espessura de 0,001m e comprimento de 0,006m, com uma quantidade de 166 aletas para a aleta retangular, e diâmetro de 0,002m, comprimento de 0,006m e uma quantidade de 4213 aletas para a aleta piniforme. Foi observado ainda que a espessura (retangular) e o diâmetro (piniforme) são os parâmetros geométricos mais influentes na solução ótima, e quanto menor forem seus valores, menor é o volume de material. Conclui-se que, provavelmente, a solução do dissipador ótimo estará condicionada à mínima espessura ou ao mínimo diâmetro, os quais serão determinados por outras restrições de projeto.

Palavras-chave: Modelo térmico integral. Compressores alternativos herméticos. Motor elétrico. Otimização de aletas.

ABSTRACT

The design of hermetic reciprocating compressors is driven by cost, efficiency, reliability and noise. The cost associated with the electric motor of a compressor varies according to the electrical efficiency required by the project. In general, electric motors that are more efficient have a higher cost, and this directly reflects the final cost of the compressor. Therefore, some compressors are designed to operate with a low-efficiency motor. The main difficulty in such a case is to ensure that the motor operates at a temperature below a pre-set limit. In this sense, the present work presents a theoretical model for optimization of fins on the shell of a hermetic reciprocating compressor, which operates with a low-efficiency motor. The objective of the simulation is to obtain a set of fins with minimum volume, which respect the maximum motor temperature threshold. The model is obtained from the coupling of a thermal simulation model of the compressor, previously validated with experimental data, with an optimization algorithm. Flat rectangular and pin fins are evaluated. Simulation results indicate possible optimal solutions with the following configurations: width of 0.080m, thickness of 0.001m and length of 0.006m, with an amount of 166 fins for the rectangular fin, and diameter of 0.002m, length of 0.006m and an amount of 4213 fins for the pin fin. It was also observed that the thickness (rectangular) and the diameter (pin) are the most influential geometric parameters in the optimal solution, and the smaller the values, the smaller the volume of material. It is concluded that the optimum heat sink solution will probably be conditioned to the minimum thickness or to the minimum diameter, which will be determined by other design constraints.

Keywords: Lumped thermal model. Hermetic reciprocating compressors. Electric motor. Fins optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Esquema do compressor e diagrama p-V ideal (DUTRA, 2016).....	16
Figura 1.2 - Corte tridimensional de um compressor alternativo hermético (DUTRA, 2008).....	17
Figura 1.3 - Distribuição das perdas termodinâmicas em um compressor (RIBAS et al., 2008).....	19
Figura 1.4 – Fluxograma das perdas energéticas do ciclo de compressão do gás.....	21
Figura 2.1 – Volumes de controle do compressor considerados por Todescat et al. (1992)....	24
Figura 2.2 – Modelo de volumes finitos para compressores avaliado por Birari et al. (2006)	26
Figura 2.3 - Características geométricas das aletas na região externa da carcaça do motor elétrico (SCHREINER, 2008)	28
Figura 3.1 - Volumes de controle considerados no modelo térmico integral do compressor, adaptado de DUTRA e DESCHAMPS (2015).....	30
Figura 3.2 - a) aleta do tipo retangular e b) aleta do tipo piniforme (INCROPERA et al., 2008).....	37
Figura 3.3 - Ciclo do acoplamento entre o modelo térmico e o modelo de otimização	40
Figura 4.1 - Variação da temperatura da câmara de sucção em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-23,3^{\circ}\text{C}$	42
Figura 4.2 - Variação da temperatura do motor elétrico em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-23,3^{\circ}\text{C}$	42
Figura 4.3 - Variação da temperatura da câmara de sucção em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-10,0^{\circ}\text{C}$	43
Figura 4.4 – Variação da temperatura do motor elétrico em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-10,0^{\circ}\text{C}$	44
Figura 4.5 – Variação da temperatura da câmara de sucção em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-35,0^{\circ}\text{C}$	45
Figura 4.6 – Variação da temperatura do motor elétrico em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-35,0^{\circ}\text{C}$	45

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1– Termos dos balanços de energia para os volumes de controle do modelo térmico integral do presente estudo.	31
Tabela 3.2 - Condições de operação consideradas na simulação do modelo térmico integral do compressor no presente estudo	33
Tabela 4.1 - Dados das UAs ajustadas para a condição de operação $T_{evap} = -23,3^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 54,4^{\circ}\text{C}$ obtidas no presente estudo.	41
Tabela 4.2 - Dados do presente estudo para alguns parâmetros do compressor para os modelos térmicos considerando ou não o motor de baixa eficiência.....	46
Tabela 4.3 - Solução ótima para limites mínimos de t e L iguais a zero – aletas retangulares.....	47
Tabela 4.4 - Aumento do limite inferior de t – aletas retangulares.....	48
Tabela 4.5 - Efeito da estimativa inicial na solução ótima – aletas retangulares.	48
Tabela 4.6 - Efeito do aumento do limite inferior de L – aletas retangulares	49
Tabela 4.7 - Efeito do aumento do limite inferior de t – aletas retangulares	49
Tabela 4.8 - Solução ótima para limites mínimos de L e D iguais a zero – aletas piniformes.	50
Tabela 4.9 - Aumento do limite inferior de D – aletas piniformes.....	51
Tabela 4.10 - Efeito da estimativa inicial na solução ótima – aletas piniformes	51
Tabela 4.11 - Efeito do aumento do limite inferior de L – aletas piniformes.....	51
Tabela 4.12 - Efeito do aumento do limite inferior de D – aletas piniformes	52

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FO	Função objetivo do modelo de otimização
PMI	Ponto morto inferior da câmara de compressão
PMS	Ponto morto superior da câmara de compressão
TNW	Modelos de Rede Térmica (<i>Thermal Network Models</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

A_{aletas}	[m ²]	Área total das aletas
$A_{base,aletas}$	[m ²]	Área total das bases das aletas
A_{livre}	[m ²]	Área sem aletas da carcaça do compressor
$A_{primitiva}$	[m ²]	Área primitiva ou área total da carcaça do compressor
A_{tr}	[m ²]	Área transversal da aleta
COP	[-]	Coefficiente de performance
D	[m]	Diâmetro da aleta piniforme
f	[Hz]	Frequência do compressor
h	[W/m ² K] [kJ/kg]	Coefficiente de transferência de calor ou Entalpia específica do gás
h_{conv}	[kJ/kg]	Coefficiente de transferência de calor por convecção
h_{dc}	[kJ/kg]	Entalpia específica do gás na câmara de descarga
h_{dl}	[kJ/kg]	Entalpia específica do gás na linha de descarga
h_{dm}	[kJ/kg]	Entalpia específica do gás na saída do filtro de descarga
$h_{g,d}$	[kJ/kg]	Entalpia específica média do gás na descarga
$h_{g,l}$	[kJ/kg]	Entalpia específica média do gás no vazamento do cilindro-pistão
$h_{g,s}$	[kJ/kg]	Entalpia específica média do gás na sucção
h_{ie}	[kJ/kg]	Entalpia específica do gás no ambiente interno do compressor
h_{sc}	[kJ/kg]	Entalpia específica do gás na câmara de sucção
h_{sl}	[kJ/kg]	Entalpia específica do gás na linha de sucção
k	[W/mK]	Condutividade térmica do material
L	[m]	Comprimento da aleta
L_c	[m]	Comprimento corrigido da aleta
\dot{m}	[kg/s]	Vazão mássica do gás refrigerante
\dot{m}_{th}	[kg/s]	Vazão mássica teórica de gás refrigerante
N	[-]	Número de aletas
p_d	[Pa]	Pressão de descarga ou de condensação
p_s	[Pa]	Pressão de sucção ou de evaporação
P	[m]	Perímetro da aleta

\dot{Q}_{dc}	[W]	Taxa de transferência de calor dissipada pela câmara de descarga
\dot{Q}_{dl}	[W]	Taxa de transferência de calor dissipada pela linha de descarga
\dot{Q}_{dm}	[W]	Taxa de transferência de calor dissipada pelo filtro de descarga
\dot{Q}_m	[W]	Taxa de transferência de calor dissipada pelo motor elétrico
\dot{Q}_{sc}	[W]	Taxa de transferência de calor dissipada pela câmara de sucção
\dot{Q}_{total}	[W]	Soma das taxas de transferência de calor de todos os componentes presentes no interior do compressor
t	[m]	Largura da aleta retangular
T_{cond}	[°C]	Temperatura do gás no condensador
T_{dc}	[°C]	Temperatura do gás na câmara de descarga
T_{dl}	[°C]	Temperatura do gás na linha de descarga
T_{dm}	[°C]	Temperatura do gás na saída do filtro de descarga
T_{ee}	[°C]	Temperatura do ambiente externo
T_{evap}	[°C]	Temperatura do gás no evaporador
T_{gd}	[°C]	Temperatura do gás no final da compressão (descarga)
T_h	[°C]	Temperatura da carcaça do compressor
T_{ie}	[°C]	Temperatura no ambiente interno do compressor
T_m	[°C]	Temperatura do motor elétrico
$T_{m,dm}$	[°C]	Temperatura do gás no filtro de descarga
$T_{m,dl}$	[°C]	Temperatura do gás no tubo de descarga
T_{sc}	[°C]	Temperatura do gás na câmara de sucção
T_{sl}	[°C]	Temperatura do gás na linha de sucção
T_{sm}	[°C]	Temperatura do gás no filtro de sucção
T_w	[°C]	Temperatura na parede do cilindro da câmara de compressão
v	[m ³ /kg]	Volume específico
$V_{aletas,pin}$	[m ³]	Volume de aletas piniformes
$V_{aletas,ret}$	[m ³]	Volume de aletas retangulares
V_m	[m ³]	Volume morto na câmara de compressão
V_{sw}	[m ³]	Volume varrido do cilindro do compressor
u	[kJ/kg]	Energia interna específica
UA_{16}	[W/K]	Condutância térmica global entre o filtro de sucção e o ambiente interno

UA_{36}	[W/K]	Condutância térmica global entre a câmara de descarga e o ambiente interno
UA_{46}	[W/K]	Condutância térmica global entre o filtro de descarga e o ambiente interno
UA_{56}	[W/K]	Condutância térmica global entre o tubo de descarga e o ambiente interno
UA_{7ee}	[W/K]	Condutância térmica global entre a carcaça e o ambiente externo
$UA_{7ee,al}$	[W/K]	Condutância térmica global entre a carcaça e o ambiente externo considerando as aletas
UA_{76}	[W/K]	Condutância térmica global entre a carcaça e o ambiente interno
UA_{86}	[W/K]	Condutância térmica global entre o motor e o ambiente interno
w	[m]	Profundidade da aleta retangular
\dot{W}_b	[W]	Perdas mecânicas do ciclo de compressão
\dot{W}_{eixo}	[W]	Potência de eixo entregue pelo motor
\dot{W}_{ele}	[W]	Potência efetivamente consumida da rede elétrica pelo compressor
\dot{W}_{ind}	[W]	Potência real de compressão do gás, potência indicada
\dot{W}_s	[W]	Potência de um processo de compressão isentrópica

Alfabeto grego:

η	[-]	Eficiência das aletas piniforme ou retangular
η_b	[-]	Eficiência mecânica do compressor
η_{al}	[-]	Eficiência global das aletas
η_s	[-]	Eficiência isentrópica global do compressor
η_t	[-]	Eficiência termodinâmica do compressor
η_v	[-]	Eficiência volumétrica do compressor
ρ_{sl}	[kg/m ³]	Densidade do gás na linha de sucção

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivo geral	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1	Objetivos específicos	28
3	METODOLOGIA	29
3.1	Modelo térmico integral do compressor	29
3.2	Modelo de otimização do volume de aletas	34
	3.2.1 Aletas do tipo retangular.....	36
	3.2.2 Aletas do tipo piniforme.....	38
3.3	Acoplamento da otimização no modelo térmico integral	39
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	41
4.1	Modelo térmico integral	41
	4.1.1 Ajuste das UAs.....	41
	4.1.2 Validação do modelo térmico.....	41
4.2	Modelo de otimização das aletas acoplado ao modelo térmico integral	45
	4.2.1 Resultados para a otimização das aletas retangulares.....	47
	4.2.2 Resultados para a otimização das aletas piniformes.....	50
5	CONCLUSÕES	53
	REFERÊNCIAS	55

1 INTRODUÇÃO

O compressor alternativo é o mais utilizado em sistemas de refrigeração doméstica. Seu princípio de operação consiste na movimentação alternada de um pistão no interior de um cilindro, conferindo uma operação cíclica através de processos sequenciais. A Figura 1.1 mostra um esquema da câmara de compressão, destacando seus principais componentes, e o diagrama pressão x volume (p-V) ideal.

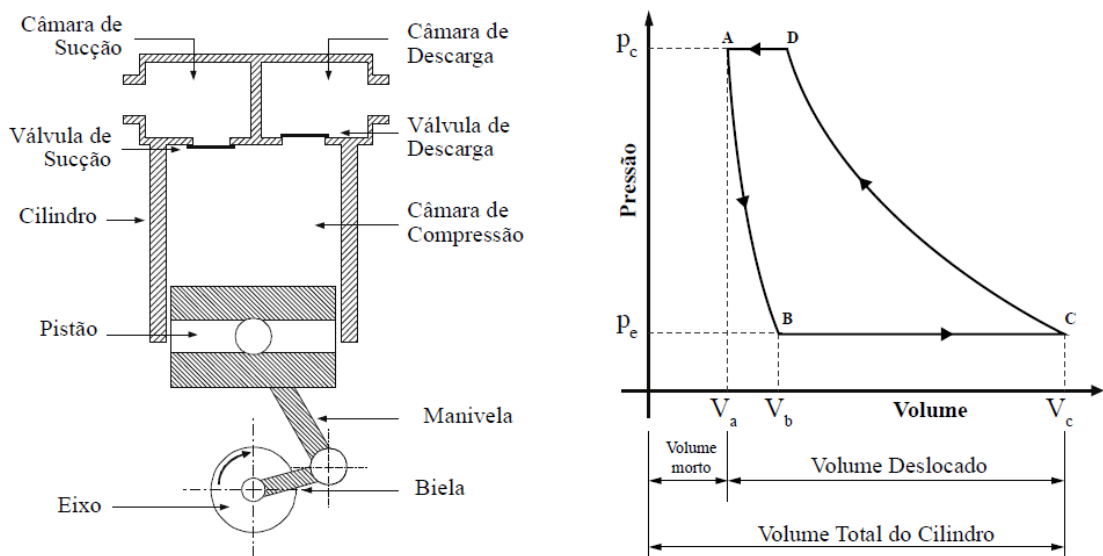


Figura 1.1 – Esquema do compressor e diagrama p-V ideal (DUTRA, 2016).

O ciclo de compressão (Figura 1.1) é composto pelos seguintes processos: primeiramente, destaca-se o processo de expansão isentrópica (AB), onde o pistão parte do ponto morto superior (PMS) da câmara de compressão em direção ao ponto morto inferior (PMI), aumentando o volume da câmara de compressão. Esse movimento provoca a redução contínua da pressão do gás no interior da câmara até que esta atinja a pressão da câmara de sucção, quando então a válvula de sucção abre automaticamente devido à diferença de pressão entre a câmara de sucção e a câmara de compressão e o processo de sucção isobárica e isotérmica é iniciado (BC). Esse processo ocorre até que o pistão atinja o PMI (ponto C do diagrama), quando há a inversão no sentido de seu movimento, a válvula de sucção fecha automaticamente devido ao aumento de pressão na câmara de compressão e o processo de compressão isentrópica é iniciado (CD). Durante esse processo, a pressão no interior da câmara

de compressão aumenta até se igualar à pressão da câmara de descarga, ocorrendo então, a abertura da válvula de descarga devido à força resultante da diferença de pressão originada entre a câmara de compressão e a câmara de descarga, então o respectivo processo de descarga isobárica e isotérmica (DA) é estabelecido. Esse processo ocorre até que o pistão alcance o PMS (ponto A do diagrama), completando o ciclo de compressão (DUTRA, 2008; GOMES, 2006).

A Figura 1.2 mostra um corte tridimensional de um compressor alternativo hermético. O compressor pode ser dividido em três sistemas: sucção, compressão e descarga. No sistema de sucção, o gás é admitido através do passador de sucção, que é um tubo que conecta a tubulação proveniente do evaporador à carcaça do compressor. Logo após, encontra-se o filtro de sucção que é responsável por amortecer as pulsações do gás decorrentes das aberturas da válvula de sucção, reduzindo os ruídos e vibrações gerados. Em seguida, encontra-se a câmara de sucção que direciona o gás para ser admitido na câmara de compressão. As duas câmaras são separadas pela válvula de sucção, que funciona automaticamente pela diferença de pressão entre os dois compartimentos (DUTRA, 2008; GOMES, 2006).

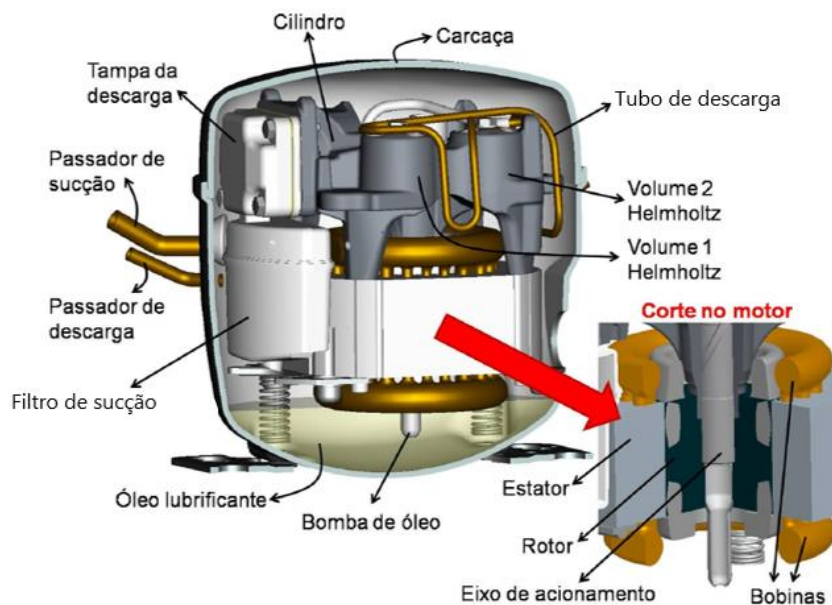


Figura 1.2 - Corte tridimensional de um compressor alternativo hermético (DUTRA, 2008).

O sistema de compressão é composto por um pistão que se movimenta dentro de um cilindro, alternando movimentos de compressão e expansão. Para o compressor em questão, o pistão é conectado a um eixo excêntrico por meio de uma biela, formando um mecanismo de

acionamento denominado biela-manivela. Esse mecanismo é acionado por um motor elétrico, onde o rotor está conectado ao eixo excêntrico. Para cada rotação do eixo tem-se um ciclo de compressão completo, composto pelos processos de expansão, sucção, compressão e descarga (DUTRA, 2008).

Após ser comprimido, o gás segue para o sistema de descarga, onde primeiramente passa pela válvula de descarga, que também funciona automaticamente por diferença de pressão. O gás segue para a câmara de descarga, e depois passa pelo filtro de descarga, que para o compressor ilustrado na Figura 1.2, é formado por dois volumes cilíndricos (Volume 1 Helmholtz e Volume 2 Helmholtz) que são responsáveis por amortecer a pulsação de pressão. Finalmente, o gás escoar pelo tubo de descarga, que interliga os volumes ao passador de descarga, que, por fim, conecta a carcaça do compressor à tubulação do condensador do sistema de refrigeração (DUTRA, 2008).

O compressor é dito hermético, pois o conjunto formado pelos componentes de sucção, compressão e descarga e o motor elétrico estão montados no interior de uma carcaça isolada do ambiente externo, minimizando a perda de gás refrigerante e os níveis de ruído acústico (GOMES, 2006).

Em um compressor alternativo, é inevitável a presença de um volume residual na câmara de compressão ao final do processo de descarga (processo AD – Figura 1). Esse volume, denominado volume morto, V_m , decorre da presença do orifício de descarga e da necessidade de prover um espaço para o alojamento das válvulas e de garantir uma folga mínima para evitar o choque do pistão contra a placa de válvulas. A massa de gás residual à alta pressão contida no volume morto é reexpandida e acaba atrasando a abertura da válvula de sucção, reduzindo a quantidade de gás admitido no processo e diminuindo a eficiência volumétrica do compressor (GOMES, 2006; GOSNEY, 1982).

A eficiência volumétrica é um parâmetro muito importante de desempenho de um compressor alternativo e pode ser definida como a razão entre a vazão mássica real fornecida e a vazão mássica ideal ou teórica:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} = \frac{\dot{m}}{\rho_{sl} f V_{sw}} \quad (1.1)$$

onde ρ_{sl} é a densidade (kg/m^3) do gás refrigerante na linha de sucção antes de entrar no compressor, f é a frequência (Hz) do compressor e V_{sw} é o volume deslocado (m^3) no cilindro (DUTRA, 2016; GOSNEY, 1982).

Além da fração de volume morto, outros fatores podem diminuir a vazão real do compressor, e, conseqüentemente, reduzir a eficiência volumétrica, são eles: vazamentos em folgas existentes entre o cilindro e o pistão, refluxos nas válvulas, atrito viscoso no escoamento na sucção e na descarga do fluido, escorregamento do motor elétrico (indução) que implica na redução da frequência real do compressor e superaquecimento do gás que provoca uma diminuição na sua densidade, reduzindo a quantidade de massa admitida no processo de sucção (DUTRA, 2016).

Outro parâmetro importante na análise do desempenho do compressor é a eficiência isentrópica global, que pode ser definida como a razão entre a potência de um processo de compressão isentrópica e a potência elétrica real requerida pelo compressor:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{ele}} = \frac{\dot{m}(h_{2,s}-h_1)}{\dot{W}_{ele}} \quad (1.2)$$

onde h_1 é a entalpia específica (J/kg) do fluido avaliada na pressão de evaporação e na temperatura da linha de sucção, e $h_{2,s}$ é a entalpia específica (J/kg) do gás avaliada na pressão de condensação e entropia específica da linha de sucção (DUTRA; DESCHAMPS, 2015). A eficiência isentrópica de um compressor é afetada por diversos fatores que podem ser divididos em três grupos distintos: perdas termodinâmicas, perdas mecânicas e perdas elétricas.

As perdas termodinâmicas estão relacionadas às ineficiências geradas em função do escoamento do gás refrigerante durante o ciclo de compressão. São elas: superaquecimento do fluido na sucção do compressor, vazamentos e refluxos nas válvulas e irreversibilidades (perdas viscosas do gás durante o caminho percorrido) dos processos de compressão, sucção e descarga. O superaquecimento do gás na sucção representa uma das principais perdas energéticas do compressor, conforme é ilustrado na Figura 1.3 (RIBAS et al., 2008).

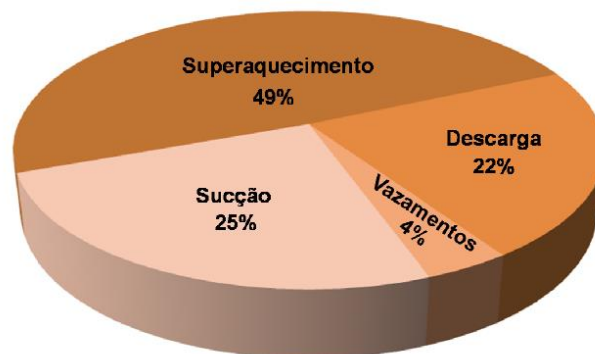


Figura 1.3 - Distribuição das perdas termodinâmicas em um compressor (RIBAS et al., 2008).

Um parâmetro que permite mensurar as perdas associadas ao ciclo de compressão é a eficiência termodinâmica, que é dada pela relação entre a potência isentrópica e a potência real de compressão do gás, ou potência indicada, conforme a Equação 1.3 (DUTRA, 2016).

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{ind}} \quad (1.3)$$

As perdas mecânicas ocorrem pela ação de fricção nos componentes de transmissão mecânica, principalmente nos mancais, folga cilindro-pistão e no contato entre a bomba de óleo lubrificante e o óleo acumulado no cárter. Estas perdas dependem do perfil térmico do compressor, pois a viscosidade do óleo varia com a temperatura, além disso, também variam muito com o modelo do compressor, pois dependem fortemente da forma geométrica dos mecanismos (DUTRA, 2008; USSYK, 1984).

A potência entregue pelo motor (\dot{W}_{eixo}) é superior à potência indicada (\dot{W}_{ind}) devido às perdas mecânicas. Dessa forma, define-se a eficiência mecânica através da relação entre essas potências, de acordo com a Equação 1.4 (DUTRA, 2016).

$$\eta_b = \frac{\dot{W}_{ind}}{\dot{W}_{eixo}} \quad (1.4)$$

As perdas elétricas estão associadas ao processo de conversão eletromecânica de energia no motor e suas ineficiências. Elas consistem principalmente de perdas por aquecimento (efeito Joule), por correntes parasitas, por histerese e perdas suplementares. As perdas pelo efeito Joule dependem das correntes que circulam nos condutores dos enrolamentos principal e auxiliar do estator e do rotor, sendo assim, variam com a condição de operação do compressor. Já as perdas por correntes parasitas e por histerese são consideradas perdas fixas, pois somente variam com a tensão e a frequência de alimentação, elas compõem as perdas nos núcleos do estator e do rotor. Por outro lado, as perdas suplementares estão associadas a fenômenos complexos em motores, como a geração de harmônicas de ordem superior de forças magneto motrizes, as quais são de difícil previsão (DUTRA, 2016).

A eficiência elétrica é definida como a razão entre a potência entregue pelo motor (\dot{W}_{eixo}) e a potência real consumida da rede elétrica (\dot{W}_{ele}) conforme a Equação 1.5 (DUTRA, 2016).

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{W}_{ele}} \quad (1.5)$$

Na Figura 1.4 segue um fluxograma do inventário de perdas elétricas, mecânicas e termodinâmicas do ciclo de compressão e suas respectivas eficiências descritos anteriormente.

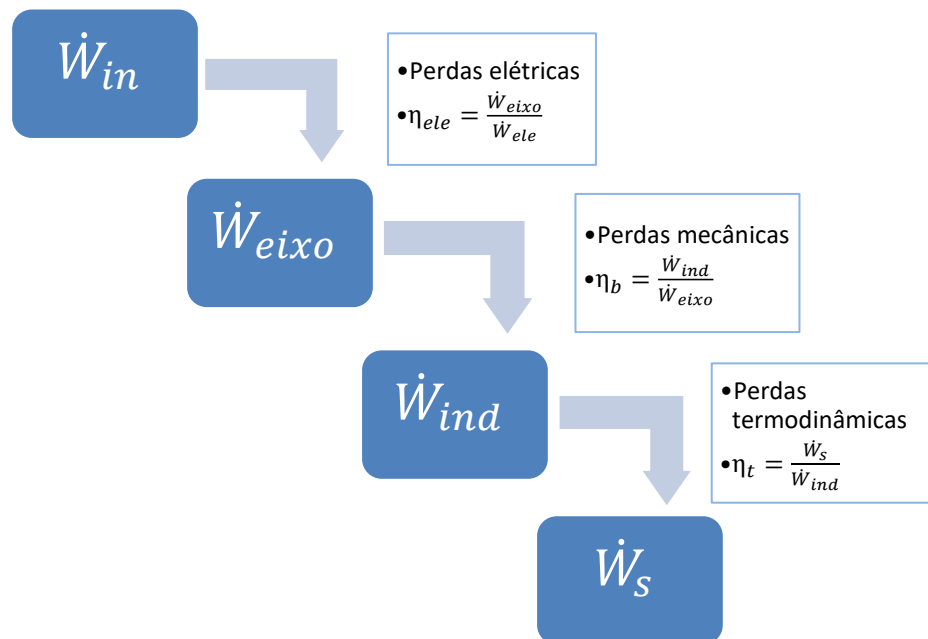


Figura 1.4 – Fluxograma das perdas energéticas do ciclo de compressão do gás.

De acordo com a Equação 1.5, o valor da eficiência elétrica afeta a potência consumida, \dot{W}_{ele} . Um compressor acionado por um motor pouco eficiente, consome muita energia da rede para entregar uma determinada potência de eixo, \dot{W}_{eixo} . Consequentemente, uma grande quantidade de calor é gerada na conversão eletromecânica de energia e dissipada no interior do compressor. Isso afeta o perfil térmico do compressor, ou seja, a distribuição de temperatura de seus componentes, alterando o nível de superaquecimento do gás na sucção e, portanto, as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor.

Além da eficiência, outros parâmetros devem ser considerados no projeto de um compressor, tais como custo, confiabilidade e ruído. Em geral, compressores mais eficientes são mais custosos e os maiores custos estão associados ao motor elétrico. Por isso, em alguns casos, é conveniente projetar motores de baixa eficiência, utilizando materiais menos nobres ou de dimensões reduzidas. A principal dificuldade, nesse caso, é garantir uma operação segura do motor, evitando que sua temperatura de trabalho exceda um valor máximo recomendado, pois isso poderia causar danos irreversíveis ao compressor. A temperatura de operação do motor depende tanto da geração de calor neste, como da distribuição de temperatura no compressor e das interações térmicas entre componentes.

Uma alternativa para gerenciamento térmico de um compressor hermético acionado por um motor de baixa eficiência é a instalação de aletas junto à superfície externa da carcaça do compressor. Nesse sentido, convém investigar qual é a configuração de aletas de mínimo volume que permita operação segura desse compressor. Esse estudo pode ser conduzido de forma teórica, através de um modelo de simulação térmica do compressor e um algoritmo de otimização.

1.1 Objetivo principal

A partir dessas considerações, o objetivo principal do presente trabalho é desenvolver um modelo de simulação voltado especificamente para o dimensionamento de aletas aplicadas na superfície externa da carcaça do compressor, e que permitam uma operação segura, mesmo com um motor de baixa eficiência. O modelo de simulação será formado pelo acoplamento de um modelo térmico, para previsão da distribuição de temperatura no compressor, com um modelo de otimização, para determinação das dimensões de aleta que resultam em um mínimo volume, mas que garantam que o motor não superaqueça.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir serão apresentados os principais trabalhos da literatura voltados para simulação térmica de compressores. O trabalho de Schreiner (2008) será destacado, pois realizou um estudo visando o dimensionamento de aletas na carcaça de um compressor hermético, o que está alinhado com a proposta do presente trabalho.

Brok et al. (1980) desenvolveram um modelo baseado na aplicação de balanços de energia às câmaras de compressão, de sucção e de descarga. Os termos de troca de calor por convecção foram modelados através de correlações disponíveis na literatura. Para a troca de calor na câmara de compressão, por exemplo, foi utilizada a correlação apresentada por Adair et al. (1972). Os autores verificaram duas situações limites para o compressor: quando o calor da compressão é dissipado inteiramente para o ambiente externo e quando ele retorna para o gás frio na sucção. O modelo não considerou fontes de calor importantes, como o motor elétrico, que é um dos pontos principais do presente estudo.

Meyer e Thompson (1990) desenvolveram um modelo baseado na formulação integral em regime permanente da equação da conservação de energia, que foi aplicada em seis volumes de controle de um compressor alternativo de refrigeração doméstica. Coeficientes de transferência de calor obtidos de dados experimentais ou de correlações da literatura foram utilizados para modelar a interação térmica entre os volumes de controle. Para modelar a câmara de compressão, eles utilizaram um valor fixo de eficiência isentrópica obtido de dados experimentais e, segundo os autores, uma modelagem que considerasse um balanço de energia transiente na câmara de compressão resultaria em resultados mais precisos do que os que foram alcançados no modelo. Para eles, as maiores dificuldades na análise térmica de compressores se devem ao fato de que todos os fenômenos de transferência de calor que acontecem no interior do compressor ocorrem de forma acoplada, onde um componente pode influenciar de forma direta ou indireta no outro.

Uma metodologia global similar à de Meyer e Thompson (1990), foi apresentada por Todescat et al. (1992). Os autores dividiram o compressor em volumes de controle nos quais foram aplicados balanços de energia (Figura 2.1). A diferença principal entre esse estudo e o que foi apresentado por Meyer e Thompson (1990), foi a modelagem do ciclo de compressão feita através de uma formulação integral em regime transiente da equação da conservação de energia. Essa abordagem permitiu prever a temperatura instantânea do gás durante o ciclo de compressão. Para o cálculo dos fluxos de massas nas válvulas de sucção e de descarga e através da folga entre o cilindro e o pistão, foi adotada a metodologia apresentada por Ussyk (1984).

Os coeficientes globais de transferência de calor, com exceção do coeficiente entre a parede do cilindro e o gás refrigerante, que foi avaliado a partir das propostas de Annand (1963) e Adair et al. (1972), foram modelados com o auxílio de medições experimentais de temperatura em diversas partes do compressor alternativo. Resultados de COP e de fluxo de massa através das válvulas foram comparados com dados experimentais e indicaram boa concordância.

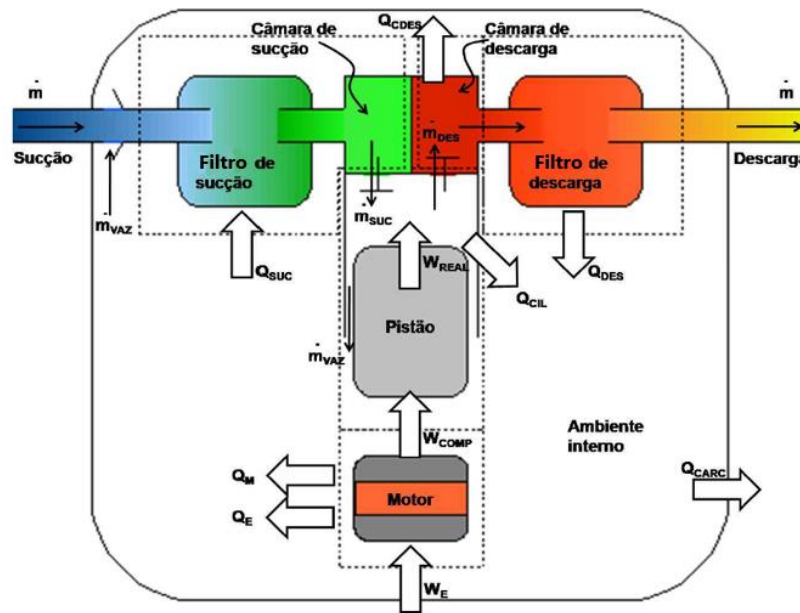


Figura 2.1 – Volumes de controle do compressor considerados por Todescat et al. (1992).

Fagotti et al. (1994) apresentaram um modelo de simulação dinâmica acoplado a um modelo de simulação térmica para o compressor. O primeiro modelo foi baseado no modelo apresentado por Ussyk (1984) e considerou diversos parâmetros, como o deslocamento do pistão como função do tempo, a folga entre cilindro e pistão, eficiência do motor elétrico, dinâmica das válvulas, entre outros. O modelo de simulação térmica foi baseado no proposto por Todescat et al. (1992), o qual foi aprimorado pela adição de balanços de energia no motor elétrico e nos mancais, permitindo avaliar suas temperaturas.

Cavallini et al. (1996) também apresentaram um modelo de análise térmica do compressor com balanços de energia em regime permanente para diferentes componentes do compressor, assim como Meyer e Thompson (1990) e Todescat et al. (1992). Os autores modelaram a compressão como um processo politrópico e dividiram o compressor em oito volumes de controle para a simulação térmica: carcaça, corpo (câmara de compressão, motor e cabeçote), filtro de sucção, câmara de sucção, gás de recirculação, óleo lubrificante, câmara de descarga e linha de descarga. Parâmetros como eficiência elétrica e mecânica foram

considerados. O modelo foi validado para dois fluidos refrigerantes distintos (R600a e R134a) e houve concordância nos resultados quando comparados com dados experimentais.

Dutra e Deschamps (2015) desenvolveram um modelo para um compressor alternativo hermético com ênfase no motor elétrico. O compressor é simulado com base na integração de modelos termodinâmico, elétrico e térmico. O modelo termodinâmico é baseado na aplicação das equações de conservação da massa e da energia em um volume de controle correspondente à câmara de compressão, seguindo uma formulação integral e transiente. O modelo elétrico usa o método do circuito equivalente do motor elétrico de indução monofásico. Já o modelo térmico segue a formulação integral e permanente da equação da conservação da energia aplicada a componentes do compressor, com o método da condutância global para as interações térmicas (Todescat et al., 1992). O motor, em específico, foi representado por um valor único de temperatura. Os autores destacaram que o modelo integrado pode ser utilizado para análises paramétricas, visando o dimensionamento do motor elétrico.

Padhy (1992) aumentou o refino dos modelos globais e dividiu o compressor em 22 volumes de controle em um modelo denominado de rede térmica (*thermal network model* ou TNW). Nesses modelos, resistências térmicas equivalentes são modeladas a partir da associação de resistências convectivas e condutivas. Outros autores que utilizaram esta abordagem foram Sim et al. (2000) e Ooi (2003), dividindo o compressor em 32 e 46 volumes de controle, respectivamente. Os dois modelos consideram geração de calor no motor elétrico e nos mancais do compressor. As trocas de calor entre os volumes de controle foram modeladas utilizando correlações da literatura para o coeficiente de transferência de calor por convecção e dados geométricos do compressor. Ooi (2003) ressaltou que os resultados estão de acordo com os dados experimentais, com desvios típicos entre os valores previstos e medidos menores que 10%.

Outro estudo importante desenvolvido foi o de Hass (2012), onde o compressor foi dividido em 63 volumes de controle. Um dos pontos principais desse trabalho foi o maior detalhamento do escoamento do óleo lubrificante sobre os componentes do compressor em comparação com os outros trabalhos citados. Mesmo considerando o ciclo de compressão como um processo politrópico, o autor obteve um máximo desvio de temperatura dos dados experimentais de 6°C, o que representou cerca de 3,4% de desvio entre os dados de medição e de previsão de temperatura.

Na utilização do método TNW, a geometria complexa do compressor é representada pela associação de vários elementos com geometrias simplificadas, de forma a permitir a utilização de correlações de transferência de calor presentes na literatura. Assim, uma das

dificuldades encontradas pelos autores Hass (2012), Sim et al. (2000) e Ooi et al. (2003), é a definição das dimensões das geometrias e das velocidades características para o cálculo das resistências térmicas. Esse problema é contornado quando modelos diferenciais são adotados.

Raja et al. (2003) aplicou o método de volumes finitos para resolver o escoamento e a transferência de calor em um compressor alternativo hermético de refrigeração doméstica. O compressor foi dividido em quatro domínios computacionais: fluido refrigerante, óleo lubrificante, estator do motor elétrico e outro englobando o rotor do motor, câmara de compressão e filtros. O domínio do fluido refrigerante abrange a região delimitada pela entrada do gás na carcaça até a entrada do filtro de sucção. Os gradientes térmicos no gás e nos sólidos foram calculados e comparados com dados experimentais, observando-se um desvio máximo de 22°C na superfície do rotor, representando cerca de 18,4% de desvio em relação ao dado experimental da temperatura.

Birari et al. (2006) também executaram uma análise térmica em um compressor através de modelo em volumes finitos. Primeiramente, os autores simularam a câmara de compressão em regime transiente utilizando o conceito de malha móvel, ou seja, um modelo em que a fronteira do pistão se desloca, alterando a malha computacional ao longo da simulação. No fim da primeira etapa, o fluxo de calor que atravessa a parede do cilindro é integrado e então, obtido um valor médio ao longo do ciclo. Esse valor, juntamente com demais taxas de geração de calor por atrito nos mancais e no motor, são prescritos na segunda etapa, que consiste na simulação do escoamento e da transferência de calor no restante do domínio. Na Figura 2.2, pode-se observar a geometria e a malha computacional empregadas. Os dados obtidos para dois fluidos refrigerantes (R22 e R404a) foram comparados com valores experimentais e um desvio máximo de 16°C foi obtido, o que representou 19,5% de desvio.

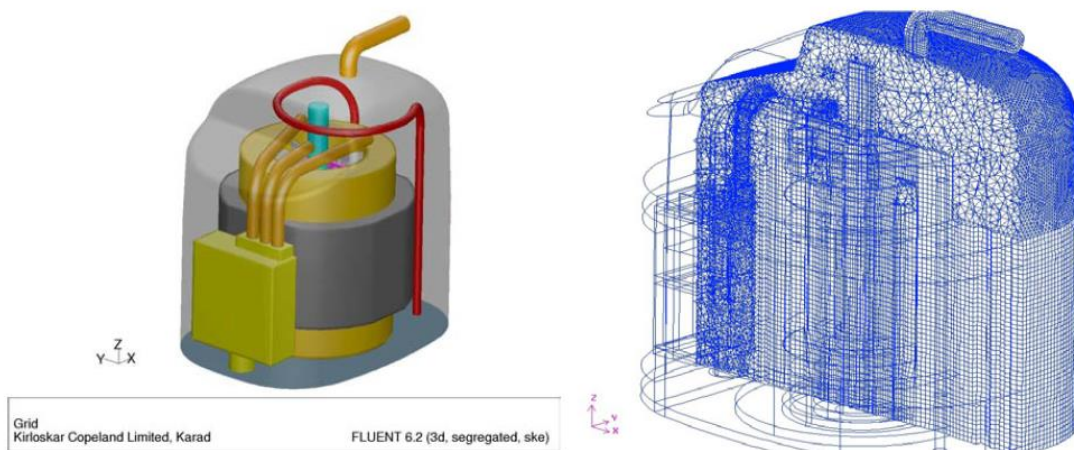


Figura 2.2 – Modelo de volumes finitos para compressores avaliado por Birari et al. (2006).

Estudos mais recentes envolvendo o modelo de volumes finitos, como o de Kara e Oguz (2010), apresentaram resultados com menores desvios em relação aos dados experimentais (desvio máximo de aproximadamente 9°C, sendo a faixa de temperatura entre 90°C e 125°C). Nesse trabalho, os autores avaliaram somente a câmara de compressão, a câmara de descarga e a placa de válvulas do compressor.

Além das metodologias de simulação térmica de compressores já apresentadas, existe outro tipo de abordagem, a qual é denominada de modelo híbrido. Esse modelo, desenvolvido por Ribas Jr. (2007), resolve o campo de temperatura do compressor, combinando a formulação diferencial para a condução em sólidos, com o modelo via condutância global para a transferência de calor por convecção no interior da carcaça. Assim, o modelo não apresenta o alto custo computacional associado à solução da dinâmica do escoamento, mas permite prever uma distribuição de temperatura mais detalhada que em um modelo integral, devido à solução da equação da condução de calor tridimensional no domínio sólido. Outros trabalhos que adotaram a metodologia híbrida para simulação térmica de compressores são Schreiner (2008), Sanvezzo e Deschamps (2012) e Lohn et al. (2015).

Schreiner (2008) utilizou o modelo híbrido para analisar alternativas de gerenciamento térmico de um compressor alternativo hermético. Segundo o autor, um dos pontos críticos no perfil térmico do compressor refere-se aos níveis de temperatura do motor elétrico. Fabricantes recomendam que a temperatura do motor não exceda 100°C, pois acima deste valor ocorre a fusão da camada de resina polimérica que é depositada sobre as bobinas de cobre do motor, ocorrendo contato direto entre os fios de cobre e ocasionando um curto-circuito e consequente falha elétrica. Para evitar a fusão da resina, o calor gerado pelo efeito Joule deve ser dissipado da melhor maneira possível.

No compressor estudado por Schreiner (2008), o motor fica alojado em contato com a carcaça do compressor, em uma região afastada do sistema de compressão (Figura 2.3). Como a área externa da carcaça é reduzida, uma alternativa proposta foi o emprego de aletas anulares, aumentando a área de troca de calor da carcaça, o que leva a um aumento da taxa de transferência de calor. Schreiner (2008) resolveu um problema de otimização, buscando as dimensões de aleta que conferiam o melhor desempenho quanto à rejeição de calor, mantendo a temperatura de base da aleta igual a 100°C.

A motivação do presente trabalho é similar à de Schreiner (2008), porém há diferenças significativas entre os mesmos, tais como a geometria do compressor, o modelo de simulação térmica empregado, os formatos das aletas avaliados e a própria função objetivo, que neste trabalho está associada à minimização de volume de aletas.

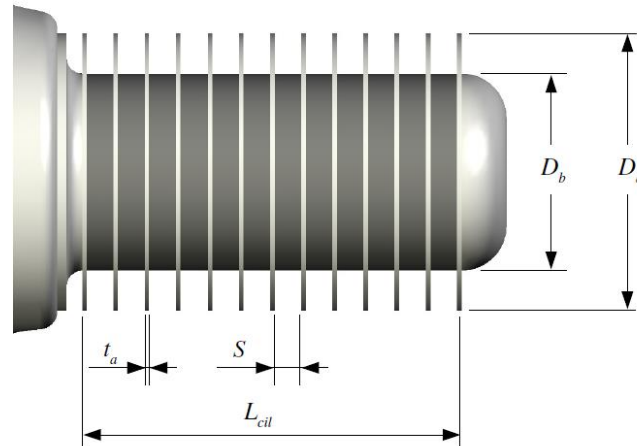


Figura 2.3 - Características geométricas das aletas na região externa da carcaça do motor elétrico (SCHREINER, 2008).

2.1 Objetivos específicos

Diante da revisão da literatura apresentada, percebe-se que há muitos trabalhos relacionados com a modelagem térmica de compressores herméticos, mas poucas investigações específicas sobre soluções de gerenciamento térmico destinadas ao motor elétrico. O objetivo principal do presente trabalho foi definido de forma a contribuir para o preenchimento dessa lacuna. Para atingi-lo, os seguintes objetivos específicos foram traçados:

- Implementar um modelo térmico integral baseado na aplicação da equação da conservação de energia aos componentes do compressor alternativo hermético;
- Validar o modelo térmico com dados experimentais para várias condições de operação;
- Formular o problema de otimização para minimização do volume de aletas retangulares ou piniformes, mas que atenda à restrição de temperatura máxima de operação do motor e outras restrições espaciais;
- Acoplar o modelo térmico integral com o algoritmo de otimização do volume das aletas;
- Simular e avaliar as configurações ótimas obtidas com a variação dos limites máximos e mínimos do algoritmo para as aletas retangulares e piniformes, em função das restrições de projeto do compressor.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo, serão descritos o modelo térmico do compressor e sua integração com o algoritmo de otimização, originando um modelo acoplado de simulação. Esse modelo permitirá determinar o conjunto de aletas ótimo, que garanta a operação segura de um compressor acionado por um motor elétrico de baixa eficiência e que leve em consideração algumas restrições de projeto.

3.1 Modelo térmico integral do compressor

Segundo Todescat et al. (1992), o desenvolvimento de um modelo térmico integral permite a previsão da temperatura nos componentes do compressor e é baseado na aplicação da equação de conservação de energia em regime permanente aos volumes de controle aplicados a estes componentes. Apesar do ciclo de compressão ser inerentemente transiente, a hipótese de regime permanente para a análise térmica de compressores tem fornecido resultados suficientemente bons.

A equação da conservação da energia na forma integral aplicada a um volume de controle arbitrário é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho_i e_i dV + \int_{SC} \rho_j (e_j + p_j v_j) \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q} + \dot{W}_i \quad (3.1)$$

onde ρ , v e e representam massa, volume e energia específicos, p é a pressão, V é o volume, \vec{V} é a velocidade, \vec{A} é área, \dot{Q} é a taxa de transferência de calor e \dot{W}_i é a potência. Os subíndices i e j denotam, respectivamente, propriedades avaliadas no interior do volume de controle e sobre as superfícies do volume de controle (GOMES, 2006).

Na Equação 3.1, e representa a energia específica e é dada pela soma das energias interna, cinética e potencial, sendo que, as duas últimas formas de energia podem ser desprezadas, sobrando somente a energia interna u , dessa forma, $e = u$. Considerando a definição de entalpia, onde $h = u + pv$, a Equação 3.1 pode ser reescrita conforme a Equação 3.2 (GOMES, 2006).

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho_i u_i dV + \int_{SC} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{Q} + \dot{W}_i \quad (3.2)$$

Ao integrar a Equação 3.2 em um volume de controle genérico i sob condições de regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_i + \dot{W}_i = \sum(\dot{m}h)_{i,in} - \sum(\dot{m}h)_{i,out} \quad (3.3)$$

onde \dot{Q}_i representa a taxa de transferência de calor entre o elemento i e sua vizinhança ou a taxa de geração de energia interna do elemento i , \dot{W}_i representa a taxa de realização de trabalho do elemento i e os termos $\sum(\dot{m}h)_{i,in}$ e $\sum(\dot{m}h)_{i,out}$ representam as parcelas de transporte advectivo de energia que entram e que saem do volume de controle i , respectivamente (DUTRA; DESCHAMPS, 2015).

O modelo térmico implementado no presente trabalho é similar ao apresentado por Dutra e Deschamps (2015). O compressor alternativo hermético foi dividido em oito volumes de controle: filtro de sucção (1), câmara de compressão (2), câmara de descarga (3), filtro de descarga (4), tubo de descarga (5), ambiente interno (6), carcaça (7) e motor elétrico (8). O ambiente interno corresponde à porção de fluido (gás refrigerante e óleo lubrificante) presente no interior da carcaça. Na Figura 3.1 estão ilustrados os oito volumes de controle, com as setas indicando os diferentes mecanismos de troca de energia entre eles.

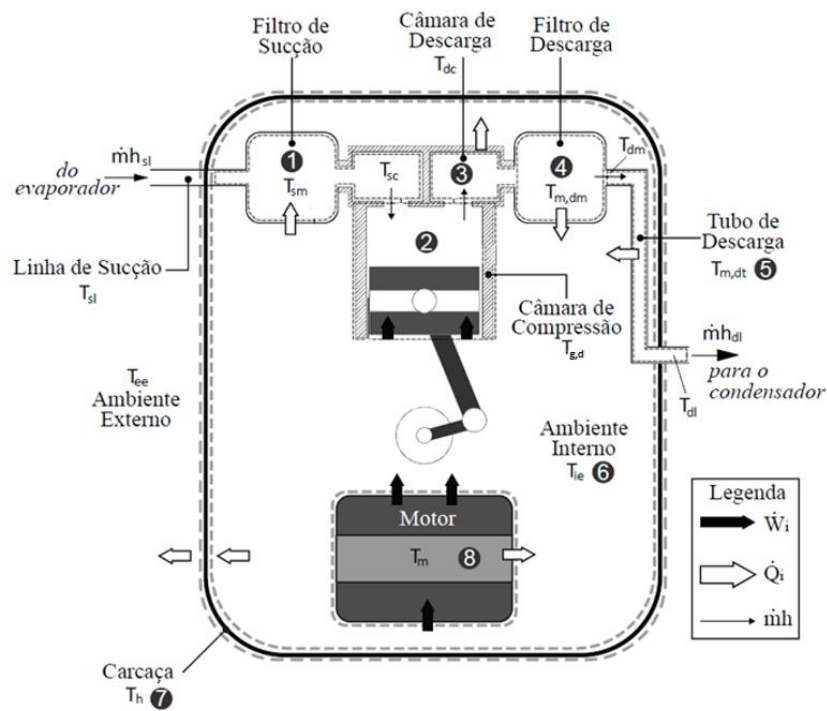


Figura 3.1 - Volumes de controle considerados no modelo térmico integral do compressor, adaptado de DUTRA e DESCHAMPS (2015).

A Equação 3.3 foi aplicada em todos os oito volumes de controle e na Tabela 3.1 estão apresentados os termos de taxa de transferência de calor, taxa de realização de trabalho e parcelas de transporte advectivo para cada volume de controle definidos no modelo térmico integral.

Tabela 3.1– Termos dos balanços de energia para os volumes de controle do modelo térmico integral do presente estudo.

ID	\dot{Q}	\dot{W}	$\sum (\dot{m}h)_{i,in}$	$\sum (\dot{m}h)_{i,out}$
1 (<i>sm</i>)	$UA_{1,6}(T_1 - T_6)$	-	$\dot{m}h_{sl}$	$\dot{m}h_{sc}$
2 (<i>g, d</i>)	-	$-\dot{W}_{eixo}$	$\dot{m}h_{sc}$	$\dot{m}h_{g,d}$
3 (<i>dc</i>)	$UA_{3,6}(T_3 - T_6)$	-	$\dot{m}h_{g,d}$	$\dot{m}h_{dc}$
4 (<i>m, dm</i>)	$UA_{4,6}(T_4 - T_6)$	-	$\dot{m}h_{dc}$	$\dot{m}h_{dm}$
5 (<i>m, dt</i>)	$UA_{5,6}(T_5 - T_6)$	-	$\dot{m}h_{dm}$	$\dot{m}h_{dt}$
6 (<i>ie</i>)	$\sum_1^8 UA_{i,6}(T_6 - T_i)$; para $i \neq 2$ e $i \neq 6$	-	-	-
7 (<i>h</i>)	$UA_{7,ee}(T_7 - T_{ee}) + UA_{7,6}(T_7 - T_6)$	-	-	-
8 (<i>m</i>)	$UA_{8,6}(T_8 - T_6) - \dot{W}_{ele} \cdot (1 - \eta_{ele})$	-	-	-

É importante ressaltar que o balanço de energia aplicado à câmara de compressão (ID = 2) despreza a troca de calor pelas paredes e considera que a potência fornecida pelo motor (\dot{W}_{eixo}) é totalmente entregue ao gás durante a compressão. Menciona-se ainda que o termo $\dot{W}_{ele} \cdot (1 - \eta_{ele})$, relacionado ao balanço de energia no motor elétrico (ID = 8), corresponde à taxa de geração de calor nesse componente, \dot{Q}_m .

Algumas relações adicionais que compõem o sistema de equações de balanços energéticos apresentados na Tabela 3.1 são importantes de destacar, como as temperaturas médias no filtro de sucção (T_1), no filtro de descarga (T_4) e no tubo de descarga (T_5) que são calculadas pelas Equações 3.4, 3.5 e 3.6.

$$T_1 = T_{sm} = 0,5 \cdot (T_{sl} + T_{sc}) \quad (3.4)$$

$$T_4 = T_{m,dm} = 0,5 \cdot (T_{dc} + T_{dm}) \quad (3.5)$$

$$T_5 = T_{m,dt} = 0,5 \cdot (T_{dm} + T_{dt}) \quad (3.6)$$

Os dados de entrada necessários para a simulação térmica são a vazão mássica do gás refrigerante (\dot{m}), a potência elétrica consumida pelo compressor (\dot{W}_{ele}), a eficiência elétrica (η_{ele}) e as condutâncias térmicas globais $UA_{i,j}$, onde i e j representam os índices (ID) dos volumes de controle em questão. A vazão mássica de refrigerante e a potência elétrica consumida são obtidas através das Equações (1.1) e (1.2), respectivamente, utilizando valores de eficiência volumétrica e isentrópica medidos por Dutra e Deschamps (2015) e que variam conforme a condição de operação do sistema. A eficiência elétrica também foi obtida a partir de dados fornecidos por Dutra e Deschamps (2015).

As taxas de transferência de calor por convecção entre os oito volumes de controle são modeladas através do conceito de condutâncias térmicas globais (UAs). O procedimento para determinar as condutâncias globais seguiu o trabalho de Dutra e Deschamps (2015), onde, a partir de dados experimentais das temperaturas dos componentes para uma única condição de operação, efetuam-se os balanços de energia aplicados aos volumes de controle e calculam-se os UAs. Em seguida, os valores das condutâncias globais calculados são mantidos fixos e o modelo térmico é utilizado para resolver o campo de temperatura para outras condições de operação.

A condição de operação escolhida para o ajuste das condutâncias térmicas globais é representada pelas respectivas temperaturas de evaporação, condensação, linha de sucção e ambiente externo: $T_{evap} = -23,3^{\circ}\text{C}$, $T_{cond} = 54,4^{\circ}\text{C}$, $T_{sl} = 32,0^{\circ}\text{C}$ e $T_{ee} = 32,0^{\circ}\text{C}$. O compressor analisado tem um deslocamento volumétrico de $5,5\text{cm}^3$, opera a uma frequência de 50Hz e utiliza propano (R290) como fluido refrigerante. A partir dos dados de temperatura dos volumes de controle, foi elaborado um sistema de equações lineares sete por sete e resolvido por um método direto em ambiente MATLAB. Os valores de entalpias específicas, pressões de saturação, entre outras propriedades, foram obtidos através do CoolProp que é uma biblioteca C++ própria para o cálculo de propriedades termodinâmicas (BELL et al., 2014). O Coolprop foi acoplado ao ambiente MATLAB, permitindo atualizar os valores das propriedades durante o procedimento iterativo de solução da simulação térmica.

Na etapa de ajuste das UAs, a equação do volume de controle 2 (câmara de sucção) não é incluída no sistema de equações lineares, pois não é considerada a troca de calor entre este volume e o ambiente interno, não havendo cálculo de condutância térmica global para este componente. Antes disso, porém, tal equação é resolvida para determinar a entalpia específica do gás no final da compressão (h_{gd}) que é utilizada na equação do volume de controle 3 (câmara

de descarga). O sistema de equações lineares ($A \cdot x = b$) para resolver as condutâncias térmicas globais é apresentado pela Equação 3.7.

$$\begin{bmatrix} T_{sm} - T_{ie} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & T_{dc} - T_{ie} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & T_{m,dm} - T_{ie} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & T_{m,dl} - T_{ie} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ T_{ie} - T_{sm} & T_{ie} - T_{dc} & T_{ie} - T_{m,dm} & T_{ie} - T_{m,dl} & 0 & T_{ie} - T_h & T_{ie} - T_m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & T_h - T_{ee} & T_h - T_{ie} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & T_m - T_{ie} & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} UA_{16} \\ UA_{36} \\ UA_{46} \\ UA_{56} \\ UA_{7ee} \\ UA_{76} \\ UA_{86} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{m}(h_{sl} - h_{sc}) \\ \dot{m}(h_{gd} - h_{dc}) \\ \dot{m}(h_{dc} - h_{dm}) \\ \dot{m}(h_{dm} - h_{dl}) \\ 0 \\ 0 \\ \dot{W}_{ele}(1 - \eta_{ele}) \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Depois de ajustados os valores de UAs, passa-se à simulação térmica do compressor. Nesta etapa, realizam-se as simulações para determinação do campo de temperaturas do compressor. A presença de entalpias específicas em algumas equações (Tabela 3.1) configura um sistema não-linear, que é resolvido pelo método de Newton-Raphson (BURDEN; FAIRES, 2010).

A simulação térmica foi executada em nove condições de operação, conforme descrição da Tabela 3.2. As temperaturas do ambiente externo (T_{ee}) e da linha de sucção (T_{sl}) foram mantidas em 32°C.

Tabela 3.2 - Condições de operação consideradas na simulação do modelo térmico integral do compressor no presente estudo.

Condição	01	02	03	04	05	06	07	08	09
T_{evap} (°C)	-23,3	-23,3	-23,3	-10,0	-10,0	-10,0	-35,0	-35,0	-35,0
T_{cond} (°C)	45,0	54,4	70,0	45,0	54,4	70,0	45,0	54,4	70,0

Para cada simulação efetuada com sua condição de operação característica, foram comparados os valores das temperaturas da câmara de sucção e do motor elétrico com dados

experimentais obtidos do estudo de Dutra e Deschamps (2015). Com o modelo térmico validado, iniciou-se a segunda fase do presente estudo, que será descrita no item a seguir.

3.2 Modelo de otimização do volume de aletas

A partir do modelo térmico integral definido, as simulações térmicas foram realizadas para cada condição de operação e verificou-se em qual delas a temperatura do motor atingiu o maior valor. A condição em questão é representada pelo par $T_{evap} = -23,3^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 70^{\circ}\text{C}$ e a temperatura do motor prevista foi de aproximadamente $95,5^{\circ}\text{C}$. O motor utilizado confere uma eficiência elétrica de 78,5% para essa condição. Propôs-se a substituição desse motor por outro menos eficiente, que resulte em uma eficiência elétrica de 60%. Considerando que a potência de eixo permanece a mesma, a quantidade de calor gerada pelo motor é maior. A quantidade de calor adicional, que provoca um aumento da potência elétrica consumida, deve ser adequadamente removida para evitar elevação da temperatura do motor. Para tanto, serão modeladas as aletas junto à superfície externa da carcaça do compressor.

A instalação de aletas modifica a condutância térmica global entre carcaça e ambiente externo (UA_{7ee}). Assim, o modelo térmico deve sofrer uma alteração para contemplar esse efeito. Segundo Incropera et al. (2008), a condutância térmica global é definida conforme a Equação 3.8, onde $R_{t,conv}$ é a resistência térmica equivalente para a transferência de calor por convecção.

$$UA = \frac{\dot{Q}}{(T_1 - T_2)} = \frac{1}{R_{t,conv}} = h_{conv}A \quad (3.8)$$

A condutância térmica global entre a carcaça aletada e o ambiente externo ($UA_{7ee,al}$) está apresentada na Equação 3.9:

$$UA_{7ee,al} = \frac{1}{R_{t,conv}} = \frac{1}{R_{livre}} + \frac{1}{R_{aletas}} = h_{conv}A_{livre} + h_{conv}A_{aletas}\eta_{al} \quad (3.9)$$

em que A_{livre} é a área da carcaça onde não existem aletas, dada pela área da carcaça total sem aletas menos a área da base das aletas instaladas ($A_{primitiva} - A_{base,aletas}$), A_{aletas} é a área total superficial das aletas presentes na carcaça, h_{conv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção (Equação 3.10) e η_{al} é a eficiência da aleta. Segundo Incropera et al. (2008),

para aletas de seção transversal uniforme com convecção na extremidade, a eficiência da aleta pode ser aproximada pela Equação 3.11, onde o termo m é dado pela Equação 3.12:

$$h_{conv} = \frac{UA_{7ee}}{A_{primitiva}} \quad (3.10)$$

$$\eta_{al} = \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad (3.11)$$

$$m = \sqrt{\frac{h_{conv}P}{kA_{tr}}} \quad (3.12)$$

sendo que L_c é o comprimento corrigido da aleta para aproximar o resultado de uma aleta com extremidade adiabática para uma com extremidade convectiva, P é o perímetro da aleta, k é a condutividade térmica do material utilizado na aleta e A_{tr} é a área transversal da aleta. A área superficial da carcaça antes da instalação de aletas, $A_{primitiva}$, é aproximadamente 0,1m². A condutividade térmica das aletas foi configurada em 60W/m.K, que é um valor aproximado para aço carbono não-ligado (INCROPERA et al., 2008).

Para estabelecer uma conexão do problema de otimização com a temperatura do motor, algumas relações provenientes do modelo térmico devem ser combinadas. Segundo a abordagem adotada no modelo térmico, todo o calor que é dissipado por convecção pelos componentes do compressor é liberado para o ambiente interno, sendo transmitido para a carcaça, e desta para o ambiente externo. Então:

$$UA_{76} \cdot (T_{ie} - T_h) = UA_{7ee,al} \cdot (T_h - T_{ee}) = \dot{Q}_{total} \quad (3.13)$$

onde \dot{Q}_{total} é a soma das taxas de transferência de calor de todos os componentes presentes no interior do compressor e pode ser obtido através da Equação 3.14:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{sc} + \dot{Q}_{dc} + \dot{Q}_{dm} + \dot{Q}_{al} + \dot{Q}_m \quad (3.14)$$

sendo que cada termo de taxa de transferência de calor está apresentado nos balanços de energia na Tabela 3.1. Para deixar a Equação 3.13 somente dependendo dos dados de entrada do modelo térmico integral do compressor, o termo T_h pode ser isolado e reescrito conforme a Equação 3.15.

$$T_h = T_{ie} - \frac{\dot{Q}_{total}}{UA_{76}} \quad (3.15)$$

A equação da taxa de transferência de calor do motor elétrico (\dot{Q}_m) é dada na Tabela 3.1, onde, isolando o termo T_{ie} da equação, tem-se que:

$$T_{ie} = T_m - \frac{\dot{Q}_m}{UA_{86}} \quad (3.16)$$

em que a temperatura do motor (T_m) é mantida como um valor fixo de 95°C para o modelo de otimização. Combinando as Equações 3.15 e 3.16, substituindo na Equação 3.13 e levando em consideração a Equação 3.9 para o termo de condutância térmica global $UA_{7ee,al}$, tem-se:

$$\dot{Q}_{total} = (h_{conv}A_{livre} + h_{conv}A_{aletas}\eta_{al}) \cdot (T_m - \frac{\dot{Q}_m}{UA_{86}} - \frac{\dot{Q}_{total}}{UA_{76}} - T_{ee}) \quad (3.17)$$

sendo que os dados de áreas e da eficiência da aleta dependem, obviamente, do tipo de aleta escolhida. Para o presente estudo foram verificados dois tipos de aletas planas, as piniformes e as retangulares (Figura 3.2), que são descritas nos itens a seguir.

3.2.1 Aletas do tipo retangular

Para este tipo de aleta (Figura 3.2a), os parâmetros geométricos são definidos como:

$$A_{livre} = A_{primitiva} - A_{base,aletas} = 0,1 - N \cdot w \cdot t \quad (3.18)$$

$$A_{aletas} = 2 \cdot N \cdot L_c \cdot w \quad (3.19)$$

$$A_{tr} = w \cdot t \quad (3.20)$$

$$P = 2 \cdot (w + t) \quad (3.21)$$

$$L_c = L + t/2 \quad (3.22)$$

em que L , t e w são o comprimento, a espessura e a largura de uma aleta, respectivamente, e N é o número de aletas. Substituindo as Equações 3.18 - 3.22 na Equação 3.17 e explicitando para o número de aletas (N):

$$N = \left(-0,1h_{conv} + \frac{\dot{Q}_{total}}{T_m \frac{\dot{Q}_m}{UA_{86}} - T_{ee} \frac{\dot{Q}_{total}}{UA_{76}}} \right) / [h_{conv}wt + 2h_{conv}L\eta_{al}(w + t)] \quad (3.23)$$

sendo que a eficiência da aleta η_{al} é dada pela Equação 3.11.

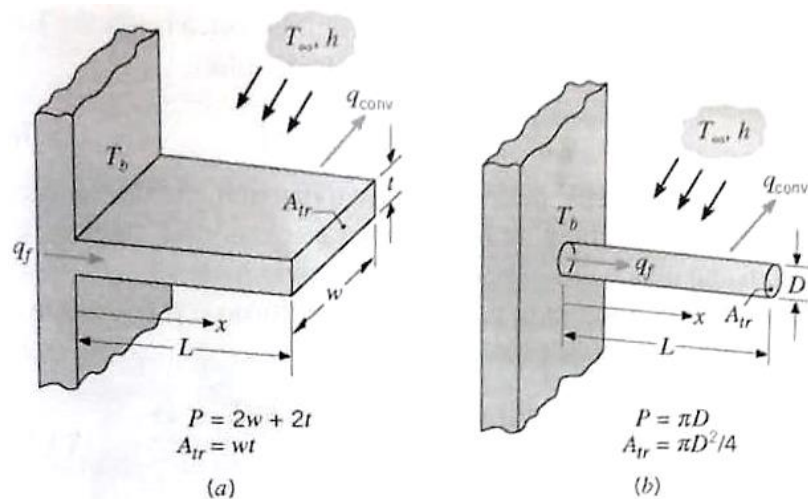


Figura 3.2 - a) aleta do tipo retangular e b) aleta do tipo piniforme (INCROPERA et al., 2008).

A função objetivo, FO, do modelo de otimização corresponde ao volume de aletas. Para as aletas retangulares, a FO é dada pela Equação 3.24.

$$V_{aletas,ret} = N \cdot w \cdot t \cdot L \quad (3.24)$$

A princípio, o problema apresenta quatro variáveis de projeto (N , t , w e L). Substituindo a Equação 3.23 na Equação 3.24, elimina-se a variável N . Fixando a largura das aletas em 80 mm, que representa aproximadamente a altura do compressor hermético considerado, restam apenas duas variáveis de projeto, L e t . A fim de evitar uma eventual ocupação de toda a área de carcaça pelas aletas, estipulou-se que pelo menos 20% da área primitiva deve permanecer livre, ou seja:

$$N \cdot w \cdot t - A_{primitiva} + 0,02 \leq 0 \quad (3.25)$$

O problema de otimização foi resolvido em ambiente MATLAB, utilizando a função denominada “fmincon”. A função permite utilizar diferentes algoritmos de otimização, dentre eles a opção “interior-point”, que é recomendada pela documentação do MATLAB. O

algoritmo “interior-point” é baseado no método da função penalização (MATHWORKS, 2018).

A formulação do problema de otimização é:

$$\min_x N \cdot w \cdot x(1) \cdot x(2), \text{ sujeito a } \begin{cases} N \cdot w \cdot x(1) - 0,1 + 0,02 \leq 0 \\ lb \leq x \leq ub \end{cases} \quad (3.26)$$

onde o termo N é dado pela Equação 3.23 e as variáveis $x(1)$ e $x(2)$ são referentes à largura da aleta t e ao comprimento da aleta L , respectivamente. Os conjuntos lb e ub são os limites máximos e mínimos do espaço de projeto e delimitam uma região fisicamente consistente em que a solução está contida. Ao iniciar a solução, é necessário fornecer estimativas iniciais x_0 para as duas variáveis de projeto a fim de alimentar o procedimento iterativo de otimização (MATHWORKS, 2018).

3.2.2 Aletas do tipo piniforme

Para este tipo de aleta (Figura 3.2b) existem duas variáveis de projeto: o comprimento e o diâmetro da aleta, L e D , respectivamente. As áreas (A_{livre} , A_{tr} , A_{aletas}), o perímetro (P) e o comprimento corrigido (L_c) para a aleta piniforme são dados pelas equações a seguir.

$$A_{livre} = A_{primitiva} - A_{base,aletas} = 0,1 - \frac{N \cdot \pi \cdot D^2}{4} \quad (3.27)$$

$$A_{aletas} = N \cdot \pi \cdot D \cdot L_c \quad (3.28)$$

$$A_{tr} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (3.29)$$

$$P = \pi \cdot D \quad (3.30)$$

$$L_c = L + D/4 \quad (3.31)$$

Substituindo as Equações 3.27 - 3.31 na Equação 3.17 e isolando o número de aletas N , obtém-se:

$$N = \left(-0,1h_{conv} + \frac{\dot{Q}_{total}}{T_m - \frac{\dot{Q}_m}{UA_{86}} - \frac{\dot{Q}_{total}}{UA_{76}} - T_{ee}} \right) / \left(h_{conv}\pi DL\eta_{al} - \frac{h_{conv}\pi D^2}{4} \right) \quad (3.32)$$

onde a eficiência η_{al} também é modelada via Equação 3.11. A função objetivo FO do modelo de otimização para as aletas piniformes é dada por:

$$V_{aletas,pin} = \frac{N \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \quad (3.33)$$

em que o número de aletas N é dado pela Equação 3.32. A restrição do problema de otimização para este tipo de aleta, dada pela Equação 3.34, também segue o princípio de que a área ocupada pelas aletas piniformes não pode ser fisicamente maior que 80% da área da própria carcaça do compressor.

$$\frac{N \cdot \pi \cdot D^2}{4} - A_{primitiva} + 0,02 \leq 0 \quad (3.34)$$

A formulação do problema de otimização para aletas piniforme é:

$$\min_x \frac{N \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L}{4}, \text{ sujeito a } \begin{cases} \frac{N \cdot \pi \cdot x(2)^2}{4} - 0,1 + 0,02 \leq 0 \\ lb \leq x \leq ub \end{cases} \quad (3.35)$$

onde as variáveis $x(1)$ e $x(2)$ são referentes ao comprimento da aleta L e ao diâmetro da aleta D , respectivamente. Os demais parâmetros seguem a mesma lógica explicada anteriormente para as aletas retangulares.

3.3 Acoplamento da otimização no modelo térmico integral

As Equações 3.23 e 3.32 indicam a necessidade de dados de entrada para a otimização fornecidos pelo modelo térmico do compressor: taxa de transferência de calor dissipada pelo motor elétrico (\dot{Q}_m), taxa de transferência de calor total dissipada pelos componentes do compressor (\dot{Q}_{total}), condutância térmica global entre a carcaça e o ambiente interno (UA_{76}), condutância térmica global entre o motor elétrico e o ambiente interno (UA_{86}) e o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a carcaça e o ambiente externo (h_{conv}). O último é dado pela Equação 3.10. Desses parâmetros, apenas \dot{Q}_{total} é variável durante o processo iterativo.

Na primeira iteração do modelo térmico, o balanço de energia na carcaça (ID = 7 da Tabela 3.1) considera a condutância térmica global entre a carcaça sem aletas e o ambiente externo (UA_{7ee}). Ao reduzir a eficiência elétrica de 78,5% para 60%, o motor gera mais calor,

elevando as temperaturas de todos os componentes do compressor, inclusive do motor. A taxa de transferência de calor total rejeitada pelo compressor (\dot{Q}_{total}) é utilizada para alimentar a primeira iteração do modelo de otimização.

O modelo de otimização é executado pela primeira vez e o primeiro conjunto ótimo de aletas é dimensionado, visando manter a temperatura do motor em 95°C. Esses dados são transmitidos ao modelo térmico integral do compressor, que a partir da segunda iteração passa a considerar o termo $UA_{7ee,al}$ e a influência das aletas presentes na carcaça do compressor. Um novo valor para a taxa de transferência de calor total (\dot{Q}_{total}) é obtido e fornecido ao modelo de otimização. Uma nova otimização é realizada e os parâmetros geométricos de aleta são atualizados, sendo passados novamente ao modelo térmico. Um esquema de interação entre modelos pode ser visto na Figura 3.3. O processo iterativo segue até que a temperatura do motor (T_m) do modelo térmico integral atinja um valor próximo (menor ou igual a 95,3°C) ao valor fixado no modelo de otimização (95°C).

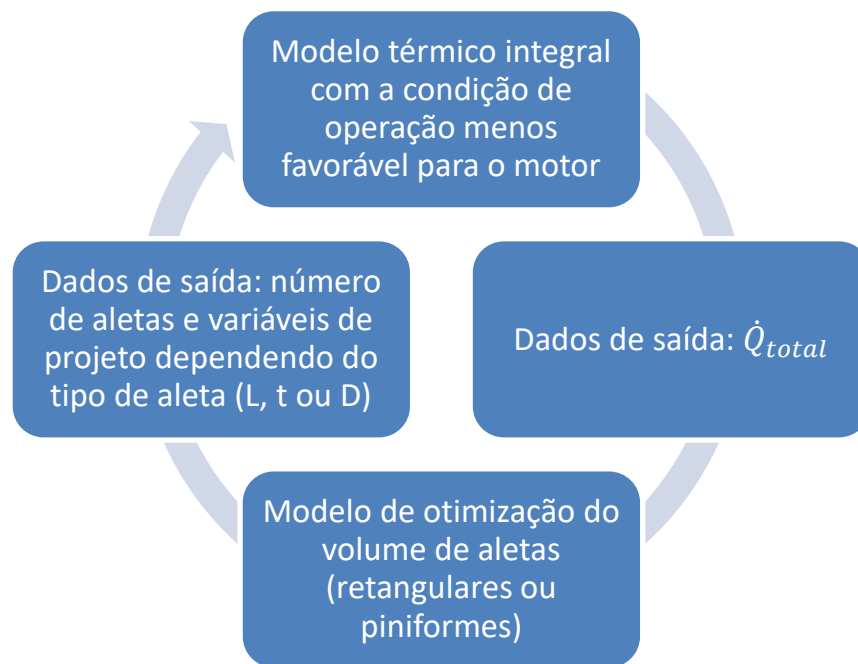


Figura 3.3 - Ciclo do acoplamento entre o modelo térmico e o modelo de otimização.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Modelo térmico integral

4.1.1 Ajuste das UAs

As condutâncias térmicas globais entre os volumes de controle do compressor ajustadas através da condição de operação ($T_{evap} = -23,3^{\circ}\text{C}$, $T_{cond} = 54,4^{\circ}\text{C}$, $T_{sl} = 32,0^{\circ}\text{C}$, $T_{ee} = 32,0^{\circ}\text{C}$) estão apresentadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Dados das UAs ajustadas para a condição de operação $T_{evap} = -23,3^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 54,4^{\circ}\text{C}$ obtidas no presente estudo.

UA_{16} (W/K)	UA_{36} (W/K)	UA_{46} (W/K)	UA_{56} (W/K)	UA_{7ee} (W/K)	UA_{76} (W/K)	UA_{86} (W/K)
0,902	0,607	0,374	1,115	2,115	14,805	4,396

O maior valor de condutância térmica global se refere à transferência de calor entre o ambiente interno e a carcaça do compressor (UA_{76}). Isso faz sentido, pois a carcaça é o componente de maior área superficial e, além disso, a convecção forçada associada aos escoamentos de gás e principalmente aos escoamentos de óleo lubrificante, promovem uma troca térmica intensa. Porém, nota-se que o valor da condutância térmica global entre a carcaça e o ambiente externo (UA_{7ee}) é muito menor do que para a condutância entre o ambiente interno e a carcaça (UA_{76}). Isso ocorre devido ao fato do mecanismo de troca de calor do lado externo da carcaça ser bem menos efetivo, sendo afetado por escoamento de ar em baixa velocidade e pela radiação.

4.1.2 Validação do modelo térmico

Uma vez ajustados os valores das UAs (Tabela 4.1), esses foram mantidos fixos e simulações foram feitas em outras condições de operação, para comparação com dados experimentais. Os dados experimentais indicados nas figuras são valores médios de um conjunto de medições, onde os desvios máximos são de $\pm 2^{\circ}\text{C}$ com 95% de intervalo de confiança. A Figura 4.1 e a Figura 4.2, ilustram os dados do presente estudo para as temperaturas na câmara de sucção e no motor elétrico, respectivamente, comparados com dados experimentais provenientes de Dutra e Deschamps (2015), para a temperatura de evaporação

de $-23,3^{\circ}\text{C}$ e variando a temperatura de condensação (eixo x). Para a condição de operação $T_{evap} = -23,3^{\circ}\text{C}/T_{cond} = 54,4^{\circ}\text{C}$, os resultados do modelo coincidem com os dados experimentais. Isso já era esperado, pois as condutâncias foram obtidas através das próprias medições de temperatura na mesma condição de operação. Para as demais temperaturas de condensação, o desvio máximo observado entre temperaturas calculadas e medidas é de $1,2^{\circ}\text{C}$.

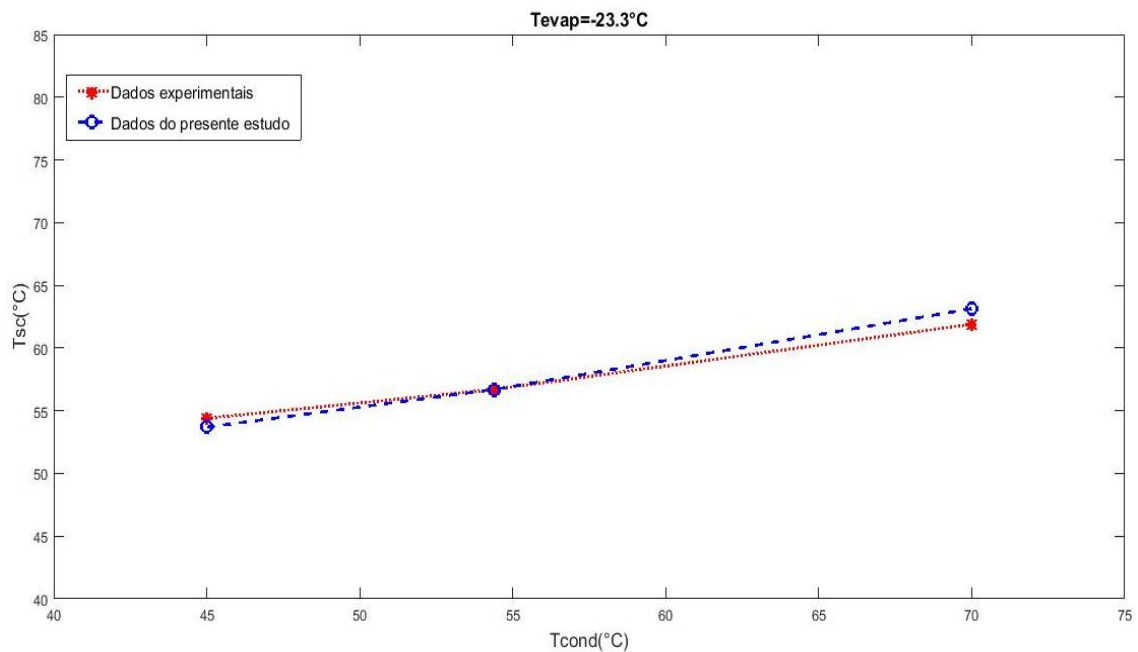


Figura 4.1 - Variação da temperatura da câmara de sucção em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-23,3^{\circ}\text{C}$.

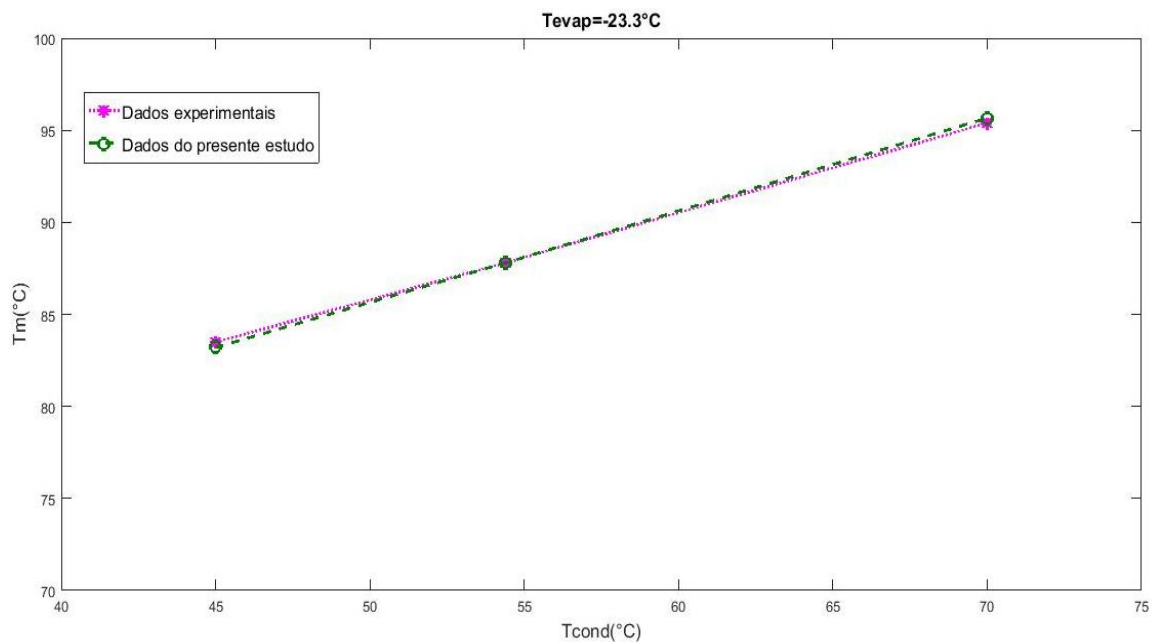


Figura 4.2 - Variação da temperatura do motor elétrico em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-23,3^{\circ}\text{C}$.

Para a temperatura de evaporação de $-10,0^{\circ}\text{C}$, pode-se perceber através da Figura 4.3 e da Figura 4.4 que as previsões de temperatura de câmara de sucção e de motor apresentam as mesmas tendências que as medições, aumentando com a temperatura de condensação. Porém, a temperatura de câmara de sucção é subestimada, enquanto que a temperatura do motor é superestimada em relação aos dados experimentais. Uma possível explicação para os desvios está associada à dependência das condutâncias térmicas em relação à temperatura de evaporação. Quanto maior for a temperatura de evaporação, maior é a pressão de evaporação, o que provoca um aumento das condutâncias térmicas (DUTRA, 2016). Como o modelo implementado considera as condutâncias constantes, esse efeito não é incorporado. Condutâncias térmicas menores subestimam a troca de calor entre componentes. Assim, é coerente estimar uma temperatura de câmara de sucção menor e uma temperatura de motor maior do que as medições. Apesar das diferenças sistemáticas entre previsões e medições, o máximo desvio é inferior a 5°C .

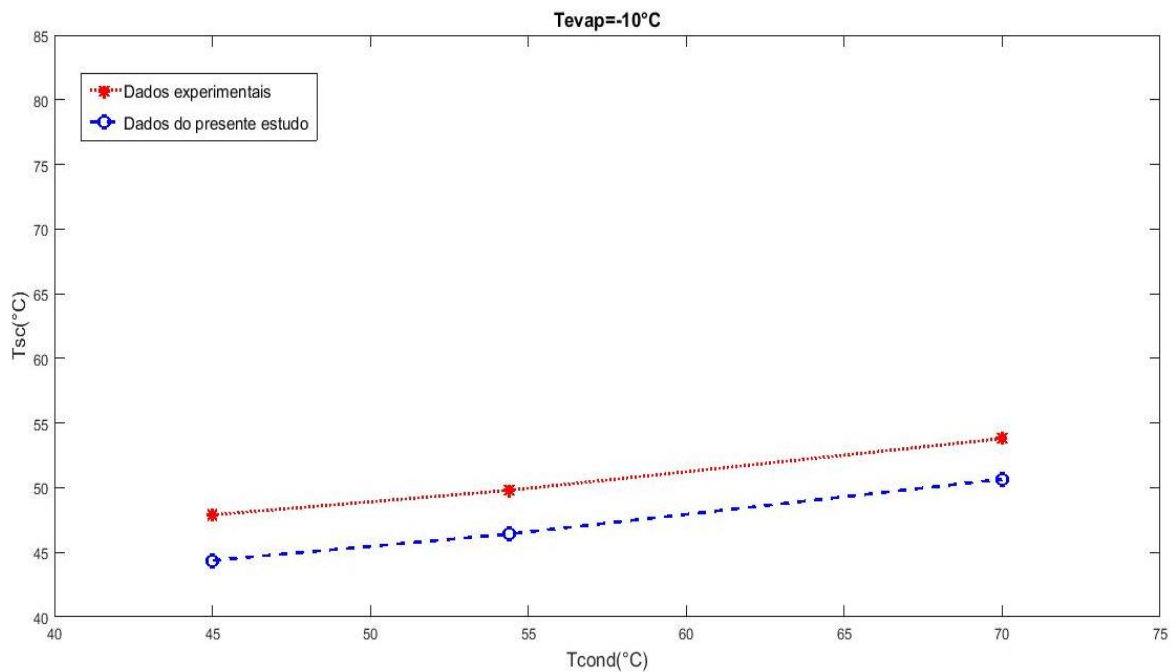


Figura 4.3 - Variação da temperatura da câmara de sucção em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-10,0^{\circ}\text{C}$.

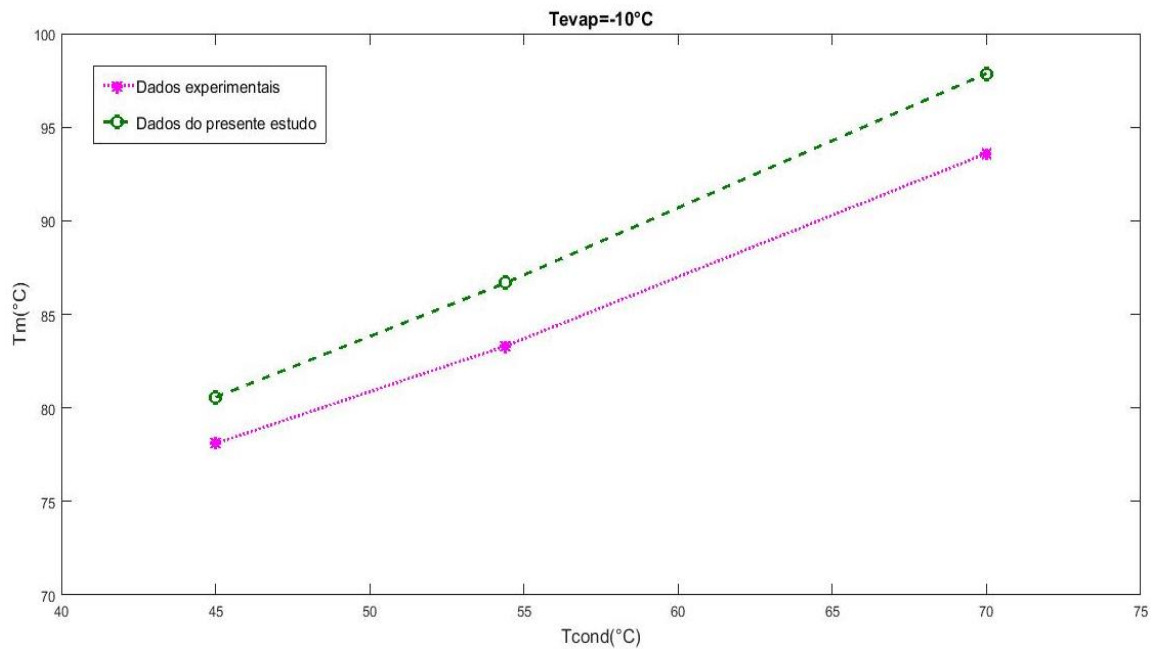


Figura 4.4 – Variação da temperatura do motor elétrico em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-10,0^{\circ}\text{C}$.

Com a temperatura de evaporação menor do que na condição de ajuste ($T_{evap} = -35,0^{\circ}\text{C}$), os resultados de temperatura de câmara de sucção e de motor continuam apresentando tendências de crescimento com a temperatura de condensação (vide Figura 4.5 e Figura 4.6). No entanto, a temperatura da câmara de sucção é superestimada, enquanto que a temperatura do motor é subestimada. Esse comportamento reforça a explicação anterior, de que a condutância térmica depende da temperatura de evaporação. Como a condutância térmica tende a diminuir com a temperatura de evaporação, mas essa redução não foi incorporada no modelo térmico, trocas de calor mais intensas são previstas pelo modelo nessa condição, elevando a temperatura de câmara de sucção e reduzindo a temperatura de motor. As diferenças entre previsão e medição de temperatura no motor ficaram na faixa de 3°C .

Diante dos resultados apresentados nesta etapa, considera-se que o modelo térmico é suficientemente preciso para ser empregado na proposta do presente trabalho. Naturalmente, se as análises forem conduzidas em condições de operação afastadas da condição de ajuste, espera-se que os resultados não sejam tão precisos.

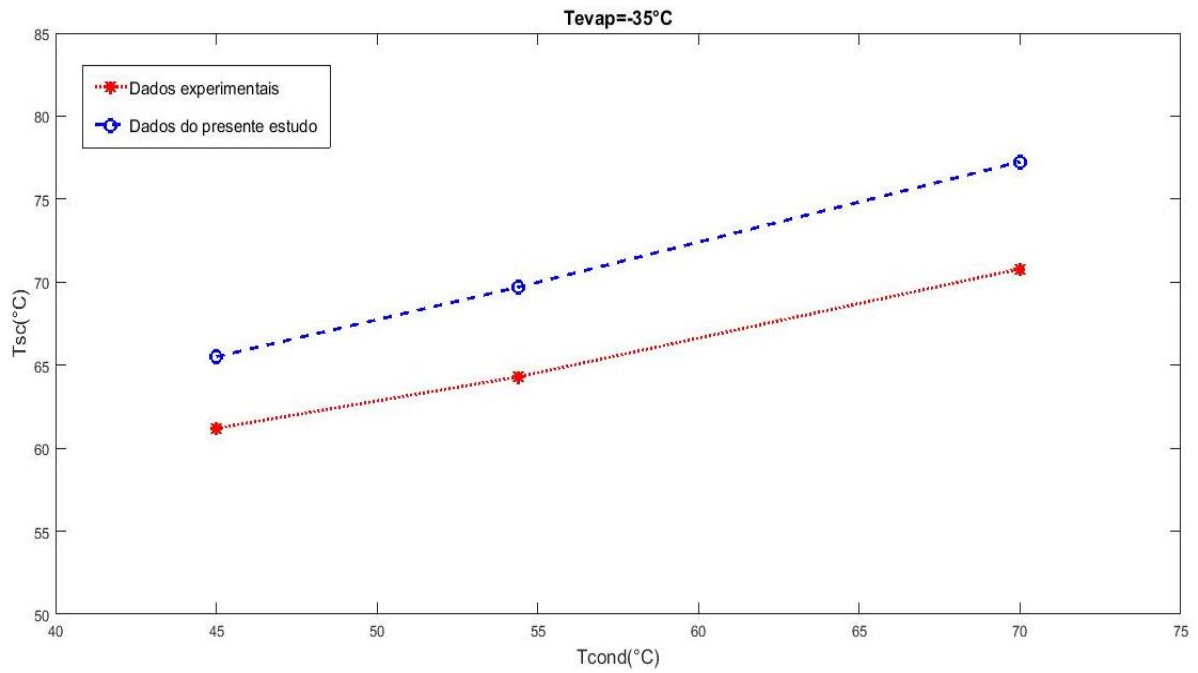


Figura 4.5 – Variação da temperatura da câmara de sucção em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-35,0^{\circ}\text{C}$.

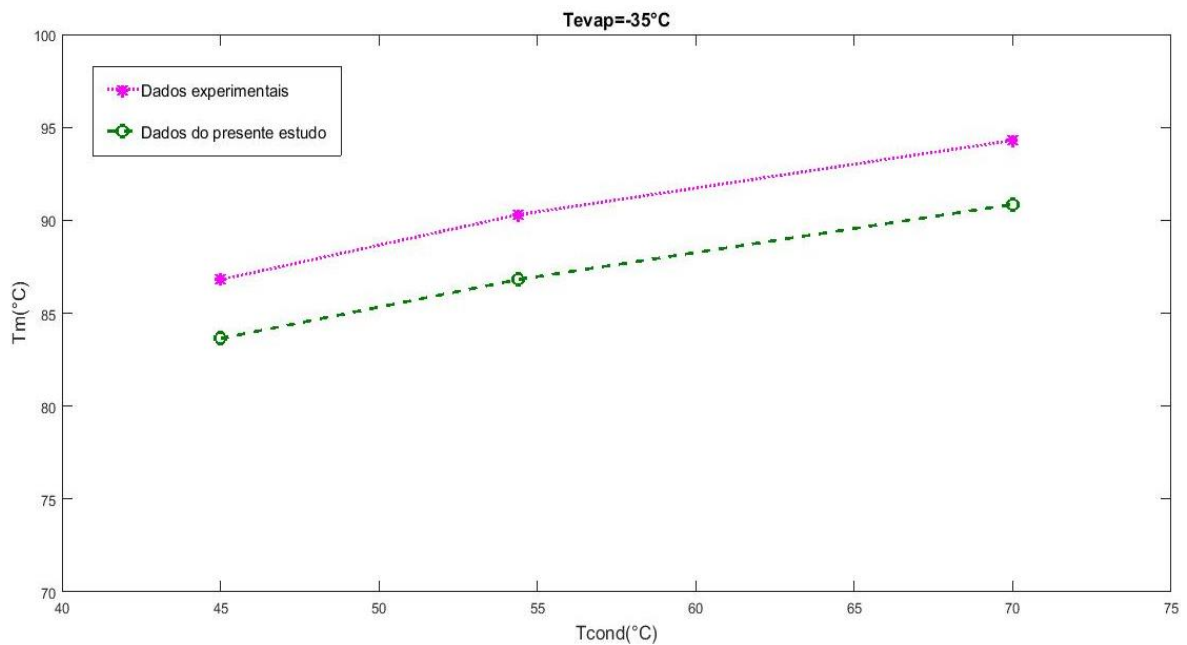


Figura 4.6 – Variação da temperatura do motor elétrico em relação à temperatura de condensação com a temperatura de evaporação a $-35,0^{\circ}\text{C}$.

4.2 Modelo de otimização das aletas acoplado ao modelo térmico integral

Para acoplar o modelo térmico integral ao modelo de otimização do volume das aletas, foi escolhida a condição de operação (Tabela 3.2) que apresentou a maior temperatura de motor

de acordo com os dados experimentais. Desta forma, as simulações consideram o pior caso em relação ao motor. A condição de operação que apresentou maior temperatura do motor foi a referente às temperaturas $T_{evap} = -23,3^{\circ}\text{C}$ e $T_{cond} = 70^{\circ}\text{C}$.

Fixada a condição de operação, reduziu-se a eficiência elétrica para um valor de 60% ($\eta_{ele} = 0,6$), supondo a utilização de um motor de baixo custo. Segundo Peixoto (2011), o custo está associado a parâmetros tais como a altura do estator (conhecida como altura do pacote de lâminas do motor), ao número de voltas das espiras nas ranhuras do estator, aos tipos de material utilizado nos enrolamentos e nas lâminas, dentre outros fatores. Em geral, quanto menor for o volume do motor e menos nobres forem os materiais empregados, menor é o custo e menos eficiente é o motor.

A Tabela 4.2 mostra resultados obtidos com o modelo térmico, considerando o motor elétrico normalmente utilizado, $\eta_{ele} = 0,785$, e o motor de baixa eficiência, $\eta_{ele} = 0,6$. Com o valor de eficiência elétrica reduzido, a potência necessária da rede elétrica aumenta (Equação 1.5), ou seja, o motor consome mais energia elétrica para entregar a mesma potência de eixo ao ciclo de compressão. Outra consequência da redução da eficiência elétrica é o aumento da taxa de rejeição de calor no motor (\dot{Q}_m) e o aumento da temperatura do motor (T_m) em aproximadamente 30°C . Nota-se ainda que a taxa de transferência de calor rejeitada pelo compressor (\dot{Q}_{total}) também sofre elevação.

Tabela 4.2 - Dados do presente estudo para alguns parâmetros do compressor para os modelos térmicos considerando ou não o motor de baixa eficiência.

η_{ele} (%)	\dot{W}_{ele} (W)	T_m ($^{\circ}\text{C}$)	\dot{Q}_{motor} (W)	\dot{Q}_{total} (W)
78,5	168,9	95,7	36,3	102,6
60,0	221,1	124,1	88,4	132,9

Como citado no estudo de Schreiner (2008), é recomendado pelos fabricantes que a temperatura do motor não exceda 100°C . Desta forma, o problema de otimização foi resolvido com o objetivo de determinar a configuração de aleta com mínimo volume que confira uma temperatura de motor de aproximadamente 95°C . Mais precisamente, o critério de convergência do modelo acoplado foi estabelecido em $95,3^{\circ}\text{C}$. Isso significa que o procedimento de solução, representado esquematicamente na Figura 3.3, segue até que a temperatura do motor calculada

pelo modelo térmico atinja um valor menor ou igual a 95,3°C. Esse valor foi considerado suficientemente próximo do valor fixado no modelo de otimização, em 95°C.

4.2.1 Resultados para a otimização das aletas retangulares

O problema de minimização de volume das aletas retangulares é originalmente composto por quatro variáveis de projeto (L , t , w e N), mas que passa a depender apenas de duas (L e t), após a substituição da Equação (3.23) na Equação (3.24) e com a consideração da profundidade da aleta w fixa em 0,08m.

Antes de iniciar a simulação, deve-se estipular o intervalo no qual a solução estará contida, ou seja, definir o espaço de projeto. No código de simulação, o espaço de projeto é definido em forma de vetores de valores mínimos (lb) e máximos (ub). Inicialmente, os vetores adotados foram $lb = (0,000; 0,000)m$ e $ub = (0,020; 0,050)m$ onde os primeiros valores dos vetores representam a espessura da aleta (t) e os segundos valores, o comprimento da aleta (L). Isso significa que foi arbitrado zero aos limites mínimos de t e L . O resultado da primeira simulação é apresentado na Tabela 4.3, onde é possível visualizar os parâmetros geométricos t , w , L e N , bem como o volume total de aletas e o número de iterações entre o modelo térmico e o modelo de otimização necessárias para atingir um valor menor ou igual a 95,3°C para a T_m .

Tabela 4.3 - Solução ótima para limites mínimos de t e L iguais a zero – aletas retangulares.

t (m)	L (m)	N (aletas)	$V_{aletas,ret}$ (cm ³)	Número de iterações
1,83 x10 ⁻⁹	0,0037	1,8668 x10 ⁵	0,0011	4

A solução tende a uma espessura nula e a um número muito alto de aletas (>180000). O volume obtido é de aproximadamente 1mm³. Naturalmente, essa configuração de aleta não pode ser incorporada ao compressor. Procedeu-se realizando outra otimização com uma limitação de espessura mínima maior do que zero. A nova configuração do espaço de projeto é definida como $lb = (0,001; 0,000)m$ e $ub = (0,020; 0,050)m$, ou seja, 1mm como valor mínimo para a espessura. Os resultados são apresentados na Tabela 4.4 e mostram que a configuração ótima é formada por 1000 aletas, de 1mm de espessura e 1mm de comprimento, conferindo um volume de aproximadamente 78,6cm³. A restrição de desigualdade (Equação 3.25) indica que a configuração ótima ocupa 80% da área superficial da carcaça.

Tabela 4.4 - Aumento do limite inferior de t – aletas retangulares.

t (m)	L (m)	N (<i>aletas</i>)	$V_{aletas,ret}$ (cm^3)	Percentual de área coberta	Número de iterações
0,0010	0,0010	1000	78,621	80%	4

A fim de verificar o comportamento da função quanto à existência de múltiplos mínimos locais, foi realizado um teste para checar a influência da estimativa inicial, x_0 . A simulação foi executada considerando três valores de estimativa inicial contidos no espaço de projeto já definido. Os resultados são apresentados na Tabela 4.5 e indicam que, independentemente da estimativa inicial, a solução do problema de minimização é a mesma.

Tabela 4.5 - Efeito da estimativa inicial na solução ótima – aletas retangulares.

x_0 (m)	t (m)	L (m)	N (<i>aletas</i>)	$V_{aletas,ret}$ (cm^3)	Número de iterações
(0,010; 0,050)	0,0010	0,0010	1000	78,621	4
(0,005; 0,025)	0,0010	0,0010	1000	78,621	4
(0,001; 0,000)	0,0010	0,0010	1000	78,621	4

Como a solução indica uma quantidade relativamente alta de aletas muito curtas, isso pode representar uma restrição na fabricação. Por isso, outros cenários são analisados, aumentando o limite inferior para o comprimento da aleta, L . Simulações foram executadas considerando valores mínimos iguais a 6mm e 12mm para L (Tabela 4.6). Como já esperado, as soluções coincidem com os valores mínimos de L e há um pequeno aumento do volume com o incremento de L . Por consequência do aumento do comprimento, o número de aletas diminui, e por isso, a área de ocupação de aletas na carcaça também diminui, justificando a queda no percentual de área coberta. A configuração com comprimento de 12mm ocupa apenas 7% da área de carcaça com pouco mais de 80 aletas.

Tabela 4.6 - Efeito do aumento do limite inferior de L – aletas retangulares.

t (m)	L (m)	N (<i>aletas</i>)	$V_{aletas,ret}$ (cm^3)	Percentual de área coberta	Número de iterações
0,0010	0,0010	1000	78,621	80%	4
0,0010	0,0060	166	79,413	13%	4
0,0010	0,0120	85	81,584	7%	4

Outra análise que pode ser feita com o modelo proposto é verificar o impacto do uso de aletas com maior espessura. O limite inferior do intervalo do comprimento (L) é ajustado em zero novamente, e três valores diferentes para o limite inferior do intervalo da espessura (t) são avaliados: 6mm, 12mm e 18mm. Os dados são exibidos na Tabela 4.7. O comprimento aumenta e a quantidade de aletas diminui, à medida que a espessura aumenta. O efeito da espessura é o mais relevante no desempenho térmico, afetando sensivelmente o volume de material para o qual a solução é ótima. A restrição de desigualdade, referente ao percentual de ocupação da área da carcaça pelas aletas, permanece ativa para todos os casos, ou seja, 80% de cobertura.

Tabela 4.7 - Efeito do aumento do limite inferior de t – aletas retangulares.

t (m)	L (m)	N (<i>aletas</i>)	$V_{aletas,ret}$ (cm^3)	Percentual de área coberta	Número de iterações
0,0010	0,0010	1000	78,621	80%	4
0,0060	0,0060	167	476,9	80%	5
0,0120	0,0119	84	951,8	80%	4
0,0180	0,0180	56	1440	80%	4

A configuração representada por $t = 0,018m$ x $L = 0,018m$ x $N = 56$ certamente não é uma boa solução. O volume de $1440cm^3$ representa uma massa adicional de aço de aproximadamente 11,32kg (densidade de $7860kg/m^3$), ao passo que a massa do compressor é de 8,2kg. Para uma solução intermediária, $t = 0,006m$ x $L = 0,006m$ x $N = 167$, o acréscimo de massa é ainda bastante elevado, aproximadamente 3,7kg. Para uma configuração retirada da Tabela 4.6 e que difere apenas na espessura: $t = 0,001m$ x $L = 0,006m$ x $N = 166$, percebe-se

um volume bem menor, o que corresponde a um acréscimo de massa de 0,62kg. Essa poderia ser uma boa opção.

Naturalmente, a decisão quanto à melhor solução deve ser tomada associando outras informações importantes no projeto do compressor. A análise das aletas retangulares mostra que as soluções provavelmente serão compostas por aletas tão finas quanto possível.

4.2.2 Resultados para a otimização das aletas piniformes

O problema de minimização de volume das aletas piniformes é originalmente composto por três variáveis de projeto (L , D e N), mas que passa a depender apenas de duas (L e D), após a substituição da Equação (3.32) na Equação (3.33).

O procedimento de análise utilizado para as aletas retangulares é estendido para as aletas piniformes. A primeira simulação é realizada definindo um espaço de projeto de $lb = (0,000; 0,000)\text{m}$ e $ub = (0,050; 0,020)\text{m}$, onde os primeiros valores dos vetores representam o comprimento da aleta (L) e os segundos valores, o diâmetro da aleta (D). Isso significa que foi arbitrado zero aos limites mínimos de L e D . O resultado é apresentado na Tabela 4.8, onde é possível visualizar os parâmetros geométricos L , D e N , bem como o volume total de aletas e o número de iterações necessárias entre o modelo térmico e o modelo de otimização.

Tabela 4.8 - Solução ótima para limites mínimos de L e D iguais a zero – aletas piniformes.

L (m)	D (m)	N (aletas)	$V_{aletas,pin}$ (cm^3)	Número de iterações
0,00049	$1,18 \times 10^{-12}$	$4,6 \times 10^{16}$	$2,47 \times 10^{-5}$	4

O resultado é muito semelhante àquele obtido com aletas retangulares. A solução tende a um diâmetro nulo e uma quantidade de aletas que tende ao infinito. A combinação dos parâmetros geométricos confere um volume de aletas que tende a zero. Embora o resultado seja matematicamente consistente, não corresponde a uma solução que possa ser incorporada ao compressor. A exemplo da análise de aletas retangulares, incrementou-se o limite inferior para o diâmetro em 2mm. Com isso, a nova configuração do espaço de projeto é $lb = (0,000; 0,002)\text{m}$ e $ub = (0,050; 0,020)\text{m}$. Os resultados são apresentados na Tabela 4.9 e mostram que a configuração ótima é construída com 25464 aletas, de 1mm de comprimento e 2mm de diâmetro, conferindo um volume de aproximadamente $77,5\text{cm}^3$.

Tabela 4.9 - Aumento do limite inferior de D – aletas piniformes.

L (m)	D (m)	N (<i>aletas</i>)	$V_{aletas,pin}$ (cm^3)	Percentual de área coberta	Número de iterações
0,0010	0,002	25464	77,478	80%	4

Nessa etapa, assim como realizado para as aletas retangulares, executa-se uma verificação da influência da estimativa inicial, x_0 , na solução ótima. Três simulações foram realizadas, partindo de diferentes valores de estimativas iniciais. Os resultados são apresentados na Tabela 4.10 e indicam que, independentemente da estimativa inicial, a solução do problema de minimização se mantém, ou seja, corresponde ao mínimo global.

Tabela 4.10 - Efeito da estimativa inicial na solução ótima – aletas piniformes.

x_0 (m)	L (m)	D (m)	N (<i>aletas</i>)	$V_{aletas,pin}$ (cm^3)	Número de iterações
(0,015; 0,015)	0,0010	0,002	25464	77,478	4
(0,010; 0,010)	0,0010	0,002	25465	77,478	4
(0,001; 0,001)	0,0010	0,002	25461	77,475	4

Na prática, a configuração ótima de aletas pode ser inviável, devido à elevada quantidade de pinos (acima de 25000). Por isso, outros cenários são avaliados, aumentando o limite inferior para o comprimento da aleta, L . Simulações foram executadas considerando valores mínimos iguais a 6mm e 12mm para L (Tabela 4.11). O comportamento das soluções é muito semelhante àquele obtido com aletas retangulares. A configuração com aletas de 12mm de comprimento ocupa apenas 7% da área de carcaça com pouco mais de 2000 pinos.

Tabela 4.11 - Efeito do aumento do limite inferior de L – aletas piniformes.

L (m)	D (m)	N (<i>aletas</i>)	$V_{aletas,pin}$ (cm^3)	Percentual de área coberta	Número de iterações
0,0010	0,002	25464	77,478	80%	4
0,0060	0,002	4213	79,403	13%	4
0,0120	0,002	2164	81,547	7%	4

O efeito do diâmetro da aleta também é investigado. Isso pode ser interessante no caso de dificuldades de fabricação ou até mesmo de manipulação do compressor dotado de aletas de diâmetro pequeno. O limite inferior do intervalo do comprimento (L) é ajustado em zero novamente, e três valores para o limite inferior do intervalo do diâmetro (D) são avaliados: 6mm, 12mm e 18mm. A Tabela 4.12 mostra que o volume total das aletas aumenta substancialmente com o incremento do diâmetro. Isso indica que o diâmetro é o parâmetro crítico para obtenção da solução ótima de aletas piniformes.

Tabela 4.12 - Efeito do aumento do limite inferior de D – aletas piniformes.

L (m)	D (m)	N (<i>aletas</i>)	$V_{aletas,pin}$ (cm^3)	Percentual de área coberta	Número de iterações
0,0010	0,002	25464	77,478	80%	4
0,0030	0,006	2830	236,94	80%	4
0,0060	0,012	707	476,77	80%	5
0,0089	0,018	314	711,30	80%	4

A configuração representada por $D = 0,018m$ x $L = 0,0089m$ x $N = 314$ confere um volume de $711cm^3$, o que representa uma massa adicional de aço de aproximadamente 5,6kg. Portanto, dificilmente essa solução seria empregada. A solução intermediária, $D = 0,006m$ x $L = 0,003m$ x $N = 2830$, promove um acréscimo de massa de 1,9kg. Analisando a configuração retirada da Tabela 4.11: $D = 0,002m$ x $L = 0,006m$ x $N = 4213$, percebe-se um volume bem menor, o que corresponde a um acréscimo de massa de 0,62kg. Essa solução é equivalente àquela obtida com aletas retangulares $w = 0,080m$ x $t = 0,001m$ x $L = 0,006m$ x $N = 166$, pois incorporam também um acréscimo de massa de 0,62kg.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve por objetivo desenvolver um modelo de simulação voltado especificamente para o dimensionamento de aletas aplicadas na superfície externa da carcaça de um compressor alternativo hermético. O modelo de simulação foi formado pela integração de um modelo térmico, para previsão da distribuição de temperatura no compressor, com um modelo de otimização, para determinação das dimensões de aleta que resultam em um mínimo volume, mas que garantam que o motor opere em uma temperatura pré-estabelecida.

O modelo térmico integral baseou-se na aplicação da equação da conservação da energia nos volumes de controle do compressor, nos quais a troca de calor por convecção foi modelada através de condutâncias térmicas globais avaliadas de experimentos. O modelo foi validado com dados experimentais e acoplado a um algoritmo de otimização. Para tanto, foi necessário estabelecer a função objetivo, representada pelo mínimo volume de aletas, e as restrições, provenientes de um balanço de energia na carcaça do compressor e de limitações espaciais.

Dois tipos de aletas planas foram investigados com o modelo proposto: retangular e piniforme. Várias análises foram conduzidas, principalmente associadas aos limites inferiores das faixas de variação das variáveis de projeto. Dentre os casos analisados, possíveis soluções ótimas teriam as configurações $w = 0,080\text{m} \times t = 0,001\text{m} \times L = 0,006\text{m} \times N = 166$ para aleta retangular, e $D = 0,002\text{m} \times L = 0,006\text{m} \times N = 4213$ para aleta piniforme. Tais soluções são equivalentes e acrescentariam uma massa de aproximadamente 0,62kg ao compressor. Foi observado ainda que a espessura (retangular) e o diâmetro (piniforme) são os parâmetros geométricos mais influentes na solução ótima, e quanto menor forem seus valores, menor é o volume de material. Conclui-se que, provavelmente, a solução do dissipador ótimo estará associada à mínima espessura ou ao mínimo diâmetro, os quais serão determinados por outras restrições de projeto.

Os seguintes temas são sugeridos para trabalhos futuros:

- Verificar os resultados da otimização com outra ferramenta de simulação (volumes finitos, por exemplo);
- Validar os resultados de geometrias ótimas com dados experimentais;
- Incluir o efeito da largura da aleta retangular na otimização;
- Avaliar outros formatos de aleta, tais como as triangulares, parabólicas e circulares;

- Verificar se a quantidade de material reduzida no motor elétrico para reduzir seu custo compensa a quantidade de material adicionado na instalação das aletas;
- Incorporar a variação do coeficiente de transferência de calor entre a carcaça e o ambiente, à medida que diferentes configurações e quantidades de aletas são utilizadas;
- Aplicar o método considerando outras faixas de eficiência elétrica e outros modelos de compressores herméticos.

REFERÊNCIAS

- ADAIR R. P.; QVALE E. B.; PEARSON J. T. Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p. 521-526, 1972.
- ANNAND, W. J. D. Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines. *Proceedings Institutions of Mechanical Engineers*, 177, p. 973-996, 1963.
- BELL, I. H.; WRONSKI, J.; QUOILIN, S.; LEMORT, V. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, p. 2498-2508, 2014.
- BIRARI, Y. V.; GOSAVI, S. S.; JORWEKAR, P. P. Use of CFD in Design and Development of R404a Reciprocating Compressor. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, paper C072, 2006.
- BROK, S. W.; TOUBER, S.; VAN DER MEER, J. S. Modeling of Cylinder Heat Transfer – Large Effort, Little Effect? *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p. 43-50, 1980.
- BURDEN, R. L.; FAIRES, J. D.; BORGNAKKE, C. **Numerical Analysis**. Editora Cengage Learning, 9ª Edição, 2010.
- CAVALLINI, A.; DORETTI, L.; LONGO, G. A.; ROSSETTO, L.; BELLA, B. Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, paper p. 535-540, 1996.
- DUTRA, T. **Investigação experimental de transferência de calor em componentes de compressores alternativos de refrigeração doméstica**. Dissertação (Mestrado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.
- DUTRA, T. **Modelagem integrada para simulação de compressores alternativos herméticos com ênfase no motor de indução**. Tese (Doutorado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2016.
- DUTRA, T.; DESCHAMPS, C. J. A Simulation Approach of Hermetic Reciprocating Compressors Including Electrical Motor Modeling. *International Journal of Refrigeration*, v.59, p. 168-181, 2015.
- FAGOTTI, F.; TODESCAT, M. L.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Heat Transfer Modeling in a Reciprocating Compressor. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p. 605-610, 1994.

GOMES, A. R. **Análise Comparativa de Mecanismos de Compressão para Aplicação em Refrigeração Doméstica**. Dissertação (Mestrado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

GOSNEY, W. B. **Principles of Refrigeration**. Cambridge University Press. 1st Edition. 1982.

HASS, D. A. **Um Modelo de Circuito Térmico Equivalente para a Previsão da Distribuição de Temperatura em Compressores Alternativos de Refrigeração**. Dissertação (Mestrado) Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. LTC, 6^a Edição, 2008.

KARA, S.; OGUZ, E. Thermal Analysis of a Small Hermetic Reciprocating Compressor. **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue**, paper 1307, 2010.

LEMMON, E. L.; MCLINDEN, M. O.; HUBER, M. L. **REFPROP 7.0**. NIST, USA, 2002.

LOHN, S. K.; DINIZ, M. C.; DESCHAMPS, C. J. A Thermal Model for Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors Under the On-Off Cycling Operating Condition. **9th International Conference on Compressors and Their Systems**, p. 1-10, 2015.

MATHWORKS. **Nonlinear Programming Solver “fmincon”**. MATLAB, version R2018b, 2018.

MEYER, W. A.; THOMPSON, H. D. Na Analytical Model of Heat Transfer to the Suction Gas in a Low-Side Hermetic Refrigeration Compressor. **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue**, p. 898-907, 1990.

OOI, K. T. Heat Transfer Study of a Hermetic Refrigeration Compressor. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, p. 1931-1945, 2003.

PADHY, S. K. Heat Transfer Modelo f a Rotary Compressor. **Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue**, paper 935, 1992.

PEIXOTO, L. Q. B. **Aspectos de projeto de motores de indução monofásicos aplicados em compressores herméticos para refrigeração**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação). Curso de Engenharia Elétrica, Sistemas de Energia e Automação, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

RAJA, B.; SEKHAR, S. J.; LAL D, M.; KALANIDHI, A. A Numerical Model for Thermal Mapping in a Hermetically Sealed Reciprocating Refrigerant Compressor. **International Journal of Refrigeration**, v.26, n. 6, p. 229-236, 2003.

- RIBAS JR., F. A. Thermal Analysis of Reciprocating Compressors. *International Conference on Compressors and Their Systems*, London, p. 227-287, 2007.
- RIBAS JR., F. A.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA, T. Thermal Analysis of Reciprocating Compressors – A Critical Review. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, paper 1306, 2008.
- SANVEZZO JR., J.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F. A Heat Transfer Model Combining Differential and Integral Formulations for Thermal Analysis of Reciprocating Compressors. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, paper 1343, 2012.
- SCHREINER, J. E. **Desenvolvimento de metodologias de simulação para a análise de soluções de gerenciamento térmico aplicadas a compressores alternativos de refrigeração.** Dissertação (Mestrado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de Concentração de Engenharia e Ciências Térmicas, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.
- SIM, Y. H.; YOUN, Y.; MIN, M. K. A Study on Heat Transfer and Performance Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors for Refrigerators. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p. 229-236, 2000.
- TODESCAT, M. L.; FAGOTTI, F.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R. T. S. Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue*, p. 1419-1428, 1992.
- USSYK, M. S. **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos.** Dissertação (Mestrado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.