

1 Introdução

No presente trabalho foram desenvolvidos modelos de simulação semi-empíricos para compressores alternativos do tipo automotivo, hermético e semi-hermético utilizados nos sistemas de refrigeração doméstica, comercial e veicular. Estes modelos baseiam-se nas equações fundamentais de conservação de massa, energia e, quantidade de movimento, nas equações de transferência de calor, queda de pressão e de propriedades termofísicas, assim como em parâmetros empiricamente determinados. Testes calorimétricos de compressores alternativos (herméticos e semi-herméticos), operando com novos fluidos refrigerantes, de potencial de aquecimento global (GWP) baixo ou muito baixo, foram conduzidos, em aparatos experimentais existentes nos laboratórios de um fabricante de refrigerantes (*Honeywell Inc., Buffalo Research Laboratory, Buffalo, Estados Unidos*). Estes ensaios, junto com resultados obtidos por outros pesquisadores, serviram para comparar e estudar o desempenho de novos fluidos refrigerantes, operando em compressores automotivos e herméticos, projetados para operar com o fluido refrigerante R134a, e em compressores semi-herméticos, projetados para a mistura R404A.

Os resultados experimentais destes ensaios, assim como os dados já existentes para o caso do compressor automotivo, também serviram para a determinação de parâmetros empíricos dos compressores testados. De acordo com os modelos aqui propostos para os compressores, estes parâmetros seriam independentes do tipo de refrigerante utilizado ou das condições de operação. Tal proposta permitiu o desenvolvimento de modelos de simulação relativamente simples, porém, baseados nas equações fundamentais de conservação e capazes de discernir o desempenho de um mesmo compressor operando com diferentes refrigerantes.

No presente estudo apresenta-se uma metodologia para o cálculo dos parâmetros característicos empíricos de compressores alternativos. Inicialmente divide-se o compressor nos seguintes volumes de controle (onde aplicáveis):

carcaça do compressor, mufla de sucção, câmara de sucção, cilindro de compressão, câmara de descarga, linha de descarga, motor elétrico, bloco metálico do cilindro de compressão e o espaço por onde o gás refrigerante escoia (no caso dos herméticos e semi-herméticos) eventualmente em contato com a carcaça do compressor, com o motor elétrico e outros componentes. Estes parâmetros empíricos caracterizam a geometria do compressor nos processos irreversíveis de transferência de calor e queda de pressão, que ocorrem entre o fluido refrigerante e os componentes internos e externos do compressor. O método do gradiente reduzido generalizado (GRG) foi utilizado na solução do sistema de equações não lineares na caracterização dos compressores alternativos. Foi possível, desta forma, utilizar os modelos para a simulação dos compressores alternativos operando com novos fluidos refrigerantes. Foi aplicada uma análise exérgica para comparar as irreversibilidades devido aos processos de transferência de calor e queda de pressão, ao longo do caminho percorrido pelo refrigerante no compressor. No caso do modelo de simulação foi utilizado um programa computacional desenvolvido em linguagem *FORTRAN*. O cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes foi efetuado mediante as sub-rotinas de *REFPROP (NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0)*.

1.1. Objetivos

Os objetivos da presente tese são:

Estudar com base na análise experimental e numérica, novos fluidos refrigerantes de baixo impacto ambiental.

Este estudo está voltado à substituição do R134a (GWP=1430) em sistemas de condicionamento de ar automotivos e do R404A (GWP=3952), em sistemas de refrigeração.

Elaborar modelos de simulação semi-empíricos para compressores alternativos do tipo automotivo, hermético e semi-hermético, baseados em parâmetros característicos obtidos a partir de testes calorimétricos.

1.2. Fluidos Refrigerantes

Desde a assinatura do Protocolo de Montreal (UNEP, 1987), todas as vinte e três nações signatárias se comprometeram com a preservação da camada de ozônio, limitando o uso e a produção de substâncias que comprometessem sua integridade. Dentre essas substâncias estão os clorofluorcarbonetos, os CFCs, compostos de cloro, flúor e carbono como, por exemplo, o R12 (diclorodifluorometano). Esses gases foram amplamente usados na indústria, por décadas, devido à sua estabilidade química, não-flamabilidade, sua baixa toxicidade e boas características termodinâmicas. Os refrigerantes hidrofluorcarbonados (HFCs) foram desenvolvidos nos anos 80 e 90 como alternativa aos CFCs (R12) e HCFCs (R22). HFCs, como o R134a, não contêm cloro e, desta forma, não destroem a camada de ozônio. Contribuem, entretanto, para o processo de aquecimento global, sendo atualmente considerados gases de efeito estufa, que fazem parte da "cesta de seis gases", cujas emissões devem ser reduzidas, de acordo com o Protocolo de Kyoto, assinado em 1997. Estes gases são: dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4), óxido nítrico (N_2O), hidrofluorcarbonetos (HFCs), perfluorcarbonetos (PFCs) e hexafluoreto de enxofre (SF_6). Pelo Protocolo de Kyoto as emissões individuais dos gases de efeito estufa são integradas como emissões equivalentes de CO_2 utilizando seus respectivos potenciais de aquecimento global GWP (*Global Warming Potential*). A Tabela 1.1 mostra a classificação dos refrigerantes de acordo com sua composição. A Tabela 1.2 apresenta os refrigerantes substitutos, por aplicação, em decorrência do Protocolo de Montreal (proteção à camada de ozônio). Em função das chamadas mudanças climáticas, uma nova geração de refrigerantes emergirá. A indústria de refrigeração, a partir da assinatura do protocolo de Montreal em 1987, tem procurado substitutos para os refrigerantes CFCs e HCFCs. Uma alternativa é a utilização de hidrocarbonetos (HCs) como refrigerante. Os HCs são compostos químicos constituídos apenas por átomos de carbono e hidrogênio.

Tabela 1.1 – Classificação dos fluidos refrigerantes de acordo com a sua composição (Hundy et al., 2008).

Tipo de Fluidos Refrigerantes			
CFC	HCFC	HFC	HFO
R11	R22	R23	R1234yf
R12	R123	R134a	R1234ze(E)
R13	R124	R404A	
R113	R401A	R407A	
R114	R401B	R407B	
R500	R402A	R407C	
R502	R402B	R410A	
R503	R403B	R507	
	R406A		
	R408A		
	R409A		

Tabela 1.2 – Substituição de fluidos refrigerantes em atendimento ao Protocolo de Montreal (CETESB, 2001).

Substância a ser Substituída	Substância alternativa	Aplicação
CFC-11	HCFC-123	Condicionamento de ar-unidades centrífugas (equipamentos novos e retrofit).
CFC-12	HFC-134a	Condicionamento de ar automotivo, refrigeradores domésticos e comerciais, unidade centrífugas e outros usos de temperatura de evaporação média.
	R-401A	Retrofit para refrigeração comercial/doméstica. Melhor desempenho para temperaturas de evaporação acima de -23°C .
	R-401B	Retrofit para refrigeração comercial/doméstica. Melhor desempenho para temperaturas de evaporação acima de -23°C .
	R-409A	Retrofit para refrigeração comercial/doméstica e retrofit para transporte refrigerado. Melhor desempenho para temperaturas de evaporação abaixo de -23°C .
R-13/R-503	R-508B	Equipamentos de temperaturas extremamente baixas, sistemas em cascata (equipamentos novos e retrofit).
CFC-114	HCFC-123	Condicionamento de ar e unidades centrífugas de navios e outros usos com alta temperatura de condensação.
	HCFC-124	Condicionamento de ar – chiller centrífugo
R-502	R-402a	Substitui o R502 em aplicações onde baixa temperatura de descarga for crítica.
	R-408a	Refrigeração comercial/doméstica. Substitui o R-502 em sistemas mais antigos.
	R-404A	Para equipamentos novos.

Os estudos dedicados aos HCs são, em grande parte, resultado dos esforços de organizações ambientalistas e de trabalhos de pesquisa e avaliação de alternativas conduzidos por instituições acadêmicas. Uma importante vantagem dos HCs é que atendem ao requisito de potencial de destruição de ozônio zero e também apresentam potencial de aquecimento global (GWP) muito baixo, sendo substâncias encontradas em abundância na natureza, o que coopera para sua compatibilidade com o meio ambiente global. A principal desvantagem dos HCs é o fato de serem inflamáveis.

Conforme já dito, outro fator importante nesta evolução tecnológica é a preocupação, tanto dos fabricantes quanto dos consumidores, governantes e legisladores, pelo aquecimento global. Neste sentido, uma nova família de refrigerantes, as Hidro Fluor Oleofinas, está sendo desenvolvido por fabricantes destes fluidos. No momento, dois fluidos merecem atenção, o HFO-1234yf e o HFO-1234ze(E), com valores de GWP iguais a 4 e 6, respectivamente. Outra alternativa é a utilização de misturas de refrigerantes. As combinações de refrigerantes oferecem otimização das áreas de troca térmica e conduzem a um maior COP (*coefficient of performance*) do ciclo de refrigeração. Estas alternativas foram desenvolvidas visando obter um refrigerante cujas pressões e temperaturas fossem bastante próximas às dos refrigerantes usados atualmente. Adicionalmente, as misturas usadas, que atendem ao Protocolo de Montreal, apresentam alto GWP.

1.3. Compressores utilizados em refrigeração

O compressor desempenha um papel fundamental nos sistemas de refrigeração, sendo sua função principal deslocar ou movimentar o fluido refrigerante por todo o sistema. Os compressores de vapor de deslocamento positivo, fornecidos pela indústria de refrigeração são divididos em três grupos, dependendo de como o aumento de pressão é obtido: i) alternativos, ii) rotativos, e iii) orbitais. Dos três, o mais comum é o alternativo. A Figura 1.1 apresenta a classificação dos compressores utilizados na refrigeração por compressão de vapor.

Os compressores alternativos, rotativos e orbitais são compressores de deslocamento positivo, isto é, a compressão de vapor é efetuada mecanicamente por meio de um elemento de compressão (redução de volume). No compressor alternativo, o elemento de compressão é um pistão em movimento alternativo, enquanto que no compressor rotativo, o elemento de compressão toma a forma de um pistão rolante, aleta ou lóbulo. Por sua vez, o compressor orbital tem no compressor “*scroll*” seu mais bem sucedido exemplo. Os compressores alternativos de refrigeração podem ser classificados em i) abertos, ii) herméticos, e iii) semi-herméticos. A Figura 1.2 apresenta a classificação dos compressores alternativos utilizados no presente estudo.

No compressor aberto, o eixo de acionamento atravessa o bloco, sendo acionado por um motor externo, como é caso dos compressores automotivos.

No compressor semi-hermético, a carcaça aloja tanto o compressor propriamente dito quanto o motor elétrico de acionamento. Este tipo de compressor deve sua denominação ao fato de permitir a remoção do cabeçote, facilitando o acesso aos componentes internos, tais como as válvulas, pistões e motor elétrico.

Os compressores herméticos são semelhantes aos compressores semi-herméticos, com a diferença de ter uma carcaça totalmente selada, onde o motor, muflas, válvulas e cilindro de compressão estão encerrados num só corpo, impedindo o acesso aos componentes internos.

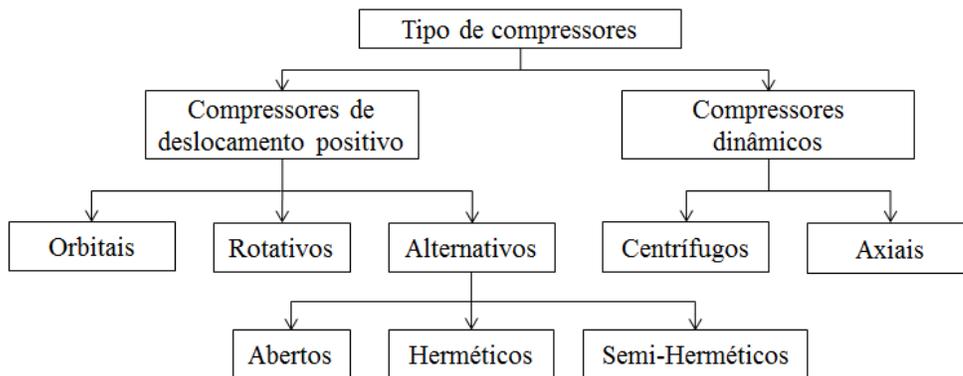


Figura 1.1 – Classificação de compressores de refrigeração (Eckhard, 2010).



Figura 1.2 – Compressores alternativos: a) Aberto automotivo, b) Hermético, c) Semi-hermético.

Na Figura 1.3a, é mostrado um diagrama de um ciclo de compressão ideal para um compressor alternativo. No ponto A, o pistão está no ponto superior de seu curso, o qual é conhecido como ponto morto superior. Quando o pistão está nesta posição, tanto as válvulas de sucção e como as de descarga estão fechadas. No curso entre os pontos A e B, o gás preso no espaço nocivo re-expande de P_d a P_s . Quando o pistão atinge o ponto B, as válvulas de sucção são abertas forçadas pela pressão ligeiramente mais alta no plenum de sucção. Vapor de sucção flui para o interior do cilindro até que o pistão alcance o ponto inferior de seu curso no ponto C. Durante o tempo em que o pistão está se movendo de B a C, o cilindro é preenchido com vapor na condição de sucção e a pressão no cilindro permanece constante, P_s . No ponto C, as válvulas de sucção são fechadas, geralmente por ação das molas e o curso de compressão tem início. A pressão do vapor no cilindro aumenta ao longo da linha CD até alcançar o ponto D, onde a pressão do cilindro supera a pressão de descarga e as válvulas de descarga são forçadas a abrir. O fluxo de vapor através das válvulas de descarga continua, quando o pistão se move de D para A. Quando o pistão retorna ao ponto A, o ciclo de compressão é completado.

A Figura 1.3b mostra o diagrama P-v real de um compressor. Destaca-se a queda de pressão nos processos de sucção e descarga, com as áreas hachuradas representando o trabalho perdido neste processo.

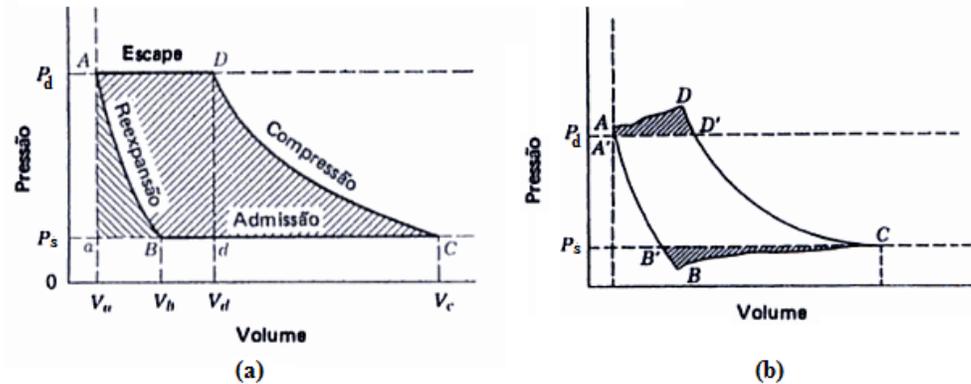


Figura 1.3 – Diagrama do ciclo de compressão a) teórico, b) real (Dossat, 2004).

1.4.

Modelos de simulação para compressores alternativos

Nas últimas décadas, têm-se desenvolvido muitos modelos matemáticos e de simulação para compressores de deslocamento positivo, os quais podem ser classificados em três categorias:

- Modelos empíricos: são baseados em testes calorimétricos, cujos resultados permitem obter curvas características que predizem variáveis como a capacidade de refrigeração do compressor, o consumo de energia e temperatura na descarga. São modelos simples, que fornecem resultados aproximados e necessitam de um grande volume de dados experimentais. Este tipo de modelo deve atender a norma de apresentação, como, por exemplo, da ARI (Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 2004).
- Modelos semi-empíricos: são baseados em uma combinação de equações fundamentais (conservação de massa, energia e quantidade de movimento), parâmetros empíricos e curvas características, os dois últimos obtidos a partir de dados experimentais obtidos de testes calorimétricos. Este tipo de modelo foi aplicado, por exemplo, por Domanski e Didion (1983) e, posteriormente, por Yana Motta et al. (1996).
- Modelos fundamentais: são baseados, essencialmente, nos princípios fundamentais de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. Geralmente, resultam em sistemas de equações que calculam a variação com o tempo do estado termodinâmico do gás no interior do cilindro, assim como

a vazão instantânea de gás através das válvulas. Como exemplo deste tipo de modelo tem-se apresentado por Prakash e Singh (1974).

1.5. Justificativa e contextualização

Atualmente, muito pesquisadores e engenheiros da indústria vêm apresentando estudos a respeito de novos substitutos para o fluido refrigerante R404A, utilizado em sistemas de refrigeração comercial de médio porte, e para o refrigerante R134a, utilizado nos sistemas condicionadores de ar automotivos e em sistemas de refrigeração doméstica. Neste processo de investigação, dois fatores são chaves para o desenvolvimento de novos refrigerantes. O primeiro parâmetro é o ODP (Potencial de destruição da camada de ozônio, “*ozone depletion potential*”) que é um índice que determina a depleção da camada de ozônio. O refrigerante CFC-11 é tomado como referência, tendo o maior potencial (ODP=1), estabelecido pelo protocolo de Montreal assinado em 1987. O segundo parâmetro é o GWP (Potencial de aquecimento global, “*global warming potential*”) o qual mede o impacto de uma substância como gás de efeito estufa relativamente ao aquecimento de uma massa similar de dióxido de carbono por 100 anos (IPCC, 1990 e 2007). Há também o indicador TEWI (impacto total equivalente de aquecimento, “*total equivalent warming impact*”), que inclui o desempenho energético do equipamento. E, finalmente, o indicador LCCP (“*life cycle climate performance*” - desempenho quanto a mudanças climáticas ao longo do ciclo de vida). Para, então, avaliar o desempenho do sistema de refrigeração e seus componentes, principalmente um compressor operando com os novos fluidos refrigerantes, faz-se necessário o emprego de testes experimentais, os quais apresentam elevados custos de operação e, por sua natureza específica, podem requerer muito tempo.

Em virtude do acima exposto, modelos de simulação globais (caixa preta) para compressor alternativo têm sido desenvolvidos, baseados em testes calorimétricos. Dentre estes, poucos são, entretanto, os trabalhos que apresentam um modelo de simulação detalhado o suficiente para, descrever os fenômenos de transferência de calor e queda de pressão que acontecem no interior do compressor operando com diferentes fluidos refrigerantes. Neste sentido,

Domanski e Didion (1983) apresentaram um trabalho sobre um modelo semi-empírico para a simulação de compressores herméticos baseado em parâmetros empíricos, em teoria independentes do tipo de refrigerante ou das condições de operação que caracterizam a geometria (imutável) do compressor. Vários outros autores, seguiram a mesma abordagem. Por exemplo, Yana Motta et al. (1996) apresentaram um modelo de simulação semi-empírico para compressores herméticos operando somente com um fluido refrigerante, R22, baseado em parâmetros empíricos. Ambos os modelos foram validados contra dados de testes calorimétricos. As pesquisas bibliográficas do presente trabalho, apresentadas no preâmbulo de cada modelo de simulação (automotivo, hermético e semi-hermético), mostraram a escassez de modelos de compressores que permitam a simulação com diferentes refrigerantes, alguns ainda não testados, mas que mantenham a simplicidade no uso. Neste sentido, são apresentados resultados experimentais de novos fluidos refrigerantes, como possíveis substitutos dos fluidos R134a e R404A, como também se propõe o desenvolvimento de um modelo de simulação semi-empírico, aplicado a compressores alternativos (automotivos, herméticos e semi-herméticos), operando com novos fluidos refrigerantes. O modelo é baseado na metodologia de parâmetros característicos e é validado experimentalmente por testes calorimétricos.

1.6. Organização do trabalho

No capítulo 2, é apresentado o modelo para compressor automotivo, contendo revisão bibliográfica, modelo matemático, método de solução, caracterização do compressor, resultados experimentais, validação do modelo de simulação, análise exergética e conclusões do capítulo.

O capítulo 3 dedica-se ao compressor hermético, apresentando o modelo matemático, a caracterização do compressor em estudo, o trabalho experimental incluindo os testes calorimétricos e os resultados numéricos obtidos pelo modelo de simulação semi-empírico. Uma análise exergética (baseada nos resultados numéricos) é desenvolvida para avaliar as diversas irreversibilidades que ocorrem no compressor. No final do capítulo são apresentadas as conclusões.

No capítulo 4 são estudados os compressores semi-herméticos para aplicações de baixa e média temperatura, operando com novos fluidos refrigerantes. Neste capítulo são desenvolvidos o modelo de simulação semi-empírico e a caracterização do compressor semi-hermético. O modelo é validado contra dados experimentais, obtidos em testes calorimétricos. Também é apresentada uma análise exergética, a qual avalia a destruição de exergia devido a irreversibilidades que acontecem em cada um dos componentes internos do compressor semi-hermético.

Finalmente, no capítulo 5, chega-se às conclusões gerais do presente estudo e às recomendações para trabalhos futuros.