

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**UMA NOVA METODOLOGIA PARA O CÁLCULO DO IMPACTO
DAS APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO RESIDENCIAIS SOBRE O
AQUECIMENTO GLOBAL**

RONAY DE ANDRADE PEREIRA

ORIENTADOR: JOÃO M. D. PIMENTA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

BRASÍLIA/DF, Setembro de 2010

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**UMA NOVA METODOLOGIA PARA O CÁLCULO DO IMPACTO
DAS APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO RESIDENCIAIS SOBRE O
AQUECIMENTO GLOBAL**

RONAY DE ANDRADE PEREIRA

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA
DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

APROVADA POR:

João Manoel Dias Pimenta, Dr. (EnM-UNB)
(Orientador)

Armando de Azevedo Caldeira Pires, Dr. (EnM-UNB)
(Examinador Interno)

Adolfo Bauschspiess, Dr. (EnE-UNB)
(Examinador Externo)

Brasília/DF, 10 de Setembro de 2010

Folha Catalográfica

Pereira, Ronay de Andrade

Uma nova metodologia para o cálculo do impacto das aplicações de refrigeração residenciais sobre o aquecimento global
xvi, 140 p., 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Engenharia Mecânica, 2010). Dissertação de Mestrado- Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Aquecimento Global

3. TEWI

I. ENM/FT/UNB

2. Refrigeração Doméstica

4. Desempenho do Compressor

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Pereira, R.A. (2010). Uma nova metodologia para o cálculo do impacto das aplicações de refrigeração residenciais sobre o aquecimento global Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.DM-154/2010. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 139p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR : Ronay de Andrade Pereira

TÍTULO : Uma nova metodologia para o cálculo do impacto das aplicações de refrigeração residenciais sobre o aquecimento global

GRAU: Mestre

ANO: 2010

É concedida à Universidade de Brasília, permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização do mesmo.

Dedicatória

Dedico este trabalho a minha esposa Divalnice Damaso Santos Andrade, minhas filhas Jordana Andrade Santos e Ana Clara Andrade Santos e a minha mãe Maria de Jesus Andrade Pereira pela compreensão e paciência nas horas que não lhes dei a devida atenção e pelos incentivos nos momentos de aflição e desânimo.

Ronay de Andrade Pereira

Agradecimentos

Primeiramente a Deus, por ter me concedido a oportunidade de iniciar este trabalho, bem como força e perseverança para concluí-lo.

Ao Professor João Manoel Dias Pimenta, pela orientação, paciência, e por me despertar para o interesse científico, bem como pela amizade que construímos ao longo do tempo.

Aos demais professores e técnicos do Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas da UNB que, direta ou indiretamente, contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho.

A Yamina Saheb, que dentre as dezenas de *emails* enviados, mundo afora, a diversos autores de artigos técnicos na área, foi a única a colaborar de fato com a concretização deste trabalho, cedendo sua tese e programa de simulação de um refrigerador doméstico.

Aos colegas mestrandos, que compartilharam comigo seus conhecimentos e me incentivaram, direta ou indiretamente, a não desistir deste projeto, em especial aos amigos José Araujo (do LAAR, principalmente pelas aulas de *WordCad* e bom papo), Nuno Dias, Guilherme, Glécia e Jamil.

Aos amigos que me acolheram e propiciaram condições para minha permanência em Brasília-DF no transcorrer do desenvolvimento deste trabalho, em especial ao Jeverson, ao Pedro e demais amigos por sempre me arrumarem um cantinho para ficar.

Aos meus amigos de Goiânia, que entenderam minha renúncia em compartilhar com eles diversos momentos de lazer e amizade, por causa da necessidade de tempo para preparar este trabalho.

Aos colegas mestrandos Ricardo Fouad, Jair e Mário pelo pontapé inicial nesta jornada, pelas caronas de Goiânia a Brasília, pelas tarefas compartilhadas e pelo incentivo a não desistir de um sonho.

Ao amigo Igor dos Santos, pela enorme ajuda na elaboração dos programas computacionais necessários para a conclusão desta dissertação.

Em especial a minha esposa Nice, minhas filhas Jordana e Ana Clara e a minha mãe Maria de Jesus, pelo grande apoio e incentivo, pelas orações e principalmente pela grande paciência em aturar meus aborrecimentos nos momentos de aflição.

RESUMO

UMA NOVA METODOLOGIA PARA O CÁLCULO DO IMPACTO DAS APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO RESIDENCIAIS SOBRE O AQUECIMENTO GLOBAL

Autor: Ronay de Andrade Pereira

Orientador: João Manoel Dias Pimenta

Programa de Pós-graduação em Ciências Mecânicas

Brasília, 10 de setembro de 2010

Este trabalho tem por finalidade apresentar uma proposta de metodologia para se avaliar o impacto da utilização de sistemas de refrigeração doméstica no meio ambiente, em especial no aquecimento global do planeta. Os sistemas de refrigeração contribuem de forma direta e indireta para o incremento do efeito estufa na Terra e, conhecer a forma e a quantidade desta influência é importante para a tomada de decisões no sentido de se buscar a mitigação dos seus efeitos negativos sobre o meio ambiente. A metodologia proposta consistiu na revisão de modelos apresentados por outros autores, com uma análise mais profunda e detalhada da influência específica de componentes do sistema de refrigeração, tais como, fluidos refrigerantes e compressores, sobre o valor do índice a ser obtido, considerando-se a influência da degradação temporal destes componentes na perda do desempenho do sistema e no aumento do consumo energético pelo mesmo. Para verificar a aplicabilidade da metodologia proposta, a mesma foi testada considerando-se um sistema de refrigeração doméstica, modelado matematicamente e funcionando sob condições pré estabelecidas de operação, sendo que os valores obtidos através desta metodologia foram confrontados com os valores calculados pelo método tradicional. Os resultados comparativos indicaram que o índice obtido pela metodologia proposta por este trabalho retrata mais fielmente a influência do funcionamento de um sistema de refrigeração no aquecimento global, ao longo de sua vida útil de utilização.

ABSTRACT

A NEW METHOD FOR CALCULATING THE IMPACT OF RESIDENTIAL COOLING APPLICATIONS ON GLOBAL WARMING

Author: Ronay de Andrade Pereira

Orientador: João Manoel Dias Pimenta

Programa de Pós-graduação em Ciências Mecânicas

Brasília, 10 September 2010

This study aims to propose a methodology to assess the impact of the use of domestic refrigeration systems in the environment, in particular global warming. Refrigeration systems contribute directly and indirectly to the increased greenhouse effect on Earth, and knowing the nature and quantity of this influence is important for decision making in order to seek to mitigate its negative effects on the environment. The methodology consisted of reviewing the models presented by other authors, with a deeper analysis of the influence of specific and detailed components of the refrigeration system, such as refrigerants and compressors on the index value to be obtained, considering the influence of the temporal degradation of these components in the loss of system performance and increasing energy consumption for the same. To verify the applicability of the methodology, it has been tested considering a domestic refrigeration system, modeled mathematically and working under conditions of pre-set operation, and the values obtained by this method were compared with values calculated by the traditional method. The comparative results showed that the index obtained by the methodology proposed by this work more accurately portrays the influence of the operation of a cooling in global warming, over its lifetime of use.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	V
RESUMO	VI
ABSTRACT.....	VII
SUMÁRIO.....	VIII
TABELAS.....	X
FIGURAS.....	XI
SÍMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIACÕES.....	XIII
1- INTRODUÇÃO.....	1
1.1- O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA.....	1
1.2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
1.3- OBJETIVOS.....	10
1.4- METODOLOGIA.....	10
1.5- ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	11
2- IMPACTO DAS APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO SOBRE O AQUECIMENTO GLOBAL.....	13
2.1- DEGRADAÇÃO DA CAMADA DE OZÔNIO.....	13
2.1.1- ODP (Ozone Depletion Potential).....	15
2.2- EFEITO ESTUFA.....	16
2.2.1- <i>Global Warming Impact (GWP)</i>	18
2.2.2- <i>Total Equivalent Warming Impact (TEWI)</i>	20
2.2.3- <i>Life Cycle Climate Performance (LCCP)</i>	21
3- MODELO DO REFRIGERADOR DOMÉSTICO.....	22
3.1- ASPECTOS GERAIS.....	23
3.2- MODELAGEM DOS COMPONENTES PRINCIPAIS.....	26
3.2.1- Compressor.....	26
3.2.2- Trocadores de Calor.....	28
3.2.2.1- Condensador.....	32
3.2.2.2- Evaporador.....	34

3.2.3- Tubo Capilar.....	35
3.2.4- Gabinete do Refrigerador.....	38
3.3- FLUXOGRAMA DO MODELO BÁSICO DO REFRIGERADOR.....	41
3.4- RESULTADOS DO SIMULADOR.....	42
4- AVALIAÇÃO DOS FATORES DE DEGRADAÇÃO ENERGÉTICA E AMBIENTAL.....	43
4.1- CARGA DE REFRIGERANTE E DESEMPENHO DO SISTEMA.....	44
4.1.1- Cálculo da carga de refrigerante.....	49
4.1.2- Massa de refrigerante no evaporador.....	55
4.1.3- Massa de refrigerante no condensador.....	59
4.1.4- Massa de refrigerante no compressor.....	63
4.1.5- Vazamento do fluido refrigerante.....	64
4.1.6- A redução de carga e o comportamento do sistema de refrigeração.....	67
4.2- DESGASTE DO COMPRESSOR.....	70
4.3- PERDA DE EFICIÊNCIA DO ISOLAMENTO TÉRMICO.....	74
4.4- FLUXOGRAMA DO MODELO PROPOSTO.....	75
4.5- RESULTADOS OBTIDOS COM A NOVA METODOLOGIA.....	76
5- AVALIAÇÃO DE METODOLOGIAS.....	84
5.1- O PARQUE BRASILEIRO DE REFRIGERADORES E SEU CONSUMO.....	84
5.2- TEWI SEGUNDO O PARQUE BRASILEIRO DE REFRIGERADORES.....	86
5.3- A SUBSTITUIÇÃO DOS REFRIGERADORES E O IMPACTO AMBIENTAL.....	89
6- CONCLUSÕES E PROPOSTAS.....	94
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	98
APÊNDICE A- CARACTERÍSTICAS DO REFRIGERADOR MODELADO.....	106
APÊNDICE B- CARACTERÍSTICAS DO COMPRESSOR MODELADO.....	108
APÊNDICE C- PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DO REFRIGERADOR.....	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1- Valores de ODP para refrigerantes selecionados (Pimenta, 2007).....	16
Tabela 2.2- Valores de GWP para refrigerantes selecionados (Pimenta, 2007).....	19
Tabela 3.1- Resistências térmicas das camadas de revestimento do gabinete refrigerado (Hermes, 2006).....	39
Tabela 3.2 - Valores comparativos entre a potência calculada e a indicada em catálogo...	42
Tabela 3.3 - Valores das temperaturas, segundo norma ASHRAE 32.....	42
Tabela 4.1 - Taxas de vazamentos de fluidos refrigerantes em refrigeração doméstica.....	66
Tabela 4.2 - Consumo energético em função da redução de carga de refrigerante.....	70
Tabela 4.3 - Consumo energético em função da degradação do isolamento térmico.....	75
Tabela 4.4 - Consumo energético em função da degradação do isolamento térmico.....	79
Tabela 5.1 – Parque de refrigeradores no Brasil e seu consumo energético.....	85
Tabela 5.2 – TEWI total em função do parque de refrigeradores no Brasil em 2005.....	89
Tabela 5.3 – Idade média dos refrigeradores no Brasil por região e faixa de renda (Jannuzzi, 2007)	92
Tabela 5.4 – TEWI em função da renovação dos refrigeradores no Brasil em 2005.....	93
Tabela 5.5 – Indicadores obtidos com a substituição de refrigeradores no Brasil.....	93

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1- Perfil da camada de ozônio e faixa de radiação UV filtrada pela mesma.....	14
Figura 2.2- Esquema de destruição do ozônio na atmosfera através dos radicais de cloro .	15
Figura 2.3- Representação esquemática do efeito do aquecimento global	17
Figura 2.4- Tendências da emissão e absorção de gases na atmosfera terrestre de 1.700 a 2.200 (BSH, 2007).....	18
Figura 3.1- Consumo de energia elétrica residencial percentual (Júnior, 2005).....	22
Figura 3.2- Ciclo inverso de Carnot- ciclo de refrigeração (Pereira, 2009).....	23
Figura 3.3- Representação esquemática do refrigerador.....	24
Figura 3.4- Parâmetros que caracterizam o sistema de refrigeração e suas interligações (Pereira, 2009).....	25
Figura 3.5- Diagrama de funcionamento de um compressor alternativo (Pereira, 2009)....	26
Figura 3.6- Modelos do condensador (a) e do evaporador (b)	29
Figura 3.7- Representação de um condensador arame sobre tubo	33
Figura 3.8- Representação de um evaporador <i>Roll-Bond</i> (Hermes et al, 2008).....	35
Figura 3.9- Representação do tubo capilar com trocador de calor interno (Hermes et al, 2008).....	36
Figura 3.10- Modelo do gabinete do refrigerador.....	38
Figura 3.11- Fluxograma para determinar as variáveis do sistema de refrigeração.....	41
Figura 4.1- Variação no consumo do compressor com a carga de refrigerante (Grace et al, 2004).....	46
Figura 4.2- Variação do COP com a carga de refrigerante (Grace et al, 2004).....	46
Figura 4.3- Impacto da variação de carga de refrigerante na eficiência de um chiller (Calm, 2002).....	47
Figura 4.4- Variação do ciclo de refrigeração em função da massa de refrigerante (Vjacheslav et al, 2000).....	48
Figura 4.5- Distribuição da carga de fluido refrigerante no sistema de refrigeração.....	49
Figura 4.6- Distribuição da massa de fluido refrigerante nos trocadores de calor: (a) condensador (b) evaporador	50
Figura 4.7- Área de vapor e líquido na região bifásica de um trocador de calor: (a) velocidades iguais (b) velocidades diferentes (Poggi et al, 2000).....	52
Figura 4.8- Evolução da carga de refrigerante com o tempo de vida do refrigerador, em função da taxa de vazamento de 2,5 a.a.	67

Figura 4.9- Influência do tempo de uso sobre o desempenho de um compressor: (a) eficiência volumétrica (b) potência de compressão (Nascimento et al, 2008).....	72
Figura 4.10- Comportamento da eficiência de um compressor com seu tempo de uso	73
Figura 4.11- Fator de Degradação em função da idade do equipamento (Cardoso, 2008)..	74
Figura 4.12 - Regressão polinomial característica do desgaste do compressor.....	75
Figura 4.13-Influência da Degradação do isolamento no consumo do refrigerador (Johnson, 2004).....	78
Figura 4.14- Regressão polinomial característica da degradação do isolamento do gabinete.....	79
Figura 4.15- Fluxograma para o cálculo do novo TEWI de um refrigerador doméstico.....	80
Figura 4.16- Evolução do TEWI para um sistema com e sem vazamento de refrigerante..	81
Figura 4.17- Evolução do TEWI para um sistema com e sem degradação do compressor..	82
Figura 4.18- Evolução do TEWI para um sistema com e sem degradação do isolamento..	83
Figura 4.19- Evolução do TEWI para um sistema com e sem degradação total.....	84
Figura 5.1- Evolução do parque de refrigeradores no Brasil (Cardoso e Nogueira,2008)...	87
Figura B.1 - Ensaio do compressor segundo ASHRAE 32 (Embraco,2009).....	108
Figura B.2- Ensaio do compressor para diferentes temperaturas de evaporação e $T_{cd}=55^{\circ}\text{C}$ (Embraco, 2009).....	108
Figura B.3- Gráfico da eficiência volumétrica do compressor pela razão de compressão	109
Figura B.4- Gráfico da eficiência isentrópica do compressor pela razão de compressão..	110

LISTA DE SÍMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIACÕES

Símbolos

a	Constante qualquer, adimensional
A	Área da superfície de troca de calor, m ²
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento
AEA	Agente de expansão auxiliar
AFEAS	Estudo de alternativas, ambientalmente aceitáveis, aos Fluorocarbonos
A _h	Área da abertura do orifício em uma tubulação, m ²
ar	Eficiência radiante devido ao crescimento unitário na abundância atmosférica do gás de referência, W/m ² kg
a _x	Eficiência radiante devido ao crescimento unitário na abundância atmosférica de uma substância qualquer, W/m ² kg
b	Constante qualquer, adimensional
BAS	Grupo Britânico de pesquisa da Antártida
c	Constante qualquer, adimensional
C _d	Constante de descarga, adimensional
CEPTEC	Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos
CFC	Clorofluorocarbono
CGIEE	Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética
C _{min}	Capacidade térmica mínima de um fluido em relação a outro, W/°C
COP	Coefficiente de desempenho do compressor, adimensional
CONPET	Programa Nacional de Racionalização do Uso de Derivados de Petróleo e do Gás Natural
C _p	Calor específico de um fluido, J/kg°C
C _r	Relação entre as capacidades térmicas de dois fluidos, adimensional
d	Constante qualquer, adimensional
d _{int}	Diâmetro interno de um tubo, m
DOE	Departamento de energia dos Estados Unidos
e	Espessura da aleta do condensador, m
E	Espessura do isolamento térmico do gabinete do refrigerador, m
E _{CO₂, G}	Emissão de CO ₂ na geração de eletricidade, kgCO ₂ / kWh
EES	<i>Software</i> para cálculos de engenharia

G	Velocidade mássica de um fluido, kg/s.m ²
GWP	Potencial de um gás no aquecimento global, adimensional
h	Entalpia específica, kJ/kg
h _{e,x}	Entalpia específica na entrada de uma região do trocador de calor, kJ/kg
h _{s,x}	Entalpia específica na saída de uma região do trocador de calor, kJ/kg
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorocarbono
HFC	Hidrofluorocarbono
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IEE	Índice de efeito estufa, adimensional
INPE	Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia
IPCC	Painel intergovernamental para mudanças climáticas
ITH	Horizonte de tempo integrado, anos
ISO	Organização de Padronização Internacional
k	Coefficiente de condutibilidade térmica, J/kg.°C
L	Comprimento de um tubo, m
L _{rate}	Taxa anual de fluido refrigerante emitido, %
M	Massa de fluido, kg
<i>m</i>	Vazão mássica, kg/s
MDL	Mecanismo de Desenvolvimento Limpo
MME	Ministério das Minas e Energia
N	Rotações do motor do compressor, rps
NUT	Número de unidades de transferência, adimensional
ODP	Potencial de depleção da camada de ozônio, adimensional
ONU	Organização das Nações Unidas
PBE	Programa Brasileiro de Etiquetagem
P _c	Pressão de condensação, Pa
P _e	Pressão de evaporação, Pa
P ^m	Peso molecular
PNAD	Pesquisa Nacional por Amostra de domicílio
PROCEL	Programa de Conservação de Energia Elétrica
PU	Poliuretano expandido

Q	Quantidade de calor trocado, W
r (t)	Decaimento transiente na abundância da liberação instantânea do gás de referência
S	Taxa de deslizamento, adimensional
T	Temperatura, °C
TEWI	Equivalente total para o impacto no aquecimento global, kgCO ₂
T _{serv}	Número de horas de operação anual do compressor de um refrigerador, h
U	Coefficiente global de transmissão de calor, W/m ² .°C
V	Volume, m ³
v	Volume específico, m ³ /kg
V _{cl}	Volume deslocado pelo compressor, m ³
V _{útil}	Vida útil do refrigerador, anos
\dot{W}_{el}	Potência elétrica do equipamento, W
W _{cp}	Consumo do compressor, W
X	Constante qualquer, adimensional
x (t)	Decaimento transiente na abundância da liberação instantânea de um gás

Símbolos Gregos

α	Fração de vazio, adimensional
β	ψ , Coeficientes de sucateamento (valor igual a 0,4)
γ	Relação entre calores específicos, adimensional
ε	Efetividade, adimensional
η_{AL}	Eficiência da aleta de um trocador de calor, adimensional
η_{iso}	Eficiência isoentrópica do compressor, adimensional
η_v	Eficiência volumétrica do compressor, adimensional
λ	Coefficiente de transferência de calor, W/m ² .°C
μ	Viscosidade de um fluido, kg/m.s
π	Constante igual a 3,1416...., adimensional
ρ	Densidade de uma substância, kg/m ³
Σ	Somatória de um conjunto de valores
σ	Solubilidade do fluido refrigerante no óleo de lubrificação do compressor
τ	Vida útil de uma substância, anos
φ	Fator relacionado à liberação de radicais halógenos do fluido, adimensional
χ	Título da substância na região de saturação, adimensional
ψ	Coeficientes de sucateamento (valor igual a 0,5)
ω	Número de átomos halógenos da molécula, adimensional

Subscritos

<i>AL</i>	Referente à aleta de um trocador de calor
<i>amb</i>	Referente ao ambiente externo
<i>ar</i>	Ar que circunda um trocador de calor
<i>cd</i>	Condensador
<i>cond</i>	Condução de calor
<i>cp</i>	Compressor
<i>ev</i>	Evaporador
<i>gab</i>	Gabinete do refrigerador
<i>int</i>	Relativo à região interna de um tubo
<i>iso</i>	Processo Isentrópico
<i>L</i>	Estado líquido de uma substância
<i>LIQ</i>	Estado líquido de uma substância
<i>max</i>	Valor máximo
<i>min</i>	Valor mínimo
<i>monf</i>	Região monofásica de um trocador de calor
<i>ref</i>	Fluido refrigerante
<i>sat</i>	Estado saturado de um fluido
<i>sub</i>	Estado sub-resfriado de um fluido
<i>sup</i>	Estado superaquecido de um fluido
<i>TCI</i>	Trocador de calor interno
<i>V</i>	Estado de vapor de uma substância
<i>1</i>	Relativo à entrada de fluido refrigerante no compressor (sucção)
<i>2</i>	Relativo à saída de fluido refrigerante no compressor (descarga)
<i>3</i>	Relativo à entrada de fluido refrigerante na região saturada do condensador
<i>4</i>	Relativo à saída de fluido refrigerante da região saturada do condensador
<i>5</i>	Relativo à saída do fluido refrigerante do compressor (sub-resfriada)
<i>6</i>	Relativo à entrada de fluido refrigerante no evaporador
<i>7</i>	Relativo à saída de fluido refrigerante da região saturada do evaporador
<i>8</i>	Relativo à saída de fluido refrigerante do compressor (superaquecida)

Números Adimensionais

$Nu = \frac{\gamma \cdot d}{k}$	Número de Nusselt
$Pr = \frac{\mu \cdot cp}{k}$	Número de Prandtl
$Re = \frac{G \cdot d}{\mu}$	Número de Reynolds

1- INTRODUÇÃO

1.1- O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

Os desafios impostos diante da contínua degradação ambiental do planeta que gera, entre outros problemas, grandes alterações climáticas e catástrofes naturais, levam o homem a refletir sobre as causas destes acontecimentos, suas consequências e como evitá-los, de forma a garantir condições de sobrevivência das gerações atual e futura.

A corrida desenfreada por soluções tecnológicas que facilitem o dia-a-dia do ser humano, traz consigo efeitos colaterais que já vêm sendo sentidos a um bom tempo. Prova desta afirmação é uma previsível escassez dos recursos naturais utilizados como combustíveis fósseis para atender as indústrias e alguns meios de locomoção e as alterações anuais no clima em diversos continentes, com excesso de chuvas ou períodos de estiagem anormais.

Diante deste cenário, fatores como emissão de CO₂, espessura da camada de ozônio, potencial de aquecimento global e outros fazem parte do cotidiano, cabendo a todos conhecer os elementos que os afetam, as consequências da falta de controle sobre os mesmos e propor soluções que amenizem essas consequências.

A camada de ozônio (O₃) é uma espécie de capa protetora que envolve a terra e que funciona como um filtro absorvedor de raios ultravioletas provindos do Sol, que em grandes quantidades causam diversos males aos seres vivos. Esta camada vem apresentando uma degradação significativa e perigosa, provocada por gases do tipo clorofluorcarbonos (CFC), utilizados como propelentes em aerossóis, fluidos refrigerantes dos equipamentos de refrigeração e na produção de espumas plásticas. Diante deste alerta, a Organização das Nações Unidas (ONU) estabeleceu o Protocolo de Montreal, em 1987, onde se propôs a redução gradativa da emissão dos gases com potencial de destruição da camada de ozônio, em especial os utilizados em sistemas de refrigeração.

As alterações climáticas que vêm ocorrendo em consequência das emissões de CO₂ na atmosfera é uma das maiores preocupações atuais da humanidade. Levantamentos recentes (ABRAVA, 2000) revelam que a quantidade de CO₂ emitido, por fontes diversas, é bem maior do que a capacidade de absorção pela flora terrestre. Esse superávit de CO₂ na atmosfera agrava o efeito estufa, com consequente acréscimo da temperatura no globo terrestre (Camargo e Faria, 2002).

Em 1997, em Kyoto, no Japão, foi realizada uma convenção destinada a discutir os problemas provocados pelo aquecimento global e, a partir das discussões, foi emitido

um documento conhecido como “Protocolo de Kyoto”, assinado por dezenas de países, onde ficou estabelecida uma redução de 5% do CO₂ emitido entre 2008 e 2012, tendo 1990 como ano base. Este documento apontou alguns gases, entre eles os hidrofluorcarbonos (HFC), como os maiores contribuintes para o efeito estufa e as recomendações para a progressiva redução na utilização dos mesmos.

Em Haia, na Holanda, no ano de 2000, aconteceu a reunião do Painel Intergovernamental Sobre Mudança Climática (IPCC). O IPCC, vinculado ao Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente, divulgou um documento com o balanço do clima global, e uma das descobertas mais preocupantes foi que o limite superior do aquecimento global nos próximos 100 anos pode ser bem maior do que o estimado preliminarmente, em 1995, pelo próprio IPCC. Naquele cenário concluiu-se que, no pior caso, as temperaturas médias se elevariam 3°C, e neste novo balanço a temperatura média global pode ficar 6°C acima da média de 1990 (IPCC, 2000).

Diante do cenário acima previsto, a necessidade de redução nas emissões dos gases de efeito estufa na atmosfera é inevitável e urgente. Assim, várias pesquisas vêm sendo realizadas em diversas regiões do mundo, procurando descobrir o potencial de aquecimento global nas mais diversas atividades do cotidiano humano, como reduzir ou anular esse potencial sem prejuízo a essas atividades ou, ainda, como substituí-las por outras menos agressivas sem afetar a qualidade de vida do ser humano.

A produção do frio, utilizando sistemas de refrigeração, é atualmente uma atividade essencial à sobrevivência do ser humano na Terra, porém é também uma fonte de emissão de gases de efeito estufa, quer seja direta ou indiretamente, através do seu funcionamento. Após o Protocolo de Kyoto a preocupação mundial, referente aos sistemas de refrigeração, estendeu-se ao aquecimento global visto que alguns fluidos refrigerantes apresentavam altos índices de potencial para este aquecimento, e estavam consequentemente sendo largamente utilizados nos mais diversos sistemas de produção do frio, tais como em refrigeração doméstica, automotiva e industrial. Outro fator a observar, é que a energia (elétrica ou mecânica) necessária para o funcionamento destes dispositivos requer uma forma de produção que, em sua maioria, também geram gases de efeito estufa na atmosfera terrestre.

Os esforços agora, após as deliberações dos protocolos citados, se concentram no desenvolvimento de sistemas de refrigeração que utilizem fluidos refrigerantes que não agredam o meio ambiente, que operem com baixa carga destes fluidos e com menor necessidade de energia, de forma a se reduzir as emissões diretas e indiretas de dióxido de

carbono na atmosfera. Neste sentido as pesquisas em sistemas de refrigeração passaram a ter papel significativo tendo conduzido ao desenvolvimento e emprego de soluções menos prejudiciais à natureza. Como exemplo, destaca-se a utilização de fluidos refrigerantes naturais, que ganham cada vez mais importância mundial, por pouco ou nada contribuírem para o incremento da destruição da camada de ozônio e no aquecimento global, além de serem mais baratos e mais abundantes na natureza. Dentro desta classificação de fluidos refrigerantes naturais encontram-se a Amônia, o CO₂ e os Hidrocarbonetos (Davies e Caretta, 2003).

Uma das formas de se avaliar o desempenho de um sistema de refrigeração e sua influência no meio ambiente, principalmente no aquecimento global, é somando-se as emissões diretas associadas ao fluido refrigerante com as emissões indiretas, oriundas do processo de obtenção da energia elétrica gerada para alimentar o sistema de refrigeração que o utiliza. O resultado desta operação se traduz em um índice denominado *Total Equivalent Warming Impact* (TEWI), em kg CO₂.

Por vários anos o TEWI vem sendo utilizado como uma referência da contribuição dos equipamentos de refrigeração no aquecimento global. Observa-se, porém, que os valores obtidos pela metodologia tradicional do cálculo do TEWI não consideram aspectos importantes referentes ao funcionamento real de um sistema de refrigeração, bem como são carregados de incertezas, oriundas dos valores assumidos pelas variáveis que compõem a formulação existente.

Diante deste fato, este estudo propõe uma revisão na metodologia tradicional do cálculo do TEWI, visando incluir parâmetros que melhor traduzam o desempenho real de um sistema de refrigeração ao longo de sua vida útil, principalmente em relação ao seu consumo energético. Uma ênfase especial será dada à refrigeração doméstica, por ser tratar de um segmento comum em todo o planeta, e que pode servir como base de teste da nova metodologia a ser proposta, confrontando-se os valores a serem obtidos com os disponíveis na literatura e calculados segundo a metodologia tradicional, de forma a estabelecer uma correlação entre ambos e testar a confiabilidade da mesma.

1.2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A busca pela correlação entre o funcionamento do sistema de refrigeração e seu potencial de aquecimento global é hoje mais do que uma curiosidade científica, é uma necessidade crescente, visto que o fenômeno do efeito estufa precisa ser imediatamente

combatido como forma de preservação da vida terrestre. Vários estudos vêm sendo desenvolvidos com este intuito e, dentro deste contexto, situam-se os que procuram determinar, com a maior precisão possível, a quantidade equivalente de CO₂ liberado pelos sistemas de refrigeração na atmosfera.

Os fluidos refrigerantes, utilizados na maioria dos sistemas de refrigeração existentes no mundo, são as maiores motivações às pesquisas a respeito da influência do funcionamento de um sistema de refrigeração sobre o meio ambiente. Ao longo de décadas, diferentes substâncias foram testadas e efetivamente usadas como fluido de trabalho em sistemas de refrigeração. No início, foram utilizados os fluidos naturais, amônia e o CO₂ ainda, no começo do século 20, passou-se pelos hidrocarbonetos (HC) culminando, nos dias atuais, com a utilização de fluidos sintéticos, produzidos em laboratório a partir das características necessárias a cada sistema. Dentre estes fluidos refrigerantes sintéticos destacam-se os clorofluorocarbonos (CFC) como o R12, os hidroclorofluorocarbonos (HCFC) como o R-22 e os hidrofluorocarbonos (HFC) como o R-134a. O surgimento, o uso efetivo e o fim da utilização destes fluidos foram marcados, de uma forma ou outra, pelas interferências que os mesmos tiveram no meio ambiente.

Os CFC surgiram, por volta de 1930, como uma promessa de fluido refrigerante seguro, diante dos perigos inerentes ao uso de amônia e hidrocarbonetos, tais como alta toxicidade e inflamabilidade, bem como eram economicamente viáveis, principalmente em sistemas de pequeno porte (Teixeira e Pimenta, 2004). Com a degradação da camada de ozônio relacionada ao seu uso e pelo seu potencial de aquecimento global, estes fluidos foram condenados pelo Protocolo de Montreal e substituídos em algumas utilizações pelos hidroclorofluorocarbonos. Os HCFC, que por possuírem átomos de hidrogênio substituindo um ou mais átomos de cloro e/ou flúor, tornavam-se mais instáveis e minimizavam em muito o potencial de destruição da camada de ozônio (BSH, 2007). Os CFC remanescentes e os HCFC foram gradativamente substituídos pelos HFC, por apresentarem potencial de destruição da camada de ozônio quase nulo, em relação aos seus antecessores. Atualmente o uso dos HFC está sob vigilância, uma vez que seu potencial de aquecimento global é consideravelmente alto e, por isso, foram classificados pelo Protocolo de Kyoto como de alto risco, e cuja utilização deve ser mais bem avaliada e se possível, substituídos. Diante do cenário apresentado, os fluidos naturais estão sendo novamente estudados e apontados como alternativas viáveis à substituição dos demais fluidos, principalmente em sistemas de refrigeração doméstica e comercial.

O estudo do impacto ambiental dos fluidos refrigerantes alternativos aos CFC apontou uma metodologia para se determinar o potencial de aquecimento global destas substâncias em suas diversas utilizações. Fischer et al (1991) apresentaram uma metodologia, em um trabalho encomendado pelo AFEAS e DOE, para se determinar o equivalente total de impacto no efeito estufa dos gases propostos a substituírem os CFC. A metodologia apresentada considerava as utilizações destes fluidos em sistemas de refrigeração e quando utilizados como propelentes em aerossóis, fabricação de isolantes térmicos e produtos de limpeza em metais e eletrônica e comparava os dados para equipamentos situados na Europa, Japão e América do Norte, cada um com sua particularidade regional. O objetivo principal deste trabalho foi a comparação do potencial de aquecimento global entre os CFC e seus prováveis substitutos, na época, os HCFC e os HFC. Os autores procuraram associar as emissões diretas dos fluidos refrigerantes na atmosfera, em um horizonte de tempo integrado e em equivalente de CO₂, com as emissões indiretas, oriundas do consumo de energia necessária ao funcionamento dos equipamentos analisados, também em equivalente de CO₂. O resultado desta associação produziu um índice denominado TEWI.

Fischer et al (1994) repetiram o estudo anterior, ainda sob o endosso do AFEAS e DOE, considerando-se, agora, a inclusão dos HCFC no rol dos fluidos a serem substituídos e a utilização dos HFC e HC como fluidos alternativos, bem como a possibilidade da utilização de novas tecnologias não-convencionais (NIK) para a produção do frio, tais como o uso de CO₂ na fase transcítica, sistemas de adsorção e absorção, resfriamento evaporativo, refrigeração termoacústica e outras. A principal diferença entre os dois estudos citados é a utilização de um horizonte de tempo integrado (ITH) de 100 anos no segundo, ao invés de 500 anos como utilizado no primeiro trabalho. O ITH define o valor para o potencial de aquecimento global (GWP) da substância, sendo este valor também inerente à composição desta substância, e o GWP é uma variável componente no cálculo do TEWI referente à parcela direta da emissão de gases.

Comparando-se os resultados entre os dois estudos, observou-se que os melhoramentos nos equipamentos reduziram a parcela dos efeitos indiretos no cálculo do TEWI, em função da redução do consumo energético pelos mesmos. Este resultado mostrou que a eficiência energética é uma potente ferramenta na mitigação do potencial de mudança climática. Observou-se, ainda, que o uso de HC reduzia muito mais o TEWI, em comparação com o uso de CFC e HCFC, devido ao baixo GWP dos mesmos.

Em continuação à avaliação de novos fluidos refrigerantes, Fischer et al (1997) publicaram um novo estudo do impacto destas substâncias no aquecimento global. Desta vez, foram calculados os índices TEWI para aplicações de refrigeração com o uso dos HFC e fluidos sem fluorocarbono como os HC, a Amônia e o CO₂. A metodologia adotada continuou sendo a mesma do primeiro estudo publicado pelos autores, porém despertou-se a atenção para uma melhor análise dos valores obtidos devido às incertezas oriundas dos dados utilizados nos cálculos. Estas incertezas referem-se ao desempenho do equipamento, às condições de operação do mesmo, às taxas de emissões de fluido refrigerante e às emissões de CO₂ dadas pelo índice GWP e pelas formas de produção de energia necessárias para operar o sistema. Diante destas incertezas, optou-se por desprezar pequenas diferenças nos valores do TEWI calculados para uma mesma aplicação, que utiliza mesmo tipo de equipamento e mesma fonte energética, mas fluidos refrigerantes diferentes. Sob essas circunstâncias sugere-se que o TEWI deva ser considerado um índice comparativo e não absoluto (Solvay, 1997), e não deve ser o único fator a ser analisado quando se comparar tecnologias e fluidos diferentes. Neste caso, deve-se ainda comparar a segurança, custos, riscos à saúde, possibilidade de reciclagem, facilidade de manutenção e fontes regionais de energia (Sand et al, 1999).

A partir do método sugerido pelo AFEAS e DOE, diversos segmentos no setor de refrigeração passaram a publicar artigos referentes ao cálculo do TEWI em atividades específicas. Desta forma, Heap e Lawton (1999) demonstraram uma forma de calcular o impacto no aquecimento global causado pela utilização de um contêiner refrigerado. Eles utilizaram o algoritmo tradicional para o cálculo do TEWI, e o adaptaram às condições de utilização de um contêiner utilizado para estocagem de produtos resfriados. Suas conclusões reforçaram a tese de que o TEWI é um parâmetro dependente do sistema como um todo, inclusive da forma como este é utilizado, e não um índice intrínseco ao fluido refrigerante, sendo, portanto, de precisão limitada, considerando-se as hipóteses assumidas para o seu cálculo.

Baseados, ainda, na metodologia tradicional de cálculo do TEWI, Davies e Caretta (2004) apresentaram uma solução de engenharia para a redução de emissões de CO₂ equivalente em grandes sistemas de refrigeração que utilizam o princípio da expansão direta de fluido refrigerante. A proposta aponta para a utilização de fluidos naturais, menos agressivos ao meio ambiente e em alterações nas condições de operação do sistema, de forma a reduzir o consumo energético e conseqüentemente a parcela indireta do TEWI. Segundo eles, a redução de consumo energético, especificamente, em sistemas utilizados

em grandes supermercados, pode ser alcançada com a diminuição nas temperaturas de condensação, o uso de temperaturas de evaporação mais altas, o acréscimo no sub-resfriamento e o controle do superaquecimento do fluido refrigerante. Os resultados deste estudo servem como exemplo de como cada variável, componente da metodologia de cálculo do TEWI, pode influenciar na determinação do mesmo e orientar quais medidas a serem adotadas para reduzir este valor e o conseqüente impacto ambiental.

No Brasil, surgiram recentemente alguns ensaios para a determinação da influência de sistemas de refrigeração no aquecimento global utilizando métodos semelhantes aos difundidos pelo AFEAS e DOE. Taborianski et al (2007) propuseram uma forma de se comparar o potencial de aquecimento global, associado ao consumo de energia elétrica, em sistemas de ar condicionado de diferentes características construtivas, que atenderiam ao mesmo tipo de ambiente e capacidade de refrigeração. Os sistemas testados foram os aparelhos de ar condicionado de janela, splits e central de água gelada. A metodologia utilizada consistia em multiplicar o equivalente em emissão de CO₂ e CH₄, obtidos a partir de uma previsão de consumo anual de energia dos sistemas estudados, pelo índice GWP destas duas substâncias. Somando-se essas variáveis encontrava-se um valor referencial denominado Índice de Efeito Estufa (IEE) em kg_{equivalente} de CO₂. Os resultados obtidos não foram confrontados com os valores tradicionais do TEWI, porém uma conclusão em comum com este método é que o consumo de energia elétrica está estreitamente ligado ao impacto ambiental referente ao aquecimento global.

No relatório do IPCC (2007) a metodologia para o cálculo do TEWI, inicialmente apresentada pelo AFEAS, foi ratificada e desde então vem sendo utilizada da forma como proposta originalmente.

Em relação à parcela indireta no cálculo do TEWI, o item de maior relevância relaciona-se à potência consumida pelos equipamentos de refrigeração.

Como forma de melhor prever o consumo de energia elétrica pelos refrigeradores domésticos, Knabben et al (2008) propuseram um modelo simplificado para este fim. Considerando o sistema em regime permanente e modelando os componentes principais do mesmo como: compressor, trocadores de calor, ventilador e gabinete refrigerado, os pesquisadores chegaram a valores muito próximos dos encontrados em ensaios experimentais, para isso, utilizaram um equipamento refrigerador *frost-free* funcionando sob determinadas condições de operação, tais como diferentes temperaturas de condensação. O erro médio encontrado de 5%, quando se comparando o modelo proposto com o experimental, demonstra que a proposta é confiável.

Outro método de avaliação do consumo de energia elétrica pelos refrigeradores domésticos no Brasil, se baseia na relação entre o parque de equipamentos desagregados por idade e no consumo unitário padronizado pelo PBE/INMETRO, ensaiados em câmaras a 32°C, corrigido pelos efeitos da degradação de eficiência ao longo da vida útil dos equipamentos e pela temperatura média anual ambiente brasileira (22,2°C). A correção do consumo unitário dos refrigeradores por essas duas variáveis resulta em valores mais representativos de consumo dos refrigeradores instalados no Brasil. Neste caso, assume-se que nos primeiros cinco anos não há degradação de eficiência dos refrigeradores, no entanto, a partir do sexto ano de idade, os refrigeradores começam a perder desempenho, que chega a 60% da eficiência original ao final da vida útil, estimada em 16 anos, em média. A média de temperatura anual foi ponderada pela posse de refrigeradores pela população de cada mesorregião geográfica brasileira (Cardoso e Nogueira, 2008).

Masjuki et al (2000) conduziram um experimento para investigar o efeito de diversos fatores relacionados ao modo de utilização de refrigeradores domésticos sobre seu consumo de energia elétrica. Conforme os resultados obtidos neste estudo, a temperatura do ambiente onde se encontra instalado o equipamento é responsável pelo aumento de 40 Wh no consumo, a cada acréscimo de 1°C. Ainda concluíram que, cada abertura de porta aumenta o consumo em 10 Wh e que cada redução de 1°C na temperatura interna, controlada pelo termostato, aumenta em 10% o consumo de energia. Outros fatores analisados referem-se aos efeitos da variação de umidade relativa no ambiente e à carga do produto a refrigerar. De todos esses fatores analisados, a temperatura ambiente é a mais importante, pois influencia no consumo de energia devido tanto aos efeitos da transmissão de calor por condução através do gabinete do refrigerador e infiltração de ar no mesmo, quanto pela eficiência termodinâmica do ciclo de refrigeração quando sujeito a diferentes temperaturas do ar que troca calor no condensador.

Ciantar e Hadfield (2003) propuseram um estudo tribológico de durabilidade associado com o impacto ambiental causado por refrigeradores domésticos. Para tal, construíram uma bancada de ensaios na qual o compressor era submetido a testes de desempenho com diferentes fluidos refrigerantes. A potência consumida e suas variações ao longo do período de testes eram monitoradas, e estes dados eram posteriormente estudados a fim de relacionar as forças de atrito e desgaste com as flutuações de potência consumida. A potência elétrica consumida em cada compressor era monitorada por transdutores de potência, e estes eram submetidos a dois testes diferentes que simulavam 15 anos de serviço de um refrigerador.

Ainda se tratando da relação entre o tempo de utilização de um equipamento de refrigeração e o seu consumo de energia elétrica, Pimenta et al (2006) propuseram uma nova metodologia para se avaliar a degradação do desempenho de compressores em função do seu tempo de serviço, mediante ensaios de vida acelerada. A metodologia consiste na utilização de uma bancada de ensaios, desenvolvida e construída pelos pesquisadores, onde se submete o compressor a um ciclo de vida acelerada e controlada em alguns parâmetros como pressões na região superaquecida do fluido, tempo de serviço e de parada. O compressor é submetido a uma análise tribológica antes e após os ensaios e os resultados são comparados, de modo a se ter condições de avaliar o grau de degradação de cada componente, o estado da mistura óleo e refrigerante, o desempenho em função destes desgastes e, conseqüentemente, o custo energético e ambiental do sistema. Este ensaio e o citado anteriormente, comprovam a importância de se considerar a degradação de desempenho de um compressor ao longo de sua vida útil como parte do cálculo do impacto ambiental devido à utilização de refrigeradores domésticos.

Outro fator que afeta diretamente o consumo de energia elétrica e também a parcela direta do cálculo do TEWI, se refere aos vazamentos de fluidos refrigerantes para a atmosfera. A literatura traz poucas informações sobre vazamentos de fluidos refrigerantes em equipamentos de refrigeração residencial. No âmbito comercial, este assunto é tratado com maior ênfase, o que pode ser observado nos artigos de Birndt et al (2001) e Peixoto e Giacomo (2007), onde os pesquisadores apontam os principais pontos suscetíveis a vazamentos de fluidos refrigerantes nos equipamentos e as taxas percentuais destes vazamentos, para equipamentos de refrigeração utilizados em supermercados na Alemanha e Brasil respectivamente. Para emissões em refrigeração residencial a melhor referência pode ser fornecida por IPPC (2007), onde pesquisas apontam valores de 2 a 3% como taxas referenciais de vazamentos de fluidos refrigerantes durante um ano de utilização.

Nas pesquisas relatadas acima, se observa que o TEWI é particularmente valioso nas decisões sobre a escolha de sistemas alternativos em novas instalações de refrigeração, mas também pode ser usado para minimizar o impacto ambiental em instalações existentes, à medida que pode fornecer dados relativos às diversas fontes de emissões de CO₂, diretas e indiretas. Com estes dados, podem-se adotar medidas para reduzir este impacto, como a otimização do desempenho dos sistemas.

1.3- OBJETIVOS

O atual estágio de conhecimento revela que, a metodologia para a determinação de um índice que traduza o impacto de um sistema de refrigeração sobre o aquecimento global não considera aspectos relacionados à degradação que este sistema sofre ao longo do seu período de utilização. Estes aspectos podem ser relacionados à redução da eficiência do sistema ao longo de sua vida útil, com conseqüente aumento no consumo de energia, caso se queira obter o mesmo desempenho de um sistema novo. Desta forma, este estudo sugere a implantação destes fatores de degradação como variáveis na determinação de um novo índice que melhor represente a situação real do funcionamento de um sistema de refrigeração, especialmente o utilizado em refrigeradores domésticos e sua influência no aquecimento global do planeta.

A proposta de cálculo de um índice que reflita com maior realismo a relação entre um sistema de refrigeração e o meio ambiente é importante, na medida em que o mesmo possa ser adotado como padrão para se determinar quais as implicações ambientais da utilização destes sistemas e qual a melhor escolha para uma dada aplicação.

O propósito específico do estudo é uma análise mais profunda no tradicional método de determinação do TEWI e a inserção, no algoritmo de cálculo do mesmo, dos fatores relacionados à perda de eficiência do equipamento devido à degradação de alguns de seus componentes, como por exemplo, o compressor, bem como outros fatores que influenciam direta e indiretamente no potencial de CO₂ liberado na atmosfera. Após a determinação deste novo índice, o mesmo será testado em simulações de sistemas de refrigeração doméstica sob diferentes condições de utilização, considerando-se os efeitos da degradação, das condições climáticas externas e o uso de diferentes fluidos refrigerantes, naturais e sintéticos.

Assim espera-se que a metodologia a ser desenvolvida aponte para a determinação de um índice adequado, embutido de maior realismo, e desta forma o mesmo possa ser proposto como indicador referencial da influência dos sistemas de refrigeração no aquecimento global

1.4- METODOLOGIA

Conforme já descrito, esta dissertação propõe uma revisão na forma de cálculo do índice atualmente utilizado como determinante da influência dos sistemas de refrigeração

no aquecimento global, mediante a análise mais aprofundada dos fatores reais que influenciam em sua determinação, propondo nova metodologia para o cálculo do mesmo.

Para alcançar os objetivos propostos, será utilizada a seguinte metodologia de trabalho:

- a) Inicialmente serão levantadas todas as publicações com propostas de cálculo de índices para a determinação da influência de sistemas de refrigeração no aquecimento global, bem como as bases técnicas em que foram amparadas, os resultados já obtidos com a utilização destas metodologias e os possíveis pontos negligenciados e passíveis de maior estudo.
- b) Em uma segunda etapa serão avaliadas todas as variáveis possíveis, envolvidas no impacto das aplicações de refrigeração sobre o aquecimento global, sua importância na composição de um índice indicador deste impacto e a forma de determinação dos seus valores.
- c) De posse de todas as variáveis envolvidas no processo, será desenvolvida uma nova metodologia para o cálculo do índice que relacione um sistema de refrigeração com o aquecimento global, a partir de uma breve revisão dos modelos existentes e a implementação dos dados obtidos nas etapas anteriores.
- d) O índice proposto será testado em um modelo de sistema de refrigeração doméstica, considerando-se a variação no desempenho destes equipamentos, ao longo do período de utilização. Os resultados obtidos serão confrontados com os da literatura, de forma a se estabelecer um paralelo entre eles e testar a coerência destes resultados, bem como traçar previsões sobre diferentes cenários.
- e) Em se mostrando viável, a metodologia desenvolvida será proposta como uma forma de se obter a relação entre os sistemas de refrigeração e seu impacto sobre o aquecimento global do planeta.

1.5- ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O trabalho será dividido em 6 (seis) capítulos, a serem apresentados em uma sequência lógica que permita a compreensão de todos os passos adotados na determinação da metodologia proposta.

O presente capítulo apresentou o tema em estudo e sua relevância, a cronologia dos fatos que geraram o interesse pelo assunto, bem como os estudos desenvolvidos e que servirão de base para o desenvolvimento da metodologia proposta. Ainda apresentou os objetivos gerais e específicos deste trabalho e a metodologia adotada para alcançar os resultados esperados.

O capítulo 2 apresentará o impacto sobre o aquecimento global das aplicações de refrigeração. Serão descritos os métodos existentes para se determinar o grau deste impacto, ensaios em sistemas, bem como os pontos, nos mesmos, que merecem destaque e estudos mais aprofundados.

No capítulo 3, será apresentada uma modelagem matemática para um refrigerador doméstico, destacando os componentes principais do sistema e suas variações com as condições a que é submetido o equipamento, bem como suas influências na determinação do índice indicativo do aquecimento global.

O capítulo 4 trará a modelagem da metodologia proposta, com a aplicação de todas as variáveis capazes de influenciar nos valores a serem obtidos, iniciando-se com uma breve revisão dos modelos existentes, a adoção de um modelo como base para o trabalho e a implementação da metodologia proposta. Nesta fase, o modelo obtido será preliminarmente testado.

No capítulo 5, a metodologia proposta será definitivamente testada e os resultados obtidos serão avaliados de forma a garantir a confiabilidade na mesma, confrontando-os com resultados obtidos pelos métodos tradicionais. Nesta etapa, também, serão apresentadas previsões de uso do modelo proposto, traçadas sobre diferentes cenários.

No capítulo 6, serão apresentadas as conclusões referentes aos resultados do trabalho, a validade da metodologia proposta e sugestões para a continuação da abordagem do assunto em trabalhos futuros.

2- IMPACTO DAS APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO SOBRE O AQUECIMENTO GLOBAL

No transcorrer do século 20, a humanidade experimentou uma tremenda evolução tecnológica no mundo industrializado e em especial nas áreas de transporte, comunicações, medicina e alimentação. Como suporte a essas mudanças uma gama de novas indústrias e processos se desenvolveram propiciando, por várias décadas, inúmeros benefícios. Porém, por vezes, algumas dessas mesmas atividades trouxeram consigo alguns efeitos indesejáveis e que se refletem nos dias atuais como uma preocupação mundial.

Nas últimas décadas a polêmica sobre o fenômeno do aquecimento global, fruto de um incremento constante na liberação indiscriminada de gases de efeito estufa na atmosfera, passou a fazer parte das preocupações mundial. A humanidade corre agora em busca de minimizar os efeitos deste fenômeno, paralisando ou substituindo processos inadequados de produção industrial por outros que não produzam os mesmos problemas que os seus antecessores. Dentro deste contexto, a indústria da refrigeração surge como uma das que muito colaboraram e que continuam colaborando para o aquecimento global do planeta, principalmente após o Protocolo de Kyoto, que incluiu entre os gases de efeito estufa alguns fluidos utilizados em sistemas de refrigeração, como os HFC e outros.

Para efeito de cálculo do potencial de agressividade de um fluido refrigerante ao meio ambiente, especificamente através do incremento do aquecimento global e redução da camada de ozônio, os seguintes parâmetros devem ser levados em consideração: *Ozone Depletion Potential* (ODP); *Global Warming Potential* (GWP) e *Total Equivalent Warming Impact* (TEWI).

2.1- DEGRADAÇÃO DA CAMADA DE OZÔNIO

A atmosfera terrestre é constituída por aproximadamente 21% de O₂ e 79% de N₂, sendo que esta composição varia muito pouco até 70 km de altura. À medida que as radiações solares chegam à Terra, uma parte delas vão sendo absorvidas seletivamente por algumas substâncias, de forma que próximo à superfície não ocorra incidência de raios nocivos aos seres vivos.

O ozônio (O₃), uma forma alotrópica do oxigênio formado por 03 (três) moléculas desta substância, forma um escudo protetor na atmosfera contra a penetração de vários tipos de radiação, sendo a principal delas a ultravioleta que é responsável, entre outros

males, pela incidência de câncer de pele e lesões oculares. Nas plantas, o excesso de radiação ultravioleta determina a redução do ritmo de crescimento e produtividade. A camada de ozônio corresponde a uma faixa de aproximadamente 30 (trinta) mil metros de espessura, conforme Figura 2.1, se inicia perto de 15 km da superfície terrestre e evita que parte das radiações ultravioletas atinja a superfície terrestre (BSH, 2007).

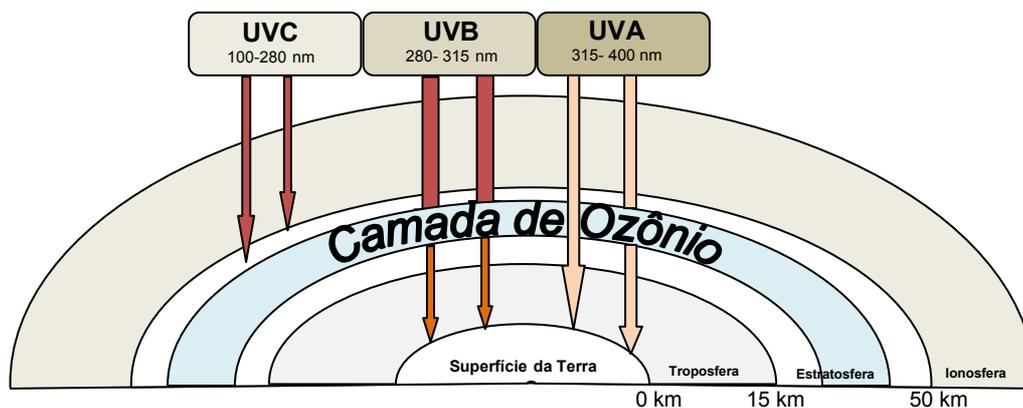


Figura 2.1- Perfil da Camada de Ozônio e faixa de radiação UV filtrada pela mesma

Em 1957, cientistas britânicos começaram as medições da camada de ozônio com o objetivo de entender o papel importante que o ozônio realiza ao absorver parte da energia solar. Durante os primeiros 20 anos de estudo, eles observaram que a quantidade de ozônio seguia um padrão sazonal regular e, depois disto, desvios significantes começaram a ser observados. Em todas as primaveras, a camada de ozônio estava ficando mais fraca do que a anterior e, pelo ano de 1984, estava claro que a estratosfera da Antártica estava progressivamente alterando-se. Na primavera de 1985, o grupo de estudo BAS confirmou a existência do “buraco” na camada de ozônio na Antártica, confirmando as previsões de Rowland e Molina (1974) que publicaram as primeiras pesquisas sobre a ameaça à camada de ozônio.

Este fenômeno foi e continua sendo o resultado de emissões de gases halogenados, como os CFC, HCFC e brometo de metila, utilizados em sistemas de refrigeração como solventes industriais, como propelentes em aerossóis, na agricultura, etc. A destruição da camada de ozônio ocorre quando as moléculas de cloro e bromo, presentes nos compostos citados, reagem preferencialmente com o oxigênio, quebrando a ligação existente no O_3 , retirando um átomo de oxigênio e produzindo outra estrutura química, como o monóxido de cloro (ClO), um gás pouco estável e o oxigênio (O_2), conforme Figura 2.2. A reação tem continuidade e logo o átomo de cloro libera o de oxigênio que se

liga a um átomo de oxigênio de uma molécula de ozônio, e o átomo de cloro passa a destruir outra molécula de ozônio, criando uma reação em cadeia (BSH, 2007).

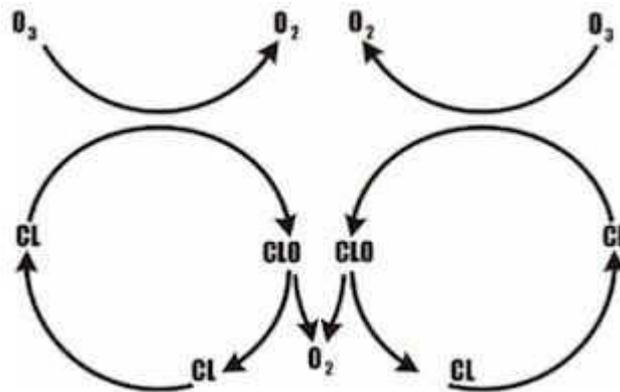


Figura 2.2- Esquema da destruição do ozônio na estratosfera através dos radicais de cloro
 Fonte : <http://www.sefloralcom.br/ea01071809.htm> (acesso em 04/2009)

2.1.1 *Ozone Depletion Potential (ODP)*

Índice que traduz o potencial de uma substância para a depleção da camada de ozônio. O fluido refrigerante CFC11 é tomado como referência, tendo o maior potencial (ODP = 1). Embora o ODP de um refrigerante não guarde relação com seu desempenho energético, este é um critério chave na escolha do refrigerante.

O ODP em regime permanente representa o montante relativo de ozônio destruído pela emissão contínua de um gás ao longo da vida atmosférica deste, e pode ser melhor definido pela relação:

$$ODP_{sub\ x} = \frac{\text{Mudança global do } O_3 \text{ devido a massa unitaria do fluido refrigerante "x"}}{\text{Mudança global do } O_3 \text{ devido a massa unitaria do fluido CFC11}}$$

Para o cálculo do ODP de uma substância, a mudança global do ozônio devido a massa desta substância deve ser determinada por modelos numéricos. Uma aproximação semiempírica baseada em observações de troca na troposfera-estratosfera é definida pela Equação 2.1, conforme citado por Pimenta (2007).

$$ODP = \Phi \cdot \varphi \cdot \frac{\tau_x}{\tau_{CFC11}} \cdot \frac{P^m_{CFC11}}{P^m_x} \cdot \frac{\omega_x}{3} \quad (2.1)$$

onde:

Φ fator de eficiência de depleção relativa

φ fator relacionado à liberação de radicais halógenos

τ vida da substância

P^m peso molecular

ω número de átomos halógenos da molécula

Valores de ODP para diversos fluidos refrigerantes podem ser observados na Tabela 2.1:

Tabela 2.1. Valores de ODP para refrigerantes selecionados
Fonte : Pimenta (2007)

Refrigerante		ODP	Origem
CFC 11	Triclorofluormetano	1	Sintético
CFC 12	Diclorodifluormetano	0,82	Sintético
HCFC 22	Clorodifluormetano	0,005	Sintético
HFC 134a	1,1,1,2	$< 1,5 \times 10^{-5}$	Sintético
HFC 407c	R32/R125/R134a	0	Sintético
HFC 410a	R32/R125	0	Sintético
HC 290	Propano	0	Natural
HC 600a	Iso-butano	0	Natural
R744	Dióxido de Carbono	0	Natural
R717	Amônia	0	Natural

2.2- EFEITO ESTUFA

A atmosfera terrestre, por sua composição e estrutura, interage simultaneamente com a irradiação solar e a superfície da terra, estabelecendo um sistema de trocas energéticas que explicam muitos fenômenos que afetam a vida no planeta.

Da radiação solar que atinge a Terra, cerca de 70% é absorvida, sendo 51% pela superfície e 19% pela atmosfera. A fração da energia solar absorvida pela superfície aquece o planeta e provoca reações químicas e transformações físicas no mesmo. O planeta irradia para o espaço uma quantidade de energia igual a que recebe do sol, sob a forma de radiação eletromagnética na faixa do infravermelho, conforme Figura 2.3. Parte desta radiação é absorvida por gases que envolvem a Terra (o nitrogênio e o oxigênio não absorvem radiação infravermelha), aquecendo-a naturalmente e propiciando o desenvolvimento da vida terrestre (BSH, 2007). Entretanto, esse balanço energético encontra-se ameaçado pelo fenômeno denominado efeito estufa cuja, consequência principal, é o aquecimento global do planeta a níveis cada vez mais preocupantes.

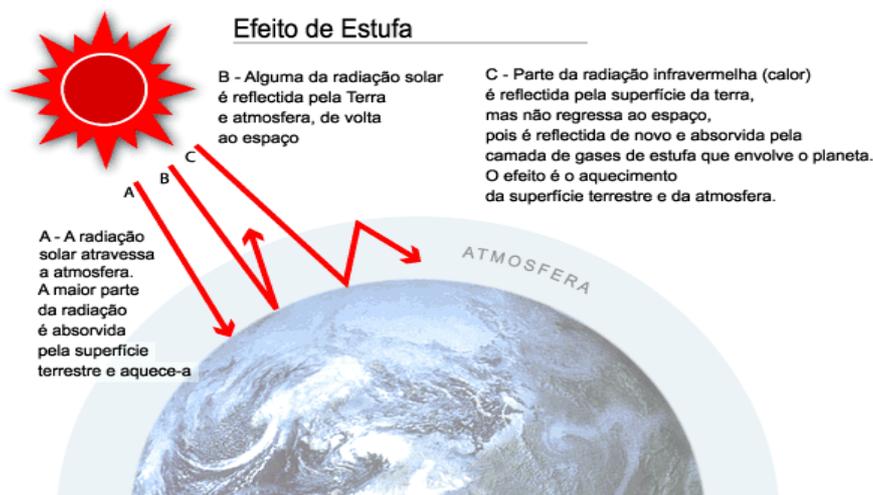


Figura 2.3: Representação esquemática do efeito do aquecimento global
 Fonte : <http://www.rudzerhost.com/ambiente/estufa.htm> (acesso em 05/2009)

Cabe ressaltar que grande parte do efeito estufa natural se deve à presença de água na atmosfera, vapor d'água (85%) e partículas d'água (12%). Outros gases que contribuem para o efeito estufa são: o dióxido de carbono (CO_2), o metano (CH_4), o óxido nitroso (N_2O) e o hexafluoreto de enxofre (SF_6). Os sistemas de refrigeração contribuem para o incremento do efeito estufa devido a utilização de fluidos refrigerantes como os CFC, os HFC e os HCFC, sendo este último grupo recentemente incluso, pelo Protocolo de Kyoto, no rol dos gases de efeito estufa a terem sua utilização reduzida ou interrompida.

A cada ano, 7 bilhões de toneladas de CO_2 equivalente, são emitidos pelo setor industrial em todo o planeta, devido aos diversos gases citados acima. Considerando-se que o metabolismo da flora terrestre é capaz de absorver por volta de 3,7 bilhões desse total, o saldo de 3,3 bilhões de toneladas/ano permanece na atmosfera (ABRAVA, 2000). A Figura 2.4 ilustra a tendência de absorção e emissão de gases na atmosfera terrestre, onde a parte tracejada é uma ilustração das possíveis tendências para os próximos anos, caso não haja mudanças significativas no âmbito das emissões e absorções de gases.

Considerando-se que o tempo de residência desses gases na atmosfera pode variar de 50 a 200 anos, e levando-se em conta apenas o período de 1860 a 1999, tem-se como consequência um aumento de $0,7^\circ\text{C}$ na temperatura da atmosfera e $0,31^\circ\text{C}$ na temperatura dos oceanos (Camargo e Faria, 2002).

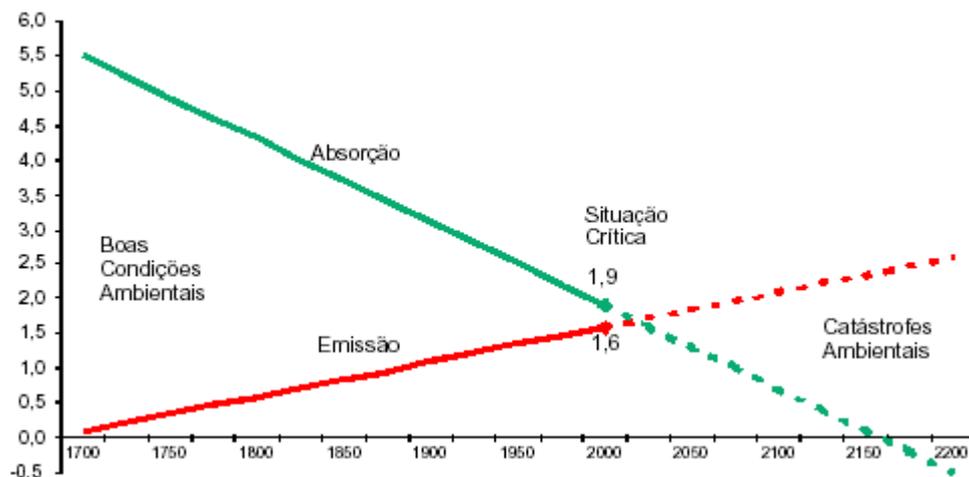


Figura 2.4- Tendências da Emissão e Absorção de Gases na Atmosfera Terrestre de 1700 a 2200 (Em gigatoneladas) Fonte : BSH (2007)

O aumento na taxa de emissões dos gases de efeito estufa, devido à queima de combustíveis fósseis (CO_2 , NO_2 , NH_4 e outros) usados principalmente na geração de energia mecânica e elétrica, contribuiu significativamente para o incremento do aquecimento global, que vem sendo mais claramente percebido desde o final da década de 70 (Bhatti, 1998).

Durante a convenção que resultou na assinatura do Protocolo de Kyoto, criou-se um mecanismo de flexibilização para as compensações nas emissões dos gases de efeito estufa, denominado Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL). Pelo MDL, os países industrializados poderão financiar, nos países em desenvolvimento, projetos que levem a uma redução da emissão dos gases de efeito estufa e descontar, de seu balanço próprio de emissões, essa redução obtida em outro país.

Os sistemas de refrigeração impactam no aquecimento global da Terra na medida em que alguns fluidos refrigerantes utilizados nestes sistemas e com potencial de efeito estufa vazam para a atmosfera, bem como de forma indireta, pois a energia necessária ao seu funcionamento provém de um processo de obtenção que também gera efeito estufa. A medida do potencial direto de efeito estufa de um fluido refrigerante é dada pelo índice *Global Warming Impact* (GWP).

2.2.1- *Global Warming Impact* (GWP)

Mede o impacto de uma substância como gás de efeito estufa, relativo ao efeito de aquecimento global de uma massa similar de dióxido de carbono por um intervalo de tempo específico cujo valor deve ser especificado. O GWP é calculado pela razão entre o

efeito radiante temporal integrado da liberação instantânea de 1 kg de uma dada substância, em relação à liberação de 1 kg de um gás de referência – CO₂, conforme Equação 2.2.

$$GWP(x) = \frac{\int_0^{ITH} a_x [x(t)] dt}{\int_0^{ITH} a_r [r(t)] dt} \quad (2.2)$$

onde,

ITH Horizonte de tempo dentro do qual o cálculo é considerado

a_x, a_r Eficiência radiante devido ao crescimento unitário na abundância atmosférica da substância em questão

$x(t), r(t)$ Decaimento transiente na abundância da liberação instantânea de substância, e as quantidades correspondentes para o gás de referência no denominador

O índice GWP de uma substância expressa, portanto, a contribuição integrada (sobre um horizonte de tempo) de uma dada massa de substância, em relação a contribuição integrada da mesma massa de um gás de referência (CO₂) sobre o mesmo horizonte de tempo, conforme citado por Pimenta (2008).

O GWP de alguns fluidos refrigerantes usuais é mostrado na Tabela 2.2. Como se vê, os hidrocarbonetos apresentam valores muito reduzidos de GWP, em comparação com os fluidos sintéticos, sendo, portanto, soluções adequadas do ponto de vista ambiental.

Tabela 2.2- Valores de GWP para refrigerantes selecionados
Fonte: Pimenta (2007)

Refrigerante		GWP (100 anos)	Vida Atmosférica (anos)
CFC 11	Triclorofluormetano	3.800	45
CFC 12	Diclorodifluormetano	8.500	100
HCFC 22	Clorodifluormetano	1.900	11,8
HFC 134 ^a	1,1,1,2	1.300	13,6
HFC 407c	R32/R125/R134a	1.980	< 32,6
HFC 410 ^a	R32/R125	2.340	< 32,6
HC 290	Propano	< 1	< 1
HC 600 ^a	Iso-butano	< 1	< 1
R744	Dióxido de Carbono	1	> 50
R717	Amônia	<1	-----

2.2.2- Total Equivalent Warming Impact (TEWI)

O conceito de TEWI foi desenvolvido no início dos anos 90, a pedido do AFEAS e do DOE, como um índice comparativo do impacto de aquecimento global entre aplicações de refrigeração semelhantes e que utilizavam diferentes fluidos refrigerantes (Fischer et al, 1991). Este indicador procurava combinar os efeitos do aquecimento global devido ao CO₂ equivalente, liberado na atmosfera pela forma de geração da energia elétrica consumida ao longo da vida útil de um sistema de refrigeração (efeito indireto), com os efeitos resultantes da emissão direta na atmosfera do fluido refrigerante usado por este sistema (efeito direto).

Assim, a porção de refrigerante é convertida para o montante equivalente de CO₂ (CO₂equ,DIRETO) e então adicionada às emissões equivalentes de CO₂ causadas pela geração (CO₂equ,INDIRETO), dando origem ao TEWI, conforme Equação 2.3.

$$TEWI = CO_2equ_{DIRETO} + CO_2equ_{INDIRETO} \quad (2.3)$$

Deve-se observar que tanto o componente direto quanto o indireto dependem do sistema em questão, não fazendo sentido apresentar o TEWI para um refrigerante em particular, pois, vazamentos e eficiência do sistema não são propriedades do refrigerante em si (Pimenta, 2008). Além disso, o impacto pode exceder a vida do equipamento, logo se deve escolher uma base de tempo adequada (um horizonte de tempo integrado de 100 anos é com frequência usado). A parcela associada ao impacto direto é dada pela Equação 2.4 e a associada ao efeito indireto é calculada pela Equação 2.5.

$$CO_2equ_{DIRETO} = M_{ref} L_{rate} V_{util} GWP \quad (2.4)$$

onde,

- M_{ref} Carga de refrigerante no equipamento
- L_{rate} Taxa anual de refrigerante emitido (reposições, vazamentos)
- V_{util} Vida útil econômica do equipamento

$$CO_2equ_{INDIRETO} = \dot{W}_{el} T_{serv} V_{util} E_{CO_2,G} \quad (2.5)$$

onde,

\dot{W}_{el}	Potência elétrica do equipamento
T_{serv}	Número de horas de operação anual
$E_{CO_2,G}$	Emissão de CO ₂ na geração de eletricidade

O índice TEWI é muito útil como forma de comparação do impacto de aquecimento global entre sistemas de refrigeração e diferentes fluidos refrigerantes, porém, devido às considerações utilizadas em sua obtenção, o mesmo não deve ser o único fator a ser observado quando se for escolher a melhor alternativa para uma dada aplicação em refrigeração. Neste caso, deve-se ainda considerar outros fatores tais como: segurança, custos, reciclagem e outros fatores ambientais e energéticos (Sand et al, 1999).

Em refrigeração, o uso do TEWI pode ser aplicado à otimização de sistemas, onde o principal objetivo é a mitigação do impacto no aquecimento global causado pelos mesmos. Neste caso, a redução no impacto ambiental pode-se dar por:

- a) -uso de fluidos refrigerantes com índices GWP menores;
- b) -redução nas emissões (vazamentos, por exemplo) de fluidos refrigerantes;
- c) -melhoria no desempenho dos equipamentos, de forma a reduzir o consumo de energia elétrica.

2.2.3- Life Cycle Climate Performance (LCCP)

O conceito de LCCP é mais antigo e abrangente do que o do TEWI, pois calcula o impacto ao longo da vida útil de um equipamento devido as emissão direta e indireta de gases de efeito estufa, incluindo neste cálculo as emissões não intencionais durante o processo de produção das substâncias químicas que compõe o sistema, a energia envolvida na fabricação dos componentes, a energia consumida na operação e as emissões quando da disposição final ou reciclagem do equipamento (Peixoto, 2006).

O conceito de LCCP corrige certos “erros” específicos na aplicação de análises baseadas no TEWI, como:

- a) Não inclusão da energia e emissão de gases de efeito estufa associados com a produção de refrigerantes;
- b) Uso inadequado do ITH de 100 anos em conjunção com certos gases de efeito estufa de longa vida;
- c) Não consideração das perdas/emissões associadas aos fluidos de trabalho no fim de vida do produto (Pimenta, 2008).

3- MODELO DO REFRIGERADOR DOMÉSTICO

O consumo de energia elétrica no ambiente residencial é um ponto de preocupação mundial Furlanetto e Possamai (2001) publicaram um artigo onde se alerta para a necessidade da melhoria na conservação da energia elétrica de uso residencial, com investimentos das empresas fabricantes dos equipamentos eletrodomésticos, para a melhoria no rendimento energético dos mesmos, com o engajamento público para incentivar pesquisas nesta área e na educação do consumidor para se evitar desperdícios.

Inúmeros fatores contribuem para a discussão acerca deste tema, dentre eles destaca-se a utilização de equipamentos para refrigeração doméstica, como geladeiras e *freezers*. Os refrigeradores domésticos consomem o equivalente a 30% do total do consumo médio de energia elétrica residencial no Brasil, conforme Figura 3.1, o que representa um alto impacto ambiental e reforça a importância de estudos sobre as variáveis envolvidas nestes sistemas e, como o uso dos mesmos, afeta o meio ambiente.

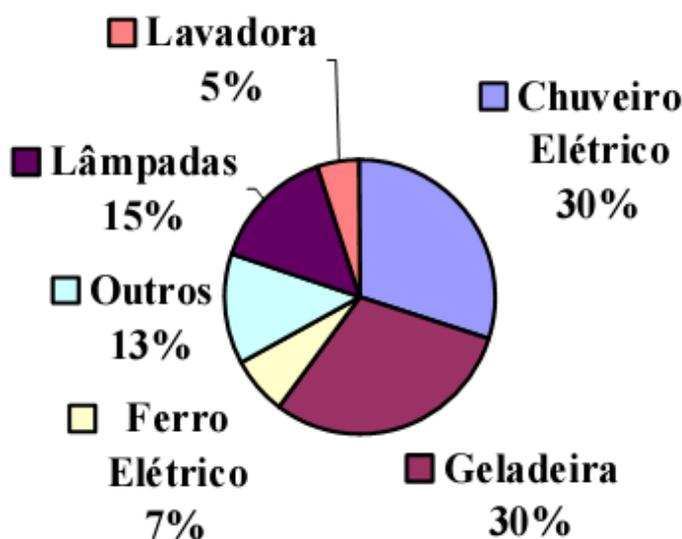


Figura 3.1- Consumo de energia elétrica residencial percentual
Fonte : Júnior, Silva 2005.

Para a determinação da eficiência energética de um sistema de refrigeração doméstico, uma das formas usuais é a modelagem matemática do refrigerador, partindo-se da modelagem dos seus componentes. Com esse modelo, pode-se simular o funcionamento do equipamento sob várias condições de operação, e, através dos resultados obtidos adotar medidas para otimização energética do mesmo.

3.1 ASPECTOS GERAIS

Um refrigerador doméstico opera segundo a teoria do Ciclo Reverso de Carnot, onde o calor passa de uma fonte de baixa para uma de alta temperatura, mediante o fornecimento de uma quantidade de energia na forma de trabalho, conforme Figura 3.2.

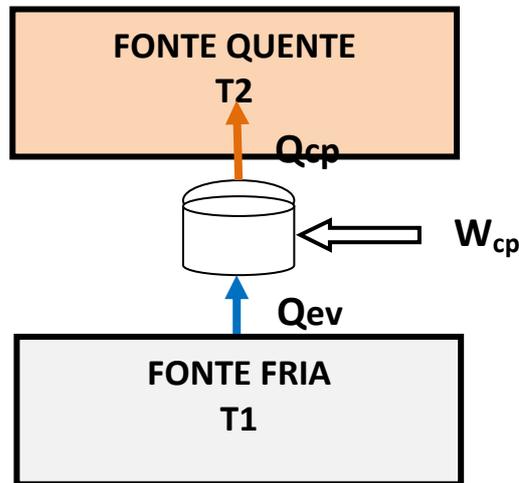


Figura 3.2- Ciclo Inverso de Carnot- ciclo de refrigeração
Fonte : Pereira, 2009.

Uma forma típica de produção do frio, aplicando os princípios de Carnot, é a da refrigeração por compressão mecânica de vapor, onde se utilizam substâncias (naturais ou desenvolvidas em laboratórios) que promovem a transferência de calor entre dois ou mais meios, mediante processos de mudança de fase.

O princípio de funcionamento de um sistema de refrigeração por compressão de vapor baseia-se na interação cíclica entre componentes básicos, que são: um compressor, um trocador de calor para a fonte quente, um dispositivo de expansão que pode ser de capacidade variável ou não, e um trocador de calor para a fonte fria. Este sistema básico pode ser incrementado com diversos acessórios que têm a função de otimizar o funcionamento do mesmo, de forma a se obter o máximo rendimento possível com o mínimo de trabalho fornecido. Um exemplo destes acessórios é o trocador de calor interno, que será apresentado neste capítulo.

O trocador de calor que opera na fonte quente é denominado condensador e o que opera na fria é o evaporador. O esquema de funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão de vapor aplicado a um refrigerador doméstico, com trocador de calor interno, é representado na Figura 3.3, onde um fluido refrigerante circula internamente pelos

componentes do sistema, no sentido crescente dos números assinalados, formando regiões termodinamicamente diferentes e permitindo que o processo se repita constantemente, enquanto o trabalho estiver sendo fornecido ao sistema.

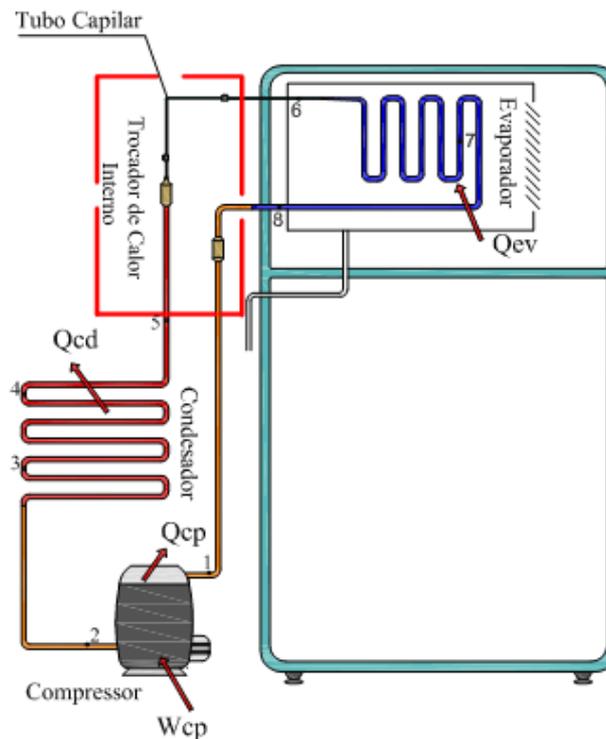


Figura 3.3- Representação esquemática do refrigerador modelado

Analisando o circuito apresentado na Figura 3.3, considerando-se o ciclo e tendo como ponto inicial o compressor, observa-se que após o processo de compressão do fluido refrigerante, que ocorre do ponto 1 ao 2, este é enviado ao condensador onde passará do estado de vapor superaquecido para um estado saturado, entre os pontos 2 e 3. Do ponto 3 ao 4 o fluido sofre uma mudança de fase, passando de vapor para líquido e a partir do ponto 4 até o 5 este líquido é sub-resfriado.

Saindo do condensador, o fluido vai para o dispositivo de expansão onde sofre uma variação de volume repentina, o que ocasiona uma brusca redução de pressão, sem produção de trabalho e acompanhado de um decréscimo da temperatura no mesmo. Neste ponto, o trocador de calor interno atua promovendo uma troca de calor entre o fluido que sai do dispositivo de expansão, ponto 6, em sentido ao evaporador, e o fluido que sai do evaporador (ponto 8), em sentido ao compressor, propiciando um aumento da capacidade de refrigeração do sistema e protegendo o compressor da possibilidade de compressão de líquido, o que causaria sua quebra.

Do dispositivo de expansão o fluido chega ao evaporador, ponto 6, e deste ao ponto 7 recebe calor do ambiente a refrigerar, fonte fria, mudando de um estado saturado para vapor. Do ponto 7 ao 8 o fluido continua recebendo calor da fonte fria, de modo a se tornar vapor superaquecido. Após esta etapa, passando pelo trocador de calor interno, o fluido refrigerante chega ao compressor, ponto 1, na forma de vapor superaquecido e pronto a sofrer o processo de compressão, que iniciou este ciclo, e que se repetirá enquanto o compressor estiver em funcionamento.

Observa-se que o compressor e o dispositivo de expansão dividem o sistema em duas grandes regiões: uma região de baixa pressão e outra de alta. O funcionamento do sistema é caracterizado pelas pressões de alta e baixa e pelos graus de superaquecimento e sub-resfriamento. Tais parâmetros são funções do desempenho de cada componente, da carga de refrigerante e da temperatura ambiente, como ilustra a Figura 3.4 (Pereira, 2009).

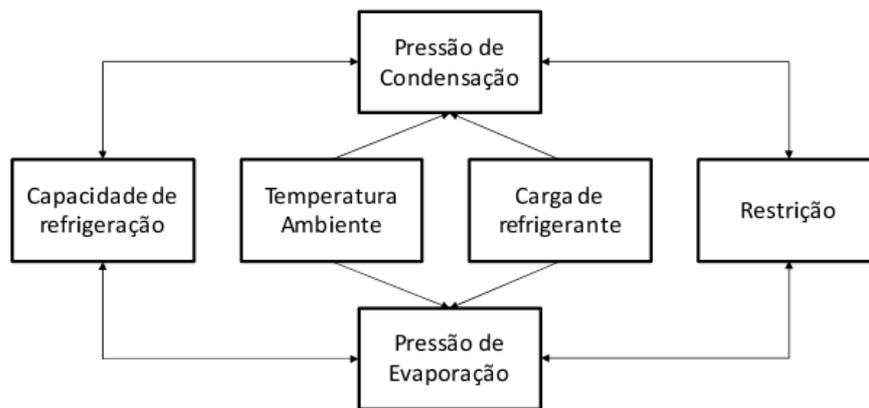


Figura 3.4- Parâmetros que caracterizam o sistema de refrigeração e suas interligações
 Fonte : Pereira, 2009.

A modelagem matemática de um refrigerador doméstico padrão requer que o mesmo seja dividido em sub-modelos de seus componentes principais como: compressor, condensador, evaporador, tubo capilar e gabinete. Esta modelagem é baseada nas leis de conservação de massa, momento e energia e nas equações de transferência de calor.

Como referência principal no desenvolvimento de uma modelagem do refrigerador doméstico, a ser apresentada neste capítulo, será utilizado o artigo produzido por Knabben et al (2008), onde os autores apresentam sub-modelos para os componentes de um refrigerador tipo *frost-free*, bem como o modelo desenvolvido por Saheb (2003). Estes dados serão adaptados para a modelagem de um refrigerador de gabinete simples,

que possui o evaporador integrado ao restante do gabinete em um compartimento único, retratando o perfil dos equipamentos ainda utilizados pela maioria da população brasileira.

3.2 MODELAGEM DOS COMPONENTES PRINCIPAIS

3.2.1 Compressor

O compressor adotado no refrigerador doméstico a ser modelado, é do tipo de deslocamento positivo, onde o processo de compressão é efetuado por um pistão que percorre internamente um cilindro em movimento alternativo e que, após a sucção do fluido refrigerante para dentro da câmara de compressão, reduz seu volume e aumenta sua pressão e temperatura, conforme Figura 3.5, onde se notam os processos de compressão (A-B), descarga (B-C), expansão (C-D) e sucção (D-A), Pereira (2009).

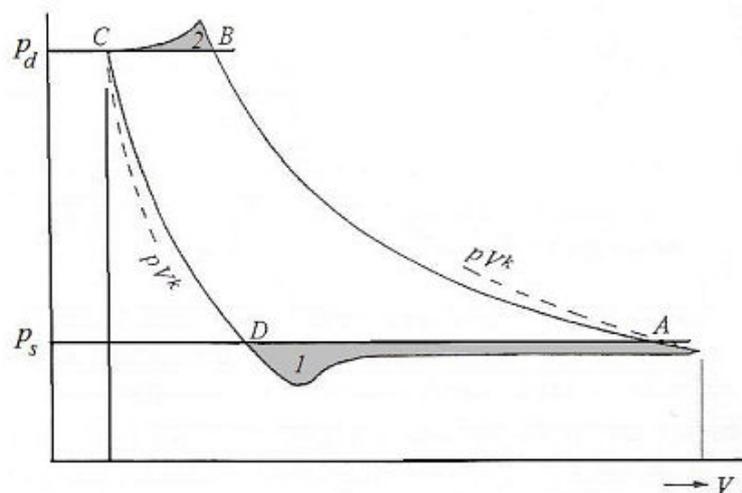


Figura 3.5- Diagrama de funcionamento de um compressor alternativo
Fonte : Pereira, 2009.

Pelo diagrama acima, pode-se perceber que existem perdas nas válvulas de sucção e descarga e que os processos de compressão e expansão reais não são isentrópicos, diferentemente do que ocorre em um compressor ideal (Gosney, 1982).

Considerando-se um balanço energético no compressor, funcionando em regime permanente, a condição do fluido refrigerante após o processo de compressão, ou seja, na descarga do mesmo, pode ser obtida a partir da determinação da sua entalpia h_2 neste ponto, conforme a Equação 3.1.

$$h_2 = h_1 + (W_{cp} - Q_{cp}) / \dot{m} \quad (3.1)$$

onde,

h_1 Entalpia na entrada do compressor

h_2 Entalpia na descarga do compressor

W_{cp} Potência consumida pelo compressor

Q_{cp} Calor trocado pelo compressor com o ambiente externo

\dot{m} Vazão mássica de fluido refrigerante pelo compressor

A vazão mássica deslocada pelo compressor pode ser obtida a partir da definição de eficiência volumétrica do mesmo, conforme Equação 3.2, de forma que possa se considerar que existem perdas no processo, quer por folgas, atrito ou devido ao espaço morto.

$$\dot{m} = \eta_v \cdot V_{cl} \cdot N / v_1 \quad (3.2)$$

onde,

η_v Eficiência volumétrica do compressor

V_{cl} Volume do cilindro do compressor

N Velocidade do Compressor

v_1 Volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor

A partir do conceito de eficiência isoentrópica de compressão, η_{iso} , definida como a relação entre a potência consumida em um processo de compressão isentrópico e um processo real, pode-se obter o consumo real de potência pelo compressor W_{cp} , conforme a Equação 3.3.

$$W_{cp} = \dot{m} \cdot (h_{2,s} - h_1) / \eta_{iso} \quad (3.3)$$

A entalpia $h_{2,s}$ é obtida considerando-se a pressão de descarga do compressor e a entropia do refrigerante na descarga do mesmo igual a da sucção, ou seja, $s_1 = s_2$.

As eficiências volumétrica e isoentrópica podem ser expressas como funções lineares da razão de pressões, pc/pe , conforme as Equações 3.4 e 3.5.

$$\eta_v = a + b.pc/pe \quad (3.4)$$

$$\eta_{iso} = c + d.pc/pe \quad (3.5)$$

As constantes a , b , c e d podem ser obtidas por regressão a partir de dados de vazão mássica e potência de compressão em função das temperaturas de condensação e evaporação, segundo dados fornecidos pelo fabricante do compressor.

A troca térmica de calor entre a carcaça do compressor e o ambiente externo, Q_{cp} , pode ser calculada pela Equação 3.6.

$$Q_{cp} = U \cdot A_{cp} \cdot (\overline{T}_{cp} - T_{amb}) \quad (3.6)$$

onde,

UA_{cp} Condutância global de calor pela carcaça do compressor

\overline{T}_{cp} Temperatura média na carcaça do compressor

T_{amb} Temperatura do ambiente externo ao refrigerador

Optou-se por determinar uma temperatura média na carcaça do compressor, pois a mesma sofre influência tanto da temperatura de sucção quanto da de descarga, conforme Equação 3.7.

$$\overline{T}_{cp} = \frac{T_{2,iso} + T_1}{2} \quad (3.7)$$

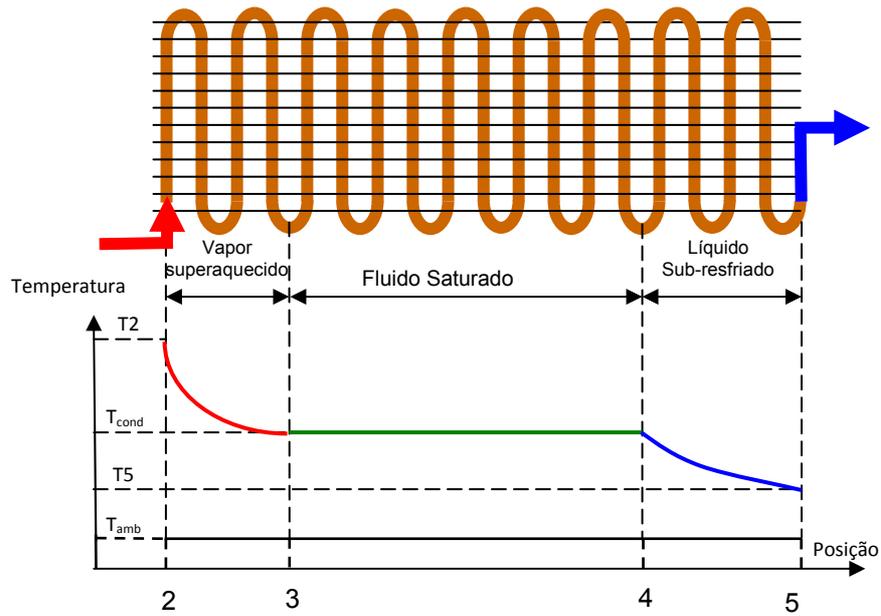
O valor de UA_{cp} pode ser determinado por meios empíricos, mediante ensaios em laboratório ou dado pelos fabricantes dos compressores. A determinação dos valores UA_{cp} em um modelo essencialmente teórico seria bastante complicada, do ponto de vista de custo computacional, assim optou-se pela sua determinação utilizando a Equação 3.8, apresentada por Hermes(2006) e por Hermes e Melo(2008), ajustada a partir de dados experimentais, obtidos em testes calorimétricos realizados pelos autores.

$$U \cdot A_{cp} = 3,066 - 4,066 \cdot 10^{-3} \cdot Pe \quad (3.8)$$

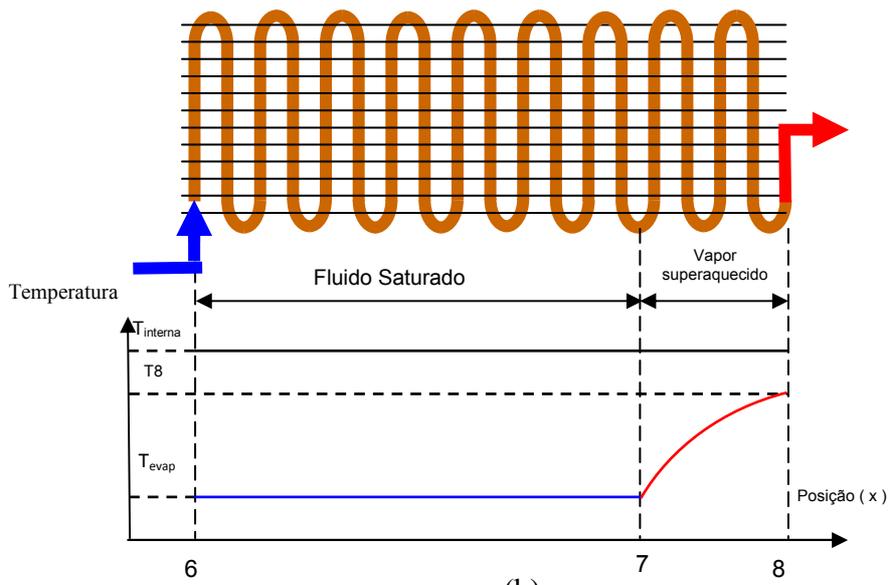
3.2.2 Trocadores de Calor

Os trocadores de calor foram divididos em regiões classificadas de acordo com o estado termodinâmico do refrigerante.

Desta forma, o condensador apresenta três regiões distintas, superaquecimento, saturação e sub-resfriamento, enquanto o evaporador possui apenas duas, saturação e superaquecimento, conforme Figura 3.6.



(a)



(b)

Figura 3.6 – Modelos do condensador (a) e do evaporador (b)

Considerando o refrigerante com escoamento unidimensional internamente nos trocadores de calor e aplicando-se as leis da conservação da massa e energia, a quantidade de calor trocado em cada uma dessas regiões, pode ser calculada conforme a Equação 3.9.

$$Q_x = \dot{m} \cdot (h_{e,x} - h_{s,x}) = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot \Delta T_{\max} \quad (3.9)$$

onde,

Q_x	Quantidade de calor trocado em uma determinada região do trocador de calor
$h_{e,x}$	Entalpia do fluido na entrada da região estudada do trocador de calor
$h_{s,x}$	Entalpia do fluido na saída da região estudada do trocador de calor
C_{min}	Capacidade térmica menor (ar ou fluido refrigerante), na região estudada
ΔT_{max}	Diferença máxima de temperatura entre os fluidos, na região estudada
ε	Efetividade de temperatura de um trocador de calor de fluxo cruzado.

A efetividade é calculada como uma função do número de unidades de transferência, $NUT = UA_x / C_{min}$, e da razão entre as capacidades térmicas do ar e do refrigerante, $Cr = C_{min} / C_{max}$. As efetividades podem ser calculadas pelas Equações 3.10 e 3.11, respectivamente para a região bifásica e para as regiões monofásicas.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (3.10)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp((1 - \exp(-C_r \cdot NUT)) / C_r) \quad (3.11)$$

Para a determinação do coeficiente global de transferência de calor, UA_x , necessário para o cálculo das trocas térmicas em cada região do trocador estudado, considera-se as resistências térmicas interna e externa ao tubo deste trocador, conforme Equação 3.12.

$$UA_x^{-1} = (\lambda_i \cdot A_i)^{-1} + (\eta_{AL} \cdot \lambda_e \cdot A_e)^{-1} \quad (3.12)$$

onde,

λ_i	Coeficiente interno de transferência de calor no tubo
λ_e	Coeficiente externo de transferência de calor no tubo
A_i	Área interna do tubo do trocador de calor
A_e	Área externa do tubo do trocador de calor
η_{AL}	Eficiência da aleta

A resistência térmica de condução de calor pela parede do tubo e a resistência de contato entre tubo e aleta foram desprezadas devido às suas baixas magnitudes, bem como a transferência de calor por radiação.

O coeficiente interno de transferência de calor, $\lambda_{i,x}$, foi considerado infinito para as regiões bifásicas. Para as regiões monofásicas, foi calculado a partir da correlação de MacAdams, conforme apresentado por Saheb (2003) e Equação 3.13.

$$\lambda_{i,x} = 0,023 \cdot \frac{k_{ref}}{d_i} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (3.13)$$

onde,

- d_i Diâmetro interno do tubo do Trocador de calor
- k_{ref} Coeficiente de condutibilidade térmica do fluido refrigerante na região estudada
- Re Número de Reynolds para o fluido refrigerante na região estudada
- Pr Número de Prandtl para o fluido refrigerante na região estudada

Para a transferência de calor no lado externo, o coeficiente, λ_e , pode ser determinado a partir de correlações apresentadas por diversos autores, que procuram relacioná-lo com os números de Nusselt Nu , Reynolds Re e Prandtl Pr calculados para o ar que circunda o trocador de calor, como por exemplo, a Equação 3.14 apresentada por Pereira (209), ou de outra forma pode-se instrumentar um refrigerador e ensaiá-lo para a obtenção de dados mais próximos da realidade.

$$\frac{\lambda_e}{\frac{m_{ar}}{A_{min}} \cdot Cp_{ar}} \cdot Pr_{ar}^{2/3} = \frac{Nu}{Re_{ar} \cdot Pr_{ar}^{1/3}} \quad (3.14)$$

onde,

- m_{ar} Vazão mássica de ar que circunda o trocador de calor
- A_{min} Área mínima de passagem do ar pelo trocador de calor
- Nu Número de Nusselt para o ar que circunda o trocador de calor
- Re Número de Reynolds para o ar que circunda o trocador de calor
- Pr Número de Prandtl para o ar que circunda o trocador de calor
- Cp_{ar} Calor específico do ar que circunda o trocador de calor

Por não se tratar de um trabalho experimental e para redução do esforço computacional, sem perda de sensibilidade no modelo, adotou-se neste estudo para os coeficientes externos, ao condensador e evaporador, valores médios de h_e obtidos por Gonçalves e Melo (2004), em simulações reais e que retratam situações semelhantes a

proposta neste trabalho. Assim, os coeficientes de transferência de calor h_e para o evaporador e condensador são respectivamente 12,1 W/m² °C e 35,2 W/m² °C.

A eficiência de aleta, η_{AL} foi calculada segundo Incropera & De Witt (2002), conforme Equação 3.15.

$$\eta_{AL} = \frac{\tanh\left(\frac{L_{AL}}{2} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \lambda_e}{k_{AL} \cdot e_{AL}}}\right)}{\frac{L_{AL}}{2} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \lambda_e}{k_{AL} \cdot e_{AL}}}} \quad (3.15)$$

onde,

L_{AL} Comprimento da aleta

k_{AL} Coeficiente de condutibilidade térmica do material da aleta

e_{AL} espessura (diâmetro) da aleta

Os trocadores foram considerados tubos esticados com aletas uniformemente distribuídas, divididos em N volumes de controle.

A quantidade total de calor trocada em cada trocador de calor (evaporador ou condensador), foi calculada através da somatória das quantidades de calor trocadas em cada região destes. A determinação dos comprimentos de cada uma das regiões do trocador de calor foi feita pela comparação entre a entalpia do refrigerante em cada elemento e a entalpia do fluido, caso o mesmo esteja no estado de líquido ou de vapor saturado.

3.2.2.1 Condensador

O condensador do refrigerador, adotado como padrão neste estudo, é do tipo arame sobre tubo com movimentação de ar por convecção natural, onde os arames funcionam como aletas e são soldados diretamente sobre a superfície externa do tubo do trocador em intervalos igualmente espaçados, conforme Figura 3.7.

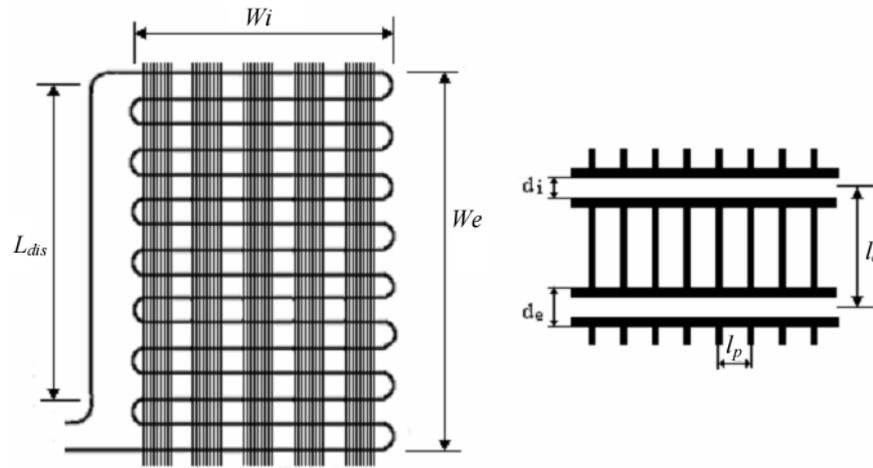


Figura 3.7 – Representação de um condensador arame-sobre-tubo
 Fonte: Lima (2008)

A configuração do condensador, em questão, é composta de tubos de aço com diâmetro interno d_i e externo d_e , separados por uma distância l_c . A área de face do trocador é igual ao produto da largura W_i pela altura W_e , e o comprimento da linha de descarga L_{dis} representa a distância entre a saída do compressor e a entrada do trocador de calor. Neste trabalho, o comprimento da linha de descarga foi acrescido ao comprimento equivalente do tubo do condensador. As aletas, representadas pelos arames também confeccionados em aço, possuem espessuras (e_{AL}) de igual diâmetro do arame e espaçamento entre eles dado por l_p .

Como forma de viabilizar a modelagem matemática do condensador, foram adotadas as seguintes considerações, segundo Lima (2008):

- o condensador é tratado como um tubo reto horizontal de diâmetro constante, ou seja, os efeitos de curvatura da serpentina são desprezados;
- as aletas são consideradas uniformemente espaçadas;
- o escoamento e a transferência de calor são considerados unidimensionais;
- o fluido refrigerante é considerado como fluido Newtoniano e livre de óleo;
- o equilíbrio mecânico é também assumido, ou seja, a pressão é uniforme em qualquer seção transversal do tubo e os efeitos de tensão superficial são desconsiderados;
- são desprezados: a difusão de calor no fluido na direção axial, a dissipação viscosa de energia, a variação de energia potencial no escoamento ao longo do condensador e a pulsação do escoamento, características de refrigeradores que operam com máquinas de deslocamento positivo;

- g) a condução de calor pela parede do tubo é analisada de forma distribuída na direção axial e, global na direção radial;
- h) considera-se a temperatura do ambiente externo constante;
- i) as propriedades termofísicas do material da parede do tubo são consideradas constantes;
- j) o escoamento bifásico ao longo do condensador é considerado homogêneo, ou seja, o escoamento é matematicamente tratado como um pseudo escoamento monofásico, cujas propriedades são obtidas considerando o título e as propriedades de cada fase individual. Consequentemente, ambas as fases têm as mesmas velocidades, pressões e temperaturas em qualquer seção transversal ao longo do tubo;

De acordo com a metodologia acima descrita, e admitindo-se uma perda de carga desprezível (Klein,1998), o balanço energético no condensador pode ser definido pela Equação 3.16.

$$h_5 = h_2 - \left(\frac{Q_{cd,sup} + Q_{cd,sat} + Q_{cd,sub}}{\dot{m}} \right) \quad (3.16)$$

onde,

h_2 Entalpia na entrada do condensador

h_5 Entalpia na saída do condensador

$Q_{cd,sup}$ Calor trocado na região do condensador com vapor superaquecido

$Q_{cd,sat}$ Calor trocado na região do condensador com fluido saturado

$Q_{cd,sub}$ Calor trocado na região do condensador com líquido sub-resfriado

A temperatura de condensação pode ser definida pela Equação 3.17.

$$T_{cd} = T_5 + \Delta T_{sub} \quad (3.17)$$

3.2.2.2 Evaporador

O evaporador modelado neste trabalho é do tipo *Roll-Bond*, constituído por placas de alumínio justapostas que formam canais por onde circulam o fluido refrigerante, conforme Figura 3.8.

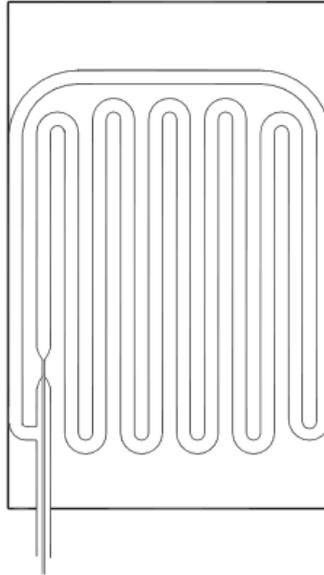


Figura 3.8 – Representação de um evaporador *Roll-Bond*
 Fonte : Hermes et al, 2008.

Seguindo o mesmo procedimento e considerações aplicadas ao condensador e considerando a somatória dos comprimentos dos canais do evaporador como um tubo reto horizontal e de seção contínua, conforme Hermes et al (2008), o balanço energético no evaporador pode ser definido pela Equação 3.18.

$$h_8 = h_6 - \left(\frac{Q_{ev,sup} + Q_{ev,sat}}{\dot{m}} \right) \quad (3.18)$$

onde,

h_6 Entalpia na entrada do evaporador

h_8 Entalpia na saída do evaporador

$Q_{ev,sup}$ Calor trocado na região do evaporador com vapor superaquecido

$Q_{ev,sat}$ Calor trocado na região do evaporador com fluido saturado

A temperatura de evaporação pode ser definida pela Equação 3.19.

$$T_{ev} = T_8 - \Delta T_{sup} \quad (3.19)$$

3.2.3 Tubo Capilar

O dispositivo de expansão utilizado no refrigerador modelado é do tipo tubo capilar, onde a expansão se dá através do atrito entre o refrigerante e a paredes do tubo, e

da aceleração do escoamento durante o processo de mudança de fase. Apesar dos tubos capilares parecerem de construção simples, sob o ponto de vista geométrico, o escoamento no seu interior é bastante complexo, pois envolve efeitos viscosos, de mudança de fase, de metaestabilidade e de compressibilidade (Pereira, 2009).

Com a finalidade de melhorar o desempenho do ciclo termodinâmico do refrigerador, e garantir que o refrigerante líquido não seja aspirado pelo compressor, optou-se por instalar um trocador de calor interno (TCI) no sistema, que consiste em colocar o tubo capilar em contato com a linha de sucção, formando um trocador de calor de contracorrente, conforme Figura 3.9.

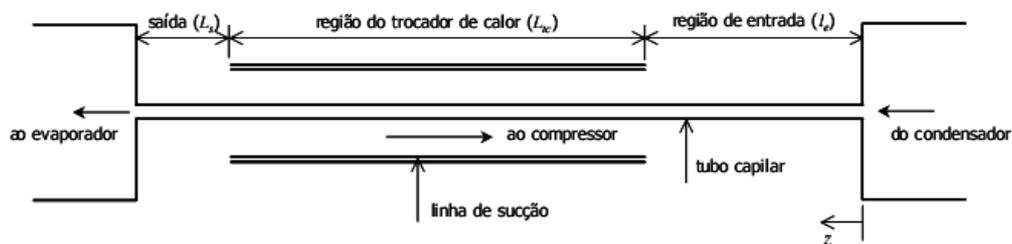


Figura 3.9 – Representação do tubo capilar com trocador de calor interno
 Fonte : Hermes et al, 2008.

De acordo com o esquema acima representado, o fluido refrigerante ao sair do evaporador, receberá calor no trocador de calor interno e, conseqüentemente, haverá um acréscimo no seu grau de superaquecimento, o que garantirá a entrega de fluido somente no estado de vapor ao compressor.

Para modelar o escoamento de fluidos refrigerantes através de tubos capilares, as seguintes hipóteses simplificativas são geralmente adotadas (Hermes, 2006):

- a) o tubo é considerado reto, horizontal e com seção transversal constante;
- b) o escoamento é unidimensional na direção axial, além de viscoso e compressível;
- c) o escoamento é considerado plenamente desenvolvido e em regime permanente;
- d) os efeitos de difusão de calor no fluido são desprezados;
- e) as perdas de carga nas regiões de entrada e saída do tubo capilar são desconsideradas;
- f) o escoamento bifásico é tratado como homogêneo.

Considerando estas hipóteses e um balanço de energia no trocador de calor “tubo capilar-linha de sucção”, a entalpia na saída do tubo capilar, h_6 , foi calculada conforme Equação 3.20.

$$h_6 = h_5 + h_8 - h_1 \quad (3.20)$$

A quantidade de calor trocado no TCI, pode ser expressa em função de uma efetividade relativa definida pela diferença das temperaturas na entrada e saída do trocador (Staley et al, 1992), conforme Equação 3.21.

$$Q_{TCI} = \varepsilon_{TCI} \cdot C_{\min} \cdot (T_5 - T_8) \quad (3.21)$$

onde,

Q_{TCI} Quantidade de calor trocado no TCI

C_{\min} Capacidade térmica menor (ar ou fluido refrigerante)

ε_{TCI} Efetividade de temperatura de um trocador de calor de fluxo cruzado.

T_5 Temperatura do fluido na saída do condensador

T_8 Temperatura do fluido na saída do evaporador

A temperatura na linha de sucção, T_1 , foi por sua vez calculada, conforme Equação 3.22.

$$T_1 = T_8 + \varepsilon_{tci} (T_5 - T_8) \quad (3.22)$$

A efetividade, ε_{tci} , pode ser obtida de forma semiempírica a partir de experimentos com o refrigerador, e pode ser considerada constante para o mesmo (Staley et al, 1992). Assim, um valor médio de 0,85 para ε_{tci} , obtido a partir de ensaios realizados por Hermes et al (2009) em refrigeradores com TCI operando com refrigerante R-134a e em condições semelhantes às adotadas neste estudo, pode ser usado como parâmetro neste trabalho, uma vez que o mesmo não é experimental e o esforço computacional para determinar uma eficiência em cada iteração do modelo, aqui apresentado, seria muito grande.

3.2.4 Gabinete do Refrigerador

O gabinete do refrigerador modelado é do tipo único, conforme Figura 3.10, onde o evaporador encontra-se internamente instalado no gabinete, na forma de um compartimento formado por duas placas horizontais e duas verticais, por onde correm os canais que transportam o fluido refrigerante a ser evaporado. As paredes do gabinete são

constituídas por um revestimento externo, em chapa de aço com espessura em torno de 0,5 mm, o revestimento interno é em material plástico (poliestireno) com espessura média de 1,5 mm e entre estes dois revestimentos encontra-se o isolante térmico, em espuma de poliuretano expandido (PU) com ciclo-isopentano, com espessura média de 25 mm.

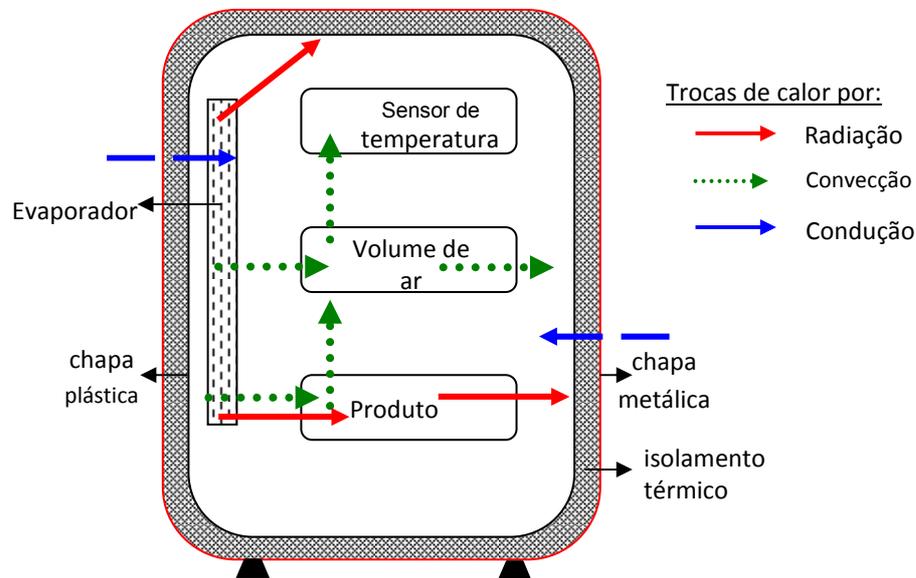


Figura 3.10 – Modelo do Gabinete do Refrigerador

Segundo Clausing et al (1996), a carga térmica em um refrigerador doméstico, em geral, pode ser dividida em quatro parcelas:

- a) condução de energia através das paredes;
- b) transmissão de calor pela região da gaxeta da porta;
- c) dissipação de calor por componentes internos, e (iv) infiltração de ar.

Neste trabalho, a carga térmica a ser retirada pelo evaporador foi considerada constante ao longo do ano e, portanto, desprezaram-se os efeitos de abertura de porta, de infiltração de ar pela gaxeta da porta e de carregamento de novos produtos a serem resfriados, bem como se manteve constante a temperatura interna do gabinete.

Elementos de diferentes capacidades térmicas são usados na constituição das paredes do refrigerador que formam um circuito de resistências térmicas em série (Gonçalves et al, 2008): ambiente externo, chapa de aço, isolamento de PU, chapa plástica e ambiente interno, sendo que na região externa, a parede troca calor tanto por convecção natural como por radiação, enquanto na parede interna a convecção natural é predominante. A Tabela 3.1 mostra uma análise das escalas das resistências térmicas em cada uma das camadas das paredes, onde se observa que a resistência térmica da camada

de isolamento de PU é da ordem de 10 vezes a dos ambientes interno e externo, 100 vezes a do revestimento interno e 10^5 vezes a do revestimento externo, de modo que apenas a camada de PU é levada em conta em uma modelagem do gabinete (Hermes, 2006).

Tabela 3.1- Resistências térmicas das camadas de revestimento do gabinete refrigerado
Fonte : Modificado, Hermes (2006).

Camada	Espessura (mm)	Condutividade (W/mK)	Condutância (W/m ² K)	Resistência (W/m ² K)
Plástico	1,5	0,16	106,67	-0,01
P U	25	0,0214	0,43	-1
Aço	0,5	50	105	-10,5
Ar Interno	-	-	-20	-0,1
Ar Externo	-	-	-10	-0,1

Ainda, segundo Hermes (2006), as seguintes hipóteses simplificativas podem ser adotadas para a modelagem do gabinete do refrigerador:

- a) a condução de calor ocorre primordialmente na direção ortogonal à parede, ou seja, a transmissão de calor é unidimensional;
- b) a condução de calor depende apenas da camada de PU;
- c) a resistência de transferência de calor entre o ar e as paredes foi considerada nula, de forma que a temperatura do ar (interno ou externo) foi aproximada pela temperatura da superfície;
- d) a temperatura ambiente foi considerada constante.

Considerando ainda que, não existe dissipação de calor devido a componentes internos, o refrigerador opera em regime permanente, a carga térmica do produto é desprezível, a temperatura interna do refrigerador, T_{gab} , é constante e igual a 5°C e a existência de um coeficiente global de transmissão de calor pelas paredes, $U_p A_{gab}$, as trocas de calor pelo gabinete refrigerado segue a Equação 3.23.

$$Q_{gab} = U_p \cdot A_{gab} (T_{amb} - T_i) \quad (3.23)$$

onde,

Q_{gab} Calor trocado pelo gabinete com o ambiente externo

$U_p A_{gab}$ Coeficiente global de transmissão de calor pelas paredes do gabinete

T_i Temperatura interna do gabinete

Para os fins a que este trabalho se dedica e seguindo as considerações anteriores, um valor para o coeficiente global de transmissão de calor através das paredes do gabinete, $U_p A_{gab}$, deve ser adotado como constante e tomando-se por base o estudo de Gonçalves et al (2008), este valor pode ser igual a 2,0 W/K.

Importante destacar que, em um refrigerador real, diferentes elementos com diferentes capacidades térmicas se interagem com trocas de calor por convecção, condução e radiação (Heinrich e Berthold, 2006), conforme Figura 3.10, porém para viabilizar a modelagem tratada neste estudo, estas trocas foram desconsideradas, e em uma modelagem mais completa do gabinete, com fins de previsão total do consumo de energia pelo refrigerador, sugere-se que as influências de fatores como: abertura de portas, dispositivos de controle da temperatura, umidade relativa e temperatura externa, isolamento térmico das paredes e carga do produto a refrigerar, devam ser consideradas (Masjuki et al, 2001).

Para o fechamento do modelo proposto, é necessário a que as pressões de evaporação, P_{ev} , e de condensação, P_{cd} , sejam encontradas a partir dos dados fornecidos e, seguindo a proposta de Hermes et al (2009), os valores destas pressões podem ser determinados pelas Equações 3.24 e 3.25, respectivamente.

$$P_{ev} = P_{sat}(T_g - \Delta T_{sup}) \quad (3.24)$$

$$P_{cd} = P_{sat}(T_s + \Delta T_{sub}) \quad (3.25)$$

onde,

P_{sat} Pressão de saturação (obtida em tabelas termodinâmicas)

ΔT_{sub} Sub-resfriamento no condensador

ΔT_{sup} Superaquecimento no evaporador

Ainda seguindo as orientações de Hermes et al (2009) e, com a finalidade de reduzir o tempo computacional e eventuais erros de convergência, os valores para o sub-resfriamento e superaquecimento podem ser assumidos como constantes e, segundo os autores, este procedimento aproxima a análise numérica da prática, uma vez que, tanto o tubo capilar quanto a carga de fluido refrigerante são ajustados posteriormente, para garantir um certo grau de superaquecimento e sub-resfriamento.

3.3 FLUXOGRAMA DO MODELO BÁSICO DO REFRIGERADOR

Considerando-se a modelagem dos componentes do sistema de refrigeração apresentada nos itens anteriores, pode-se prever o comportamento energético do mesmo, aplicando uma solução computacional, que segue o fluxograma apresentado na Figura 3.11.

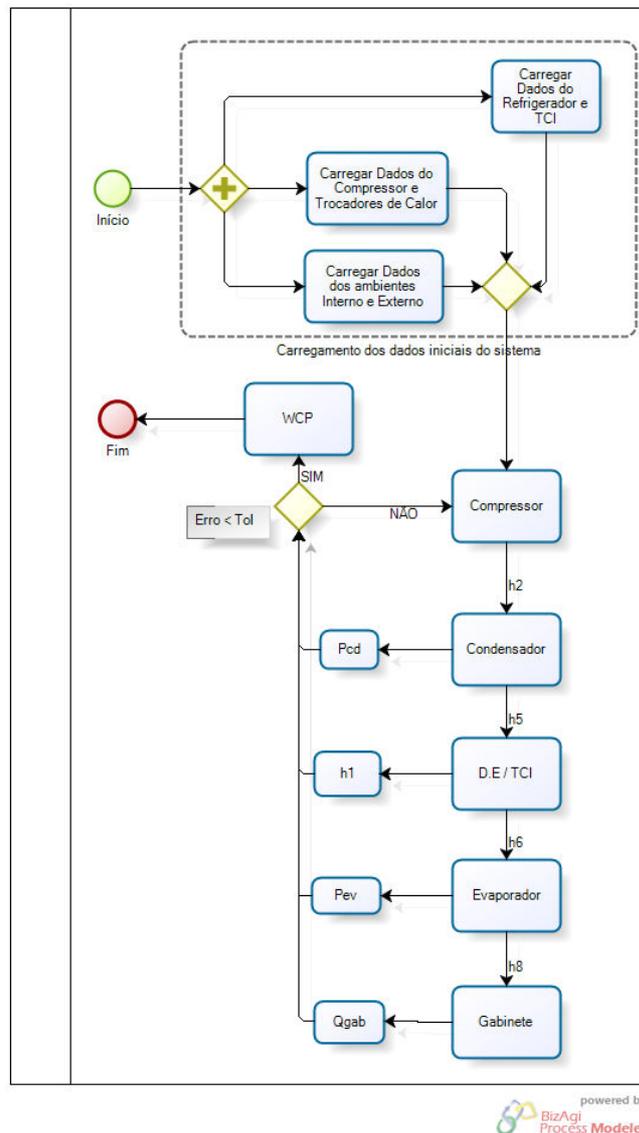


Figura 3.11 – Fluxograma para determinar as variáveis do sistema de refrigeração

Seguindo o fluxograma acima, o objetivo final é a obtenção da potência consumida pelo compressor, W_{cp} , a partir de condições iniciais de funcionamento do refrigerador doméstico. Como forma de viabilizar a modelagem numérica deste refrigerador, foi utilizado um programa, denominado *Engineering Equation Solver* (EES),

que possui recursos para determinação de dados termodinâmicos a partir do fornecimento do tipo de fluido refrigerante utilizado pelo equipamento e das variáveis de estado.

3.4 RESULTADOS DO SIMULADOR

Os resultados de potência consumida obtidos na simulação de funcionamento do refrigerador considerado, utilizando a metodologia descrita e o programa EES, comparados aos dados de potência consumida pelo compressor, fornecidos pelo catálogo do fabricante do mesmo e para as mesmas condições de trabalho, podem ser vistos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Valores comparativos entre a potência calculada e a indicada em catálogo

T_{ev} (°C)	T_{cd} (°C)	\dot{m} (kg/h)	W_{cp} catálogo (W)	W_{cp} calculado (W)	Erro (%)
-35	55	0,79	64,2	66,1	2,9
-30	55	1,38	78,3	79,3	1,2
-25	55	2,01	92,3	92,5	0,2
-20	55	2,73	106,3	105,6	-0,6
-15	55	3,57	120,5	119,2	-1,09
-10	55	4,58	133,2	134,1	0,6

Os valores apresentados na Tabela 3.2 foram obtidos utilizando os dados de temperatura segundo a norma ASHRAE 32 e apresentados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Valores das temperaturas, segundo norma ASHRAE 32

T_1 (°C) Sucção do compressor	T_5 (°C) Saída do condensador	T_8 (°C) Saída do evaporador	T_{amb} (°C) Ambiente onde se encontra o refrigerador
32,2	32,2	32,2	32

De acordo com as diferenças nos valores apresentados na Tabela 3.2, pode-se considerar que, o modelo proposto para simulação do funcionamento de um refrigerador doméstico é uma ferramenta que apresenta uma aproximação aceitável à realidade, e, assim o mesmo será utilizado neste trabalho como base para simulações em que variações na massa de fluido refrigerante serão consideradas, ao longo da vida útil do refrigerador.

4- AVALIAÇÃO DOS FATORES DE DEGRADAÇÃO ENERGÉTICA E AMBIENTAL

Para a determinação de um índice que traduza com maior fidelidade o impacto ambiental causado pelo funcionamento de um sistema de refrigeração doméstica, é importante se avaliar, de forma mais criteriosa, a influência das variáveis envolvidas neste cálculo, de forma a garantir que os valores a serem adotados na determinação deste indicador sejam os mais próximos possíveis da realidade.

Assim, para uma avaliação mais coerente destas variáveis deve-se, preliminarmente, analisar melhor os seguintes fatores, pois eles influenciam no desempenho operacional do equipamento de refrigeração:

- a) o tipo do fluido refrigerante utilizado e suas características técnicas;
- b) o sistema de refrigeração e seu comportamento de acordo com o fluido utilizado;
- c) as possibilidades de fuga do fluido ao longo da vida útil de funcionamento do sistema;
- d) a vida útil do sistema, sob o ponto de vista sócio-econômico da região onde o mesmo se encontra;
- e) os dados climáticos anuais do local onde o sistema está instalado;
- f) o comportamento termodinâmico anual do sistema de refrigeração face às variações climáticas e a influência individual e conjunta dos seus componentes (compressor e trocadores de calor, por exemplo);
- g) a forma, preferencial, de geração da energia elétrica que abastece o sistema de refrigeração (hidrelétrica ou termoelétrica, por exemplo), na região onde o mesmo está instalado;
- h) a evolução do desgaste mecânico dos componentes e seu comportamento em função desta degradação.

Com os dados acima, é possível reformular o cálculo tradicional do índice TEWI para um refrigerador doméstico, partindo do modelo básico apresentado no Capítulo 3, e incluindo na parcela indireta do cálculo deste índice, dada pela Equação 2.5, as variações no consumo energético do equipamento em função das reais condições de uso, considerando-se a degradação do funcionamento do compressor ao longo da sua vida útil, a possibilidade de redução da carga de fluido refrigerante devido a vazamentos, e, a redução

da eficiência do isolamento térmico do gabinete em função de sua deterioração com o tempo de uso.

As influências de cada um dos fatores citados no parágrafo anterior, o qual se refere ao consumo energético do refrigerador doméstico, serão analisadas ao longo deste capítulo, assim como na determinação de um índice TEWI que os considere individualmente e em conjunto. Espera-se, deste modo, que este novo método de calcular o TEWI traduza melhor a influência do funcionamento dos refrigeradores domésticos no fenômeno do aquecimento global ao longo de uma vida útil considerada.

4.1 – CARGA DE REFRIGERANTE E DESEMPENHO DO SISTEMA

A quantidade de fluido refrigerante disponível em um circuito frigorígeno de um sistema de refrigeração por compressão de vapor pode impactar no desempenho deste sistema, no seu consumo e conseqüentemente no meio ambiente. O quanto este sistema é sensível à variação na carga de refrigerante, depende de alguns fatores como características construtivas do mesmo, temperatura, tipo de trocadores de calor e outros.

Vários estudos mostram os efeitos da variação de carga do fluido refrigerante no desempenho de alguns sistemas de refrigeração e suas conseqüências no consumo energético. Grace et al (2004) realizaram uma investigação experimental sobre os efeitos da variação da carga de refrigerante em um sistema de ar condicionado doméstico, funcionando em regime permanente com uma carga nominal de 1,2 kg de fluido refrigerante, e concluíram que esta variação influencia sobremaneira o desempenho do mesmo. Os resultados obtidos neste estudo podem ser estendidos ao funcionamento de um refrigerador doméstico.

De acordo com os resultados apresentados pelos autores, a capacidade de refrigeração do sistema reduz se a carga de gás for menor ou maior que a nominal da seguinte forma:

- a) para cargas de refrigerante situadas no intervalo entre 25% acima e 25% abaixo da nominal, a capacidade de refrigeração sofre uma variação insignificante podendo ser considerada como constante;
- b) para cargas abaixo de 75% da carga de projeto, a capacidade de refrigeração sofre uma redução drástica, chegando a 50% da capacidade nominal (a plena carga), quando a carga de fluido refrigerante no sistema corresponder a 50% do total;

- c) para cargas acima de 125%, a redução da capacidade de refrigeração cai lentamente, atingindo um valor 7% abaixo da capacidade de referência para uma carga de refrigerante 40% acima da nominal

Em relação à pressão de sucção do compressor, o estudo mostra variações significativas para esta variável, da seguinte forma:

- a) para cargas de refrigerante menores até 25% da nominal a pressão de sucção aumenta lentamente, chegando a 2% do valor referencial, e abaixo de 75% da carga nominal esse acréscimo é mais acentuado, atingindo 10% com a carga a 50% da nominal;
- b) para cargas maiores que a nominal, acontece uma redução na pressão de sucção que varia quase linearmente com o incremento do fluido refrigerante, atingindo valores de 5% de redução para carga de fluido 25% acima da nominal, e 9% para carga extra de 40% de fluido.

Na baixa carga, a vazão mássica de refrigerante no evaporador é menor, e como resultado reduz-se a capacidade de refrigeração no mesmo, o que acarreta o aumento nas temperaturas de evaporação e na pressão de sucção.

Outra variável importante no sistema de refrigeração e que, de acordo com Grace et al (2004), sofre alterações com variações da carga de refrigerante é a pressão de descarga, e a mesma acontece do seguinte modo:

- a) para cargas de refrigerante entre 25% acima e abaixo da nominal, a pressão de descarga sofre uma variação insignificante, podendo ser considerada como constante;
- b) para cargas abaixo de 75% da nominal, a pressão de descarga reduz lentamente, e acima de 125% da nominal, esta pressão cresce exponencialmente com a carga adicional de fluido refrigerante.

Quando o nível de carga de refrigerante é baixo, a pressão de descarga é menor, devido à baixa vazão mássica do fluido no condensador e baixa rejeição de calor no mesmo. No caso de carga elevada, a pressão aumenta devido ao acréscimo de refrigerante líquido estocado no condensador.

Em relação ao consumo de energia pelo compressor, fator mais importante deste estudo, os resultados apontam para uma ligeira redução no mesmo para uma carga de refrigerante abaixo da nominal e para um aumento considerável no consumo para uma carga acima da nominal, conforme Figura 4.1. Este fenômeno ocorre devido à variações

nas vazões mássicas, temperaturas e pressões no evaporador e condensador que indicam trocas de calor inadequadas nestes componentes.

Outro fator de grande importância, é o coeficiente de desempenho do compressor, COP, que também sofre influências da carga de refrigerante, diminuindo consideravelmente para baixa quantidade de fluido e com redução menos acentuada para cargas maiores que a nominal, conforme Figura 4.2.

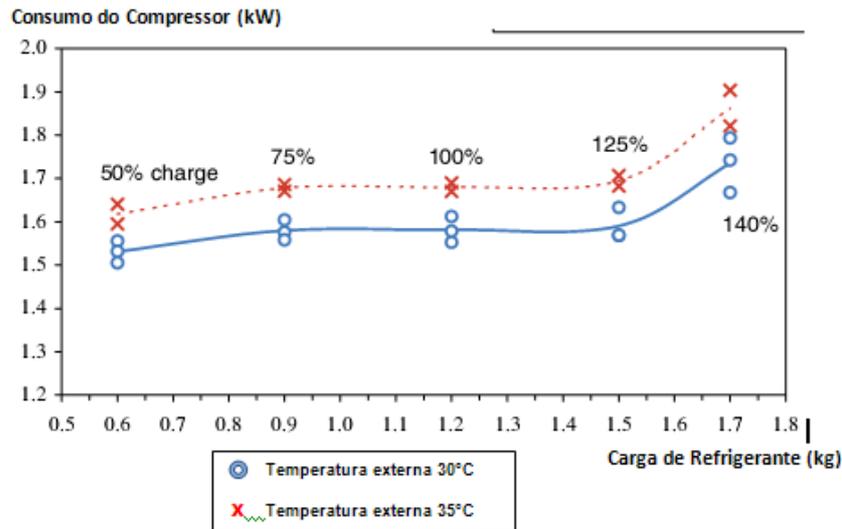


Figura 4.1 – Variação no consumo do compressor com a carga de refrigerante
 Fonte: Grace et al (2004)

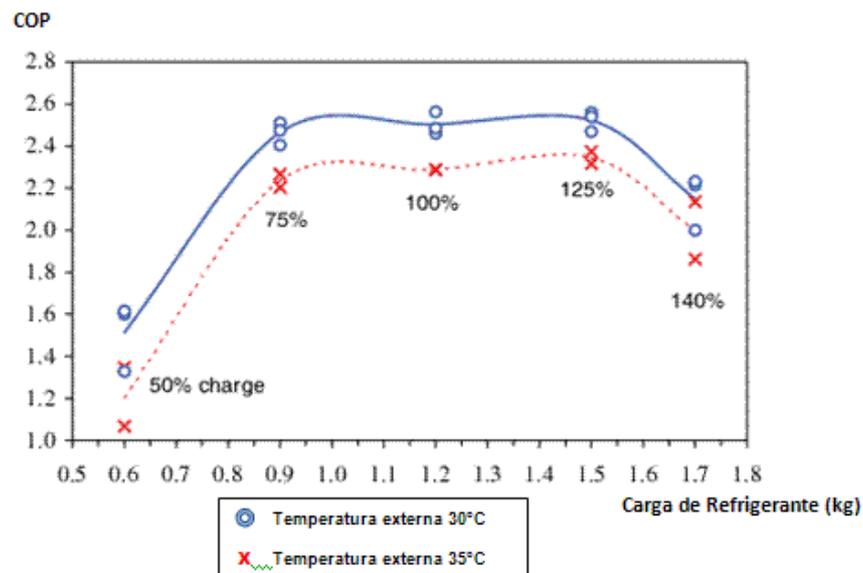


Figura 4.2 – Variação do COP com a carga de refrigerante
 Fonte: Grace et al (2004)

Em outro estudo, Calm (2002) mostrou a influência da variação de carga em um resfriador de líquido (chiller), onde observa-se, na Figura 4.3, que a redução na eficiência do sistema é mais pronunciada a partir de 20% a menos da carga de fluido refrigerante. Em se tratando de sistemas menores, como o de um refrigerador doméstico, o autor afirma que a sensibilidade a esta variação de carga é mais acentuada.

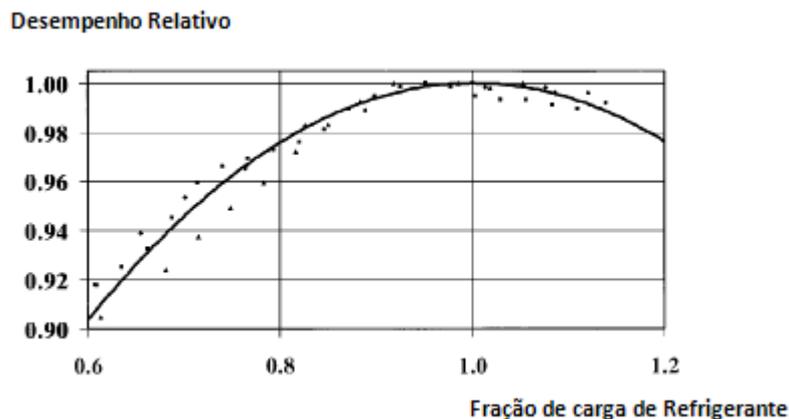


Figura 4.3 – Impacto da variação de carga de refrigerante na eficiência de um chiller
Fonte: Calm (2002)

Pode ser dito então que, a variação da carga de fluido refrigerante afeta o desempenho de um sistema de refrigeração, uma vez que o balanço termodinâmico deste sistema é alterado em função das novas quantidades de fluido no evaporador e condensador, que alteram as trocas térmicas nestes componentes.

Como mostrado na Figura 4.4, Vjacheslav et al (2000) estudaram a influência das variações de carga de fluido refrigerante no comportamento de um sistema de refrigeração por compressão de vapor e inicialmente concluíram que, uma massa de fluido refrigerante M_1 muito pequena resulta em um ciclo “triangular” e nenhuma capacidade de resfriamento. À medida que a carga aumenta para M_2 , o fluido sai do condensador na temperatura de condensação e entra no evaporador a uma temperatura mais baixa que no caso anterior, porém o ciclo ainda é insatisfatório, pois a capacidade de resfriamento é muito pequena. Com uma massa M_3 , maior que a do caso anterior, o fluido sai do condensador na região de saturação, a temperatura na entrada do evaporador será menor e o efeito de resfriamento aumenta, porém ainda não é suficiente para se considerar um ciclo utilizável. Ao atingir uma massa M_4 , o fluido sai líquido do condensador e no evaporador os valores de temperatura e pressão serão ideais. Nesta condição, a massa M_4 é a massa mínima para se considerar um ciclo de refrigeração adequado, porém ainda instável, pois pequenas

variações na temperatura ambiente podem alterar os valores anteriores de pressão e temperatura no evaporador e condensador. Incrementando-se um pouco a massa no sistema, M_5 , o ciclo se torna mais estável e, neste caso, com maior garantia de saída de líquido no condensador e somente vapor no evaporador. A partir deste ponto, acréscimos de massa implicam nas condições citadas nos parágrafos anteriores que acarretam em perda de rendimento do ciclo, aumento do consumo energético pelo compressor e riscos de danos ao mesmo.

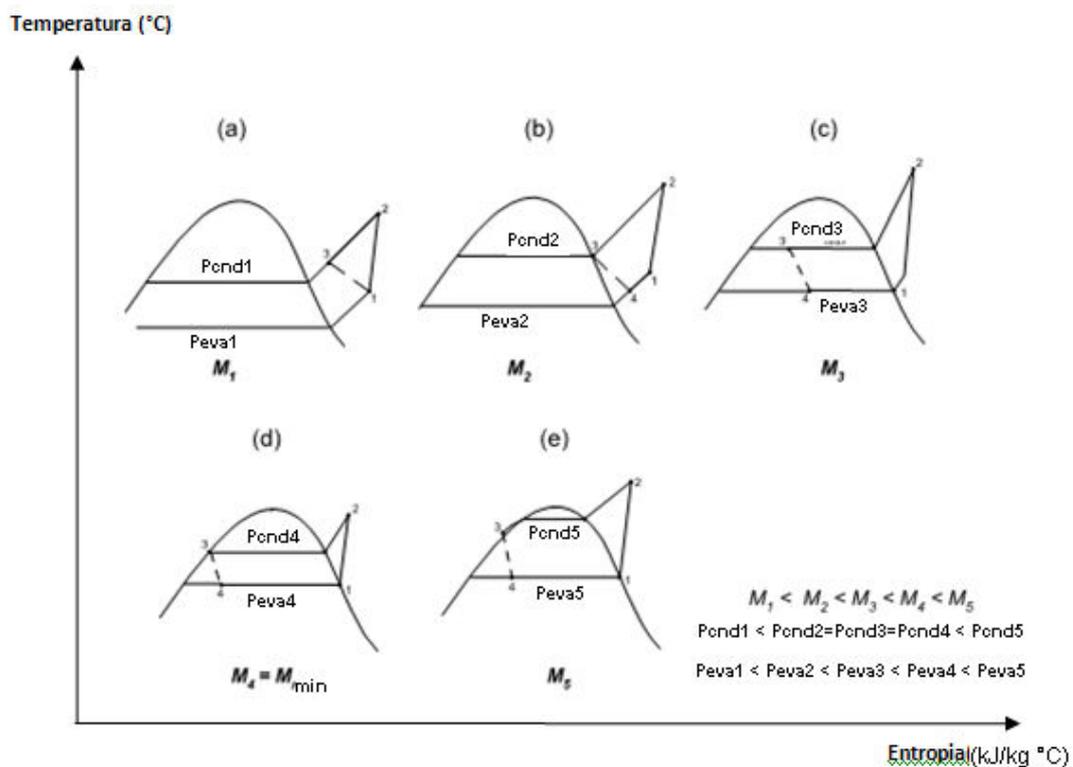


Fig. 4.4 – Variação do ciclo de refrigeração em função da massa de refrigerante
 Fonte: Vjacheslav et al (2000)

Dos resultados apresentados nos estudos acima, pode-se ainda afirmar que a variação na carga de refrigerante além de influenciar na eficiência de operação e no consumo de energia do sistema de refrigeração, ainda pode contribuir para o aumento dos custos de manutenção e eventuais falhas no mesmo. Assim, é importante saber como acontece a distribuição da carga de refrigerante em cada componente do sistema de refrigeração durante a operação do equipamento, e qual a influência destas parcelas no desempenho total do mesmo.

4.1.1 Cálculo da Carga de Refrigerante

Como forma de prever a carga de refrigerante em um sistema de refrigeração por compressão de vapor, especificamente em um refrigerador doméstico, pode-se assumir que a quantidade do fluido esteja distribuída ao longo deste sistema, conforme Figura 4.5.

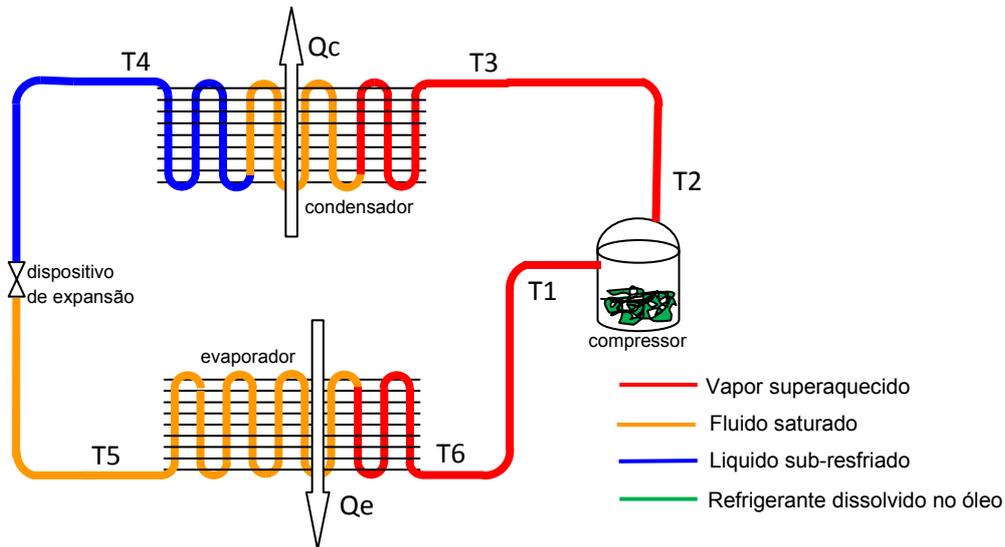


Figura 4.5 – Distribuição da carga de fluido refrigerante no sistema de refrigeração

Considerando-se a Figura 4.5, a massa total de fluido refrigerante no sistema pode ser definida como a somatória das parcelas de fluido nos estados de líquido e vapor, conforme a Equação 4.1.

$$M_{REF} = M_{LIQ} + M_{VAPOR} \quad (4.1)$$

Como a densidade do fluido no estado líquido é bem superior à do estado de vapor, pode-se assumir que a massa total seja aproximadamente a de fluido líquido, de acordo com a Equação 4.2.

$$M_{REF} \cong M_{LIQ} \quad (4.2)$$

A massa de refrigerante líquido, por sua vez, pode ser representada pelas quantidades de fluido distribuída no condensador, na linha entre o condensador e o dispositivo de expansão e entre este e o evaporador, no próprio evaporador e uma quantidade dissolvida no óleo lubrificante do compressor, conforme Equação 4.3.

$$M_{LIQ} = M_{LIQ,CD} + M_{LIQ,LINHA} + M_{LIQ,EV} + M_{CP} \quad (4.3)$$

Considerando-se que em um refrigerador doméstico a massa de líquido na linha entre o evaporador e o dispositivo de expansão é pequena, por este último se tratar de um tubo de pequeno diâmetro interno e estar instalado imediatamente após a saída do condensador, pode-se, finalmente, afirmar pela Equação 4.4 que a massa de refrigerante total contida no sistema de refrigeração é equivalente à somatória da quantidade de refrigerante que se encontra no estado líquido, contido no condensador e no evaporador, e a dissolvida no óleo do compressor.

$$M_{REF} = M_{LIQ,CD} + M_{LIQ,EV} + M_{CP} \quad (4.4)$$

A quantidade de fluido refrigerante nos trocadores de calor (condensador e evaporador) encontra-se distribuída conforme a Figura 4.6, onde uma parcela significativa deste fluido circula em duas fases distintas.

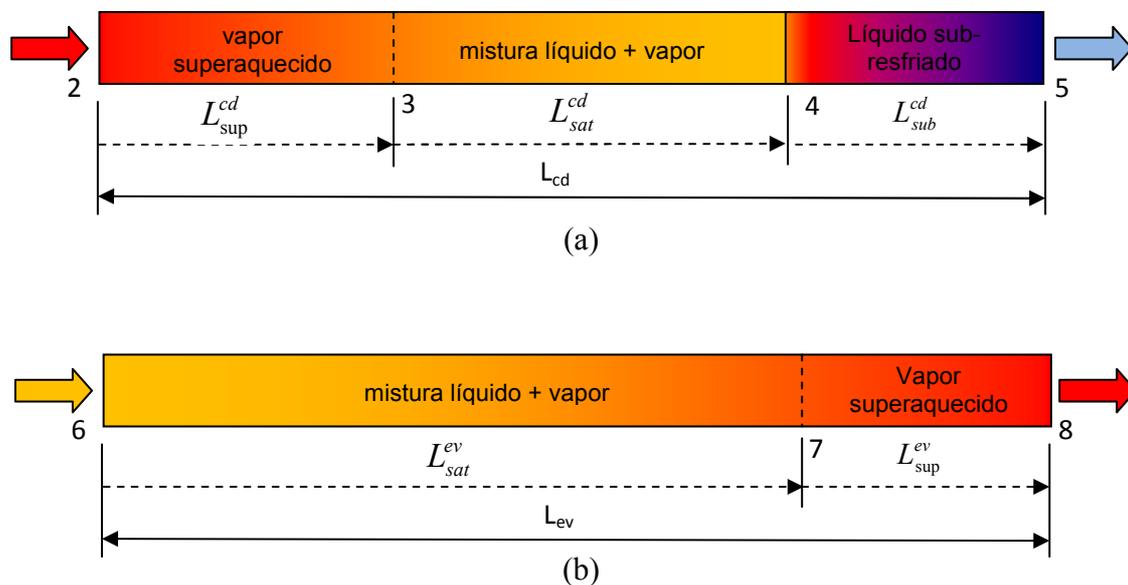


Fig. 4.6 – Distribuição da massa de fluido refrigerante nos trocadores de calor
(a) Condensador (b) Evaporador

Para determinar a massa de fluido em um trocador de calor, é necessário conhecer o comportamento termodinâmico deste fluido dentro do mesmo, ou seja, onde se localizam suas regiões bifásicas (de saturação) e monofásicas (superaquecida ou sub-resfriada). Se a região é de vapor superaquecido, então, a massa de fluido é desprezível, em função do seu

alto volume específico. No caso da região de líquido sub-resfriado, ocorre o inverso da região superaquecida, ou seja, baixo volume específico e assim deve-se considerar a massa de fluido contida ao longo de toda esta região.

No caso de uma região monofásica em que o refrigerante esteja no estado líquido, a massa de fluido na mesma pode ser determinada pela relação entre sua densidade e o volume da região, conforme a Equação 4.5.

$$M_{REF} = \rho_{liq} \cdot V_{monf} \quad (4.5)$$

onde,

M_{REF} Massa de fluido refrigerante na região monofásica

ρ_{liq} Densidade do fluido líquido na região monofásica

V_{monf} Volume da região monofásica no trocador de calor

A distribuição do fluido refrigerante na condição de saturação (região bifásica) pode adotar várias configurações geométricas, de acordo com sua vazão mássica, velocidade e densidade ao longo desta região do trocador de calor (Lima, 2008).

Considerando o trocador de calor como um cilindro de comprimento equivalente, de diâmetro constante ao longo do fluxo e o fluido refrigerante escoando pelo mesmo em uma fase bifásica unidimensional e em regime permanente, em um determinado instante e posição deste tubo o fluido pode estar na fase de vapor e, no instante imediatamente seguinte estar na fase líquida ou vice-versa. Considerando, ainda, que no mesmo instante em uma seção transversal deste tubo as fases de líquido e vapor coexistem, conforme Figura 4.7, a fração desta seção ocupada pelo vapor ou fração de vazio, α_v , pode ser determinada pela relação entre a área transversal preenchida com gás, A_v , pela área transversal total do tubo, A_t , conforme Equação 4.6.

$$\alpha_v = \frac{A_v}{A_t} \quad (4.6)$$

Neste caso, a fração volumétrica de líquido, α_l , é então definida pela Equação 4.7.

$$\alpha_l = 1 - \alpha_v \quad (4.7)$$

A quantidade de cada fase, líquida ou vapor, na região analisada depende da diferença da velocidade entre estas fases ou taxa de deslizamento, S_i , definida como a relação entre a velocidade da fase gasosa, $u_{v,i}$, sobre a líquida, $u_{l,i}$, conforme Equação 4.8.

$$S_i = \frac{u_{v,i}}{u_{l,i}} \quad (4.8)$$

Assim, se ao longo da região saturada o escoamento do fluido for tratado como homogêneo, ou seja, a velocidade da fase gasosa é igual a da líquida, a taxa de deslizamento é unitária, e no caso das velocidades das fases serem diferentes, ela pode ser maior ou menor do que 1. Para cada situação, as frações de vapor e líquido serão diferentes, conforme pode ser observado na Figura 4.7 (Poggi et al, 2007).

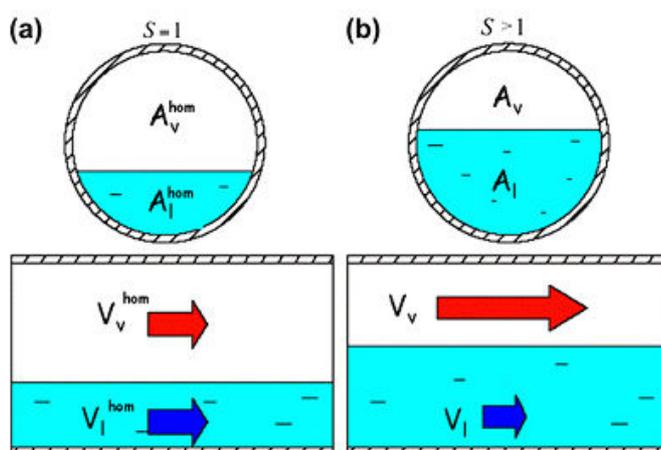


Fig. 4.7 – Áreas de vapor e líquido na região bifásica de um trocador de calor
 (a) Velocidades iguais (b) Velocidades diferentes

Fonte: Poggi et al (2000)

Para a determinação da massa total de refrigerante na região bifásica, as relações entre áreas de vapor e líquido devem ser encontradas ao longo de todo o comprimento da região saturada do trocador de calor, uma vez que a fração de vazio se altera ao longo deste percurso à medida que o fluido vai condensando ou evaporando. De acordo com Poggi et al (2000), considerando, α_{vi} , em uma i -ésima posição da região de saturação, tem-se a Equação 4.9.

$$\alpha_{vi} = \frac{dV_{v,i}}{dV_i} = \frac{A_{v,i}}{A_i} \quad (4.9)$$

onde,

dV_i Volume unitário na i-ésima posição da região bifásica

$dV_{v,i}$ Volume de vapor unitário na i-ésima posição da região bifásica

A_i Área unitária da seção transversal na i-ésima posição da região bifásica

$A_{v,i}$ Área unitária de vapor da seção transversal na i-ésima posição da região bifásica

Assim a massa, dM_i , em um volume elementar na região bifásica é indicada na Equação 4.10.

$$dM_i = [\alpha_{vi} \cdot \rho_v + (1 - \alpha_{vi}) \cdot \rho_l] \cdot dV_i = [\alpha_{vi} \cdot \rho_v + \alpha_{li} \cdot \rho_l] \cdot dV_i \quad (4.10)$$

onde,

α_{vi} Fração volumétrica de vapor na i-ésima posição da região bifásica

α_{li} Fração volumétrica de líquido na i-ésima posição da região bifásica

ρ_v Densidade do vapor saturado

ρ_l Densidade do líquido saturado

Considerando o cálculo da massa para todo o volume, V_n , contido na região bifásica considerada, tem-se a Equação 4.11.

$$M = \int_0^{V_n} [\alpha_v \cdot \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l] dV \quad (4.11)$$

A equação acima pode ser reescrita, conforme a Equação 4.12.

$$M_n = [\alpha_v \cdot \rho_v + \alpha_l \rho_l] \cdot V_n \quad (4.12)$$

onde,

M_n Massa total de fluido na região bifásica

α_v Fração volumétrica de vapor na região bifásica ou fração de vazio

α_l Fração volumétrica de líquido na região bifásica ou fração de umidade

V_n Volume da região bifásica considerada

Na determinação da fração de vazio, α_v , é comum relacioná-la com o título da substância na seção da região saturada, χ_i , conforme mostra a Equação 4.13.

$$\alpha_{vi} = \frac{1}{1 + S_i \frac{(1 - \chi_i) \rho_{vi}}{\chi_i \rho_{li}}} \quad (4.13)$$

A fração de vazio e a taxa de deslizamento podem ser determinadas por correlações diversas, classificadas de acordo com os parâmetros adotados nos cálculos. Segundo Rice (1987), essas correlações geralmente são classificadas em: homogêneas, as correlacionadas com taxas de deslizamento não unitárias como propostas por Hughmark (1962), Zivi (1964), Premoli et al (1970) e Chisholm (1973), as correlacionadas com o parâmetro de Lockhart-Martinelli (1949) como proposta por Tandon et al (1985) e outras dependentes do fluxo de massa e geometria do tubo. Em sua maioria, esses modelos foram desenvolvidos considerando um fluxo anular na região bifásica do trocador de calor, por ser um dos regimes predominantes nos evaporadores e condensadores (Schwentker, 2005).

Dentre as correlações acima citadas, as mais utilizadas para as previsões de carga de refrigerante nas regiões bifásicas são a homogênea e a de Zivi (1964), por facilitarem o esforço computacional e por apresentarem resultados satisfatórios, segundo Lima (2008) e Xu & Clodic (1996).

A correlação homogênea considera a mistura gás-líquido como um fluxo pseudo-homogêneo ao longo da região bifásica, onde a velocidade média de escoamento do líquido é igual a do gás. Assim, o valor da razão de deslizamento $S_i=1$ e tem-se a Equação 4.14.

$$\alpha_v = \frac{1}{1 + \frac{(1 - \chi) \cdot \rho_v}{\chi \cdot \rho_l}} \quad (4.14)$$

No caso da correlação de Zivi (1964), é considerada a existência de uma velocidade relativa entre as fases líquida e gasosa, e assim, tem-se a Equação 4.15.

$$\alpha_v = \frac{1}{1 + \frac{(1 - \chi) \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{\frac{2}{3}}}{\chi}} \quad (4.15)$$

A correlação proposta por Chisholm (1973) também considera uma diferença entre as velocidades de escoamento do líquido e do vapor expressa pela Equação 4.16.

$$S = \left[1 - \chi \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.16)$$

A correlação de Lockhart-Martinelli (1949) pode ser expressa pela Equação 4.17, conforme coeficientes propostos por Butherworth (1975).

$$\alpha_v = \frac{1}{1 + 0,28 \cdot \left(\frac{1 - \chi}{\chi} \right)^{0,64} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,36} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,07}} \quad (4.17)$$

Na implementação do modelo aqui proposto, serão testadas todas as correlações acima apresentadas. Conhecidas as propriedades termodinâmicas do fluido na entrada da região bifásica do trocador, determina-se o título, χ_i , nesta região, calcula-se a fração de vazio, a massa para um volume unitário, M_n , e em seguida, a partir de um incremento no título inicial, calcula-se a massa na região posterior e assim sucessivamente até o final da região saturada, conforme Equação 4.12.

Ao final deste processo iterativo, a massa total de fluido refrigerante na região saturada do trocador de calor, $M_{ref,sat}$, será o resultado da somatória das massas encontradas nas regiões unitárias da mesma, conforme Equação 4.18.

$$M_{ref,sat} = \sum_1^n M_n \quad (4.18)$$

4.1.2 Massa de Refrigerante no Evaporador

Para o cálculo da massa de refrigerante contida no evaporador durante a operação do sistema de refrigeração, deve-se determinar inicialmente os volumes das regiões bifásica e monofásica no mesmo. Desta forma, considerando o evaporador como um tubo cilíndrico de comprimento equivalente com duas regiões distintas, sendo uma bifásica e

outra monofásica conforme a Figura 4.6b, determina-se o volume e a área superficial interna de troca de calor na região bifásica do mesmo, a partir das Equações 4.19 e 4.20:

$$V_{sat}^{ev} = \frac{\pi \cdot (d_{int}^{ev})^2}{4} \cdot L_{sat}^{ev} \quad (4.19)$$

$$A_{sat}^{ev} = \pi \cdot d_{int}^{ev} \cdot L_{sat}^{ev} \quad (4.20)$$

onde,

V_{sat}^{ev} Volume equivalente da região saturada do evaporador

A_{sat}^{ev} Área superficial interna da região saturada do evaporador

d_{int}^{ev} Diâmetro interno do tubo do evaporador

L_{sat}^{ev} Comprimento equivalente da região saturada do evaporador

Considerando a massa total de refrigerante no evaporador igual a massa contida na sua região bifásica, tem-se a Equação 4.21.

$$M_{ev} = M_{sat}^{ev} = [\alpha_v^{ev} \cdot \rho_v^{ev} + \alpha_l^{ev} \cdot \rho_l^{ev}] \cdot V_{sat}^{ev} \quad (4.21)$$

onde,

M_{ev} Massa de fluido refrigerante no evaporador

M_{sat}^{ev} Massa de fluido na região saturada do evaporador

α_v^{ev} Fração volumétrica de vapor na região saturada do evaporador

α_l^{ev} Fração volumétrica de líquido na região saturada do evaporador

ρ_v^{ev}, ρ_l^{ev} Densidades do vapor e líquido saturado do evaporador, respectivamente

Segundo os modelos para um refrigerador doméstico propostos por Reeves et al (1992) e Negrão et al (2008), e partindo do modelo para o trocador de calor definido no Capítulo 3 deste estudo, a área de superfície da região superaquecida do evaporador pode ser relacionada à efetividade da troca de calor nesta região, de acordo com a Equação 4.22.

$$Q_{sup}^{ev} = C_{ref,v}^{ev} \cdot (T_i - T_7) \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{-U_{sup}^{ev} \cdot A_{sup}^{ev}}{C_{ref,v}^{ev}}\right) \right] \quad (4.22)$$

onde,

Q_{sup}^{ev} Quantidade de calor trocado na região superaquecida do evaporador

$C_{ref,v}^{ev}$ Capacidade térmica do refrigerante na região superaquecida do evaporador

U_{sup}^{ev} Coeficiente global de calor na região superaquecida do evaporador

A_{sup}^{ev} Área superficial de troca térmica na região superaquecida do evaporador

Sabendo-se a área superficial total de troca de calor do evaporador, em função de seus dados geométricos, como diâmetro interno e comprimento do tubo, deduz-se o valor da área de troca de calor da região bifásica de acordo com a Equação 4.23.

$$A^{ev} = A_{sat}^{ev} + A_{sup}^{ev} = \pi \cdot d_{int}^{ev} \cdot L_{ev} \quad (4.23)$$

onde,

A^{ev} Área equivalente de troca de calor do evaporador

A_{sat}^{ev} Área superficial de troca térmica na região saturada do evaporador

L_{ev} Comprimento equivalente total tubo do evaporador

d_{int}^{ev} Diâmetro interno do tubo do evaporador

A quantidade total de calor trocada no evaporador é, de acordo com a Equação 4.24, igual a:

$$Q^{ev} = Q_{sat}^{ev} + Q_{sup}^{ev} \quad (4.24)$$

onde,

Q^{ev} Calor total trocado no evaporador

Q_{sat}^{ev} Calor trocado na região saturada do evaporador

Q_{sup}^{ev} Calor trocado na região superaquecida do evaporador

Para a determinação da quantidade de calor trocado na região saturada do evaporador, considerando um funcionamento em regime permanente e as Figuras 3.6b e 4.6b, tem-se a Equação 4.25.

$$Q_{sat}^{ev} = U_{sat}^{ev} \cdot A_{sat}^{ev} \cdot (T_i - T_6) \quad (4.25)$$

onde,

T_6 Temperatura do fluido refrigerante na entrada do evaporador

U_{sat}^{ev} Coeficiente global de calor na região saturada do evaporador

Pode-se, ainda, relacionar as quantidades de calor trocadas na região bifásica e monofásica do evaporador à vazão mássica de refrigerante no mesmo e às diferenças de entalpia na entrada e saída destas regiões, conforme as Equações 4.26 e 4.27, baseadas na Equação 3.9.

$$Q_{sat}^{ev} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_7 - h_6) \quad (4.26)$$

$$Q_{sup}^{ev} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_8 - h_7) \quad (4.27)$$

onde,

h_7 Entalpia do vapor saturado no evaporador

Uma vez encontrada a quantidade de calor trocado em cada região do evaporador e as áreas superficiais destas regiões, pode-se determinar o comprimento equivalente e o volume interno para a área saturada usando as Equações 4.19 e 4.20, e para a região superaquecida utilizando as Equações 4.28 e 4.29.

$$V_{sup}^{ev} = \frac{\pi \cdot (d_{int}^{ev})^2}{4} \cdot L_{sup}^{ev} \quad (4.28)$$

$$A_{sup}^{ev} = \pi \cdot d_{int}^{ev} \cdot L_{sup}^{ev} \quad (4.29)$$

onde,

V_{sup}^{ev} Volume equivalente da região saturada do evaporador

L_{sup}^{ev} Comprimento equivalente da região saturada do evaporador

Definido o volume da região saturada do evaporador, as densidades do líquido e do gás e a fração de vazio, determina-se a massa total de refrigerante no evaporador aplicando-se as Equações 4.12, 4.18 e 4.21.

4.1.3 Massa de Refrigerante no Condensador

Para a determinação da massa de refrigerante no condensador, pode-se fazer uma analogia com o procedimento apresentado para o cálculo da massa no evaporador, considerando-se, agora, que a massa total neste trocador está distribuída em uma região de fluido saturado, uma de vapor superaquecido e outra de líquido sub-resfriado, conforme a Figura 3.6a.

Assim como no evaporador, para o cálculo desta massa é necessário calcular as frações de vazio ao longo da região bifásica e os volumes das regiões, monofásica e bifásica, do condensador.

Considerando o condensador como um tubo cilíndrico de comprimento equivalente com três regiões distintas, uma bifásica (fluido saturado) e duas monofásicas (vapor superaquecido e fluido resfriado), conforme a Figura 4.6a, e desprezando-se a massa contida na região superaquecida, devido a sua densidade do fluido nesta região, a massa total do refrigerante neste trocador de calor é definida conforme a Equação 4.30.

$$M_{cd} = M_{sat}^{cd} + M_{sub}^{cd} \quad (4.30)$$

onde,

M_{cd} Massa total de fluido refrigerante no condensador

M_{sat}^{cd} Massa de fluido refrigerante na região saturada do condensador

M_{sub}^{cd} Massa de fluido refrigerante na região sub-resfriada do condensador

A massa de refrigerante na região sub-resfriada, onde o fluido encontra-se totalmente na fase líquida, pode ser calculada pela Equação 4.31.

$$M_{sub}^{cd} = \rho_{liq}^{sub} \times V_{sub}^{cd} \quad (4.31)$$

onde,

ρ_{liq}^{sub} Densidade do fluido líquido na região sub-resfriada do condensador

V_{sub}^{cd} Volume equivalente da região sub-resfriada do condensador

O volume e a área superficial de troca de calor da região sub-resfriada do condensador podem ser determinados pelas Equações 4.32 e 4.33.

$$V_{sub}^{cd} = \frac{\pi \cdot (d_{int}^{cd})^2}{4} \cdot L_{sub}^{cd} \quad (4.32)$$

$$A_{sub}^{cd} = \pi \cdot d_{int}^{cd} \cdot L_{sub}^{cd} \quad (4.33)$$

onde,

A_{sub}^{cd} Área superficial interna da região sub-resfriada do condensador

d_{int}^{cd} Diâmetro interno do tubo do condensador

L_{sub}^{cd} Comprimento equivalente da região sub-resfriada do condensador

Como para o evaporador, relaciona-se a área superficial de troca de calor da região monofásica do condensador à efetividade do trocador nesta região. Assim, aplicando um balanço de energia na região sub-resfriada do condensador, determina-se a quantidade de calor trocado na mesma, conforme a Equação 4.34.

$$Q_{sub}^{cd} = C_{ref,l}^{cd} \cdot (T_4 - T_{amb}) \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{-U_{sub}^{cd} \cdot A_{sub}^{cd}}{C_{ref,l}^{cd}}\right) \right] \quad (4.34)$$

onde,

Q_{sub}^{cd} Quantidade de calor trocado na região sub-resfriada do condensador

$C_{ref,l}^{cd}$ Capacidade térmica do refrigerante na região sub-resfriada do condensador

U_{sub}^{cd} Coeficiente global de calor na região sub-resfriada do condensador

A_{sub}^{cd} Área superficial de troca térmica na região sub-resfriada do condensador

Para a região de vapor superaquecido, a quantidade de calor trocado na mesma é dada pela Equação 4.35.

$$Q_{sup}^{cd} = C_{ref,v}^{cd} \cdot (T_2 - T_{amb}) \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{-U_{sup}^{cd} \cdot A_{sup}^{cd}}{C_{ref,v}^{cd}}\right) \right] \quad (4.35)$$

onde,

Q_{sup}^{cd} Quantidade de calor trocado na região superaquecida do condensador

$C_{ref,v}^{cd}$ Capacidade térmica do refrigerante na região superaquecida do condensador

U_{sup}^{cd} Coeficiente global de calor na região superaquecida do condensador

A_{sup}^{cd} Área superficial de troca térmica na região superaquecida do condensador

Sabendo-se a área total de troca de calor do condensador, em função de seus dados geométricos, deduz-se o valor da área de troca de calor da região saturada de acordo com a Equação 4.36.

$$A^{cd} = A_{sup}^{cd} + A_{sat}^{cd} + A_{sub}^{cd} = \pi \cdot d_{int}^{cd} \cdot L_{cd} \quad (4.36)$$

onde,

L_{cd} Comprimento equivalente total do tubo do condensador

Aplicando-se a Equação 4.21 para o condensador, a massa de refrigerante na região saturada do mesmo pode ser calculada pela Equação 4.37, que considera as frações volumétricas de vapor e de líquido ao longo desta região.

$$M_{sat}^{cd} = [\alpha_v^{cd} \cdot \rho_v^{cd} + \alpha_l^{cd} \cdot \rho_l^{cd}] \cdot V_{sat}^{cd} \quad (4.37)$$

onde,

α_v^{cd} Fração volumétrica de vapor na região saturada do condensador

α_l^{cd} Fração volumétrica de líquido na região saturada do condensador

ρ_v^{cd} Densidade do vapor na região saturada do condensador

ρ_l^{cd} Densidade do líquido na região saturada do condensador

V_{sat}^{cd} Volume equivalente da região saturada do condensador

O volume ocupado pela região bifásica do condensador é determinado pela Equação 4.38.

$$V_{sat}^{cd} = \frac{\pi \cdot (d_{int}^{cd})^2}{4} \cdot L_{sat}^{cd} \quad (4.38)$$

onde,

L_{sat}^{cd} Comprimento equivalente da região saturada do condensador

A quantidade de calor trocado na região saturada do condensador, considerando um funcionamento em regime permanente e as Figuras 3.6a e 4.6a, pode ser calculada pela Equação 4.39.

$$Q_{sat}^{cd} = U_{sat}^{cd} \cdot A_{sat}^{cd} \cdot (T_3 - T_{amb}) \quad (4.39)$$

onde,

T_3 Temperatura do fluido refrigerante na entrada da região saturada do condensador

Pode-se ainda, segundo a Equação 3.9, relacionar as quantidades de calor trocadas nas regiões do condensador às diferenças de entalpia na entrada e saída destas regiões, conforme as Equações 4.40, 4.41 e 4.42.

$$Q_{sup}^{cd} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_3) \quad (4.40)$$

$$Q_{sat}^{cd} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_4) \quad (4.41)$$

$$Q_{sub}^{cd} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_4 - h_5) \quad (4.42)$$

onde,

h_2 Entalpia do refrigerante na entrada do condensador

h_3 Entalpia do vapor saturado no condensador

h_4 Entalpia do líquido saturado no condensador

h_5 Entalpia do refrigerante na saída do condensador

Definidos os volumes de cada região e as frações de vazio na região saturada, determina-se a massa total de refrigerante no condensador aplicando-se as Equações 4.12, 4.18 e 4.21 e 4.31.

De acordo com a Equação 4.4, uma variação na massa total de fluido refrigerante no sistema implicará em variações nas parcelas de fluido que entrarão no evaporador e no condensador e, por conseguinte, em alterações nas dimensões das regiões monofásicas e bifásicas dos mesmos. Essas alterações nas dimensões abrangidas pelas regiões distintas nos trocadores de calor afetam a quantidade de calor a ser trocado em cada uma destas regiões.

Nesta situação, todo o ciclo termodinâmico do sistema de refrigeração será alterado, incluindo as características do fluido refrigerante na entrada do compressor, levando-o a um desempenho diferente do nominal que, conseqüentemente, irá influenciar no seu consumo energético e na sua vida útil.

4.1.4 Massa de Refrigerante no Compressor

Os fluidos refrigerantes e os óleos lubrificantes utilizados nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor são miscíveis entre si e o quanto eles se misturam é determinado por um grau de solubilidade do refrigerante do óleo, σ . O valor desta solubilidade é influenciado pela pressão e temperatura a qual esta mistura esteja sujeita. Assim, um aumento na pressão provoca um aumento na solubilidade, ou seja, mais fluido refrigerante se mistura ao óleo. Para uma baixa pressão a solubilidade é reduzida,

ocorrendo um desprendimento do refrigerante da mistura e podendo até causar, dependendo das demais condições internas ao compressor, a formação de bolhas de gás e até mesmo de espuma dentro do compressor. Em relação à temperatura, o efeito da solubilidade do refrigerante no óleo é o inverso do que ocorre com a variação de pressão, ou seja, um aumento na temperatura causa uma redução na quantidade de refrigerante no óleo, conforme publicado por Silva (2004) e Ferreira (2006).

Em sistemas que operam com fluido refrigerante HFC 134a, o óleo lubrificante recomendado é o Ester ISO10, um óleo sintético com características compatíveis com o refrigerante citado.

Para a determinação da massa de refrigerante dissolvida no óleo do compressor, utiliza-se a Equação 4.43, onde a massa de óleo lubrificante, M_{ol} , é fornecida pelo fabricante do compressor e a solubilidade, σ , é obtida pela curva de solubilidade entre os fluidos para a temperatura de operação.

$$M_{CP} = M_{ol} \cdot \frac{\sigma}{1 - \sigma} \quad (4.43)$$

A temperatura de operação do óleo lubrificante depende das temperaturas de condensação e evaporação do sistema de refrigeração, pois são elas que determinam a razão de compressão e a carga de refrigerante que chega ao compressor. Como a condição do fluido na sucção do compressor é consequência direta da temperatura de evaporação, isto significa dizer que a carga de refrigerante no compressor pode ser, em grande parte, uma função desta temperatura (Corberán, 2008).

4.1.5 Vazamento de Fluido Refrigerante

O vazamento de fluidos refrigerantes em qualquer sistema de refrigeração é considerado como uma das maiores causas para o aumento do impacto ambiental produzidos por estes sistemas, em especial no aquecimento global. A influência do vazamento pode ser direta, pelo ataque químico do fluido à atmosfera ou indireta, causando a degradação no desempenho do sistema e o aumento no seu consumo energético, conforme descrito no item 4.1.

Apesar dos vazamentos de refrigerantes poderem ocorrer a qualquer momento da vida de um equipamento de refrigeração, ou seja, fabricação, instalação, operação,

manutenção ou descarte, é durante o período de operação que se registram as maiores incidências destes vazamentos. Neste caso, a taxa de vazamento pode ser afetada e aumentada por uma série de fatores como: vibrações, diferenças de pressões e temperaturas, falhas em conexões, acidentes durante intervenções e outros.

A previsão anual da quantidade de fluido refrigerante que vaza de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, principalmente de um refrigerador doméstico, é um desafio ainda não vencido pelos pesquisadores. Um ponto de partida para se estabelecer estas previsões pode ser o modelo proposto por Fontanive (2005), nele a pesquisadora apresenta equações para o cálculo da taxa de vazamento de um fluido em geral, de uma tubulação sob pressão para a atmosfera, tanto se o mesmo estiver no estado líquido ou gasoso, conforme Equações 4.44 e 4.45, respectivamente.

$$\Delta M_l = A_h \cdot C_d \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_l \cdot (P_i - P_e)} \quad (4.44)$$

$$\Delta M_v = A_h \cdot C_d \cdot \sqrt{2 \cdot P_i \cdot \rho_v \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) \cdot \left[\left(\frac{P_e}{P_i}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_e}{P_i}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (4.45)$$

onde,

ΔM_l Massa de fluido, inicialmente no estado líquido, que vaza de uma de tubulação

ΔM_v Massa de fluido, inicialmente no estado gasoso, que vaza de uma de tubulação

A_h Área de abertura do orifício na tubulação

C_d Coeficiente de descarga

P_i Pressão interna do fluido na tubulação

P_e Pressão externa a tubulação

ρ_l Densidade do fluido no estado líquido

ρ_g Densidade do fluido no estado gasoso

γ Relação entre calores específicos

No caso de equipamentos de refrigeração doméstica, a determinação de uma taxa anual de vazamento de refrigerante é uma tarefa árdua, uma vez que, em um mesmo instante no sistema se encontra fluido no estado líquido, gasoso e saturado, distribuído em dois níveis de pressões distintos e, o orifício por onde o fluido poderia escapar pode estar

localizado em qualquer um desses níveis de pressão, bem como poderia assumir inúmeras configurações geométricas.

Além dos complicadores citados acima, o sistema sofre ainda a influência de vários outros fatores, internos ou externos ao equipamento, principalmente o fator comportamental do usuário. O exemplo é uma prática antiga, mas ainda utilizada por proprietários de refrigeradores domésticos não dotados de tecnologia de degelo automático do compartimento do congelador, que é a utilização de objetos pontiagudos para a retirada da camada de gelo deste compartimento, o que pode ocasionalmente causar furos no evaporador e gerar um vazamento do fluido refrigerante.

Assim, poucos estudos mostram previsões anuais de vazamentos de fluido refrigerante em refrigeradores domésticos, e dentre eles destacam-se as taxas apresentadas na Tabela 4.1, segundo dados coletados em BNCR36 (2006) e no IPCC (2007).

Tabela 4.1- Taxas de vazamentos de fluidos refrigerantes em refrigeração doméstica

Tipo de Sistema	Taxas anuais de vazamentos reportadas em estudos anteriores			
	ETSU (1997)	March (1998)	Haydock et al (2003)	IPCC (2007)
Doméstico	2,5%	1%	0,3 – 0,7%	2- 3%

Considerando-se o panorama apresentado sobre a determinação matemática de uma taxa de vazamento anual de fluido refrigerante em um sistema de refrigeração doméstica, que considere todos os fatores envolvidos no processo, seria necessário um esforço computacional muito grande para determiná-lo, o que não é o alvo principal deste estudo. Assim, sem prejuízo ao desenvolvimento deste trabalho, foi adotada a taxa de vazamento prevista pelo relatório do IPCC (2007), com um valor médio de 2,5% ao ano.

Considerando-se uma expectativa de vida útil de 15 anos para os refrigeradores atualmente instalados nas residências brasileiras, um gráfico com a evolução na variação de carga de fluido para o equipamento modelado, com o passar dos anos de funcionamento, pode ser traçado conforme Figura 4.8.

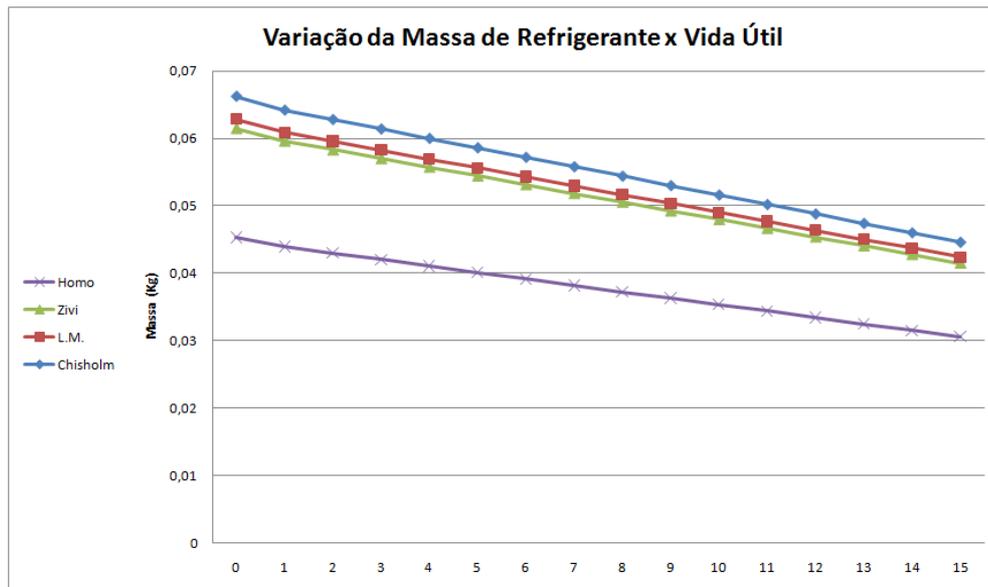


Figura 4.8: Evolução da carga de refrigerante com o tempo de vida do refrigerador, em função da taxa de vazamento de 2,5% a.a

O gráfico acima considera uma evolução linear na taxa de vazamento, e leva em consideração os vazamentos ocasionados por motivos diversos, tais como: degradação de componentes, intervenções de manutenção e eventuais furos nos tubos do evaporador ou condensador. Observa-se que a carga obtida utilizando-se a correlação de Chisholm, na determinação da fração de vazio, é a que apresenta os valores mais aceitáveis e, portanto será a correlação adotada como padrão neste trabalho.

4.1.6 A Redução da Carga e o Comportamento do Sistema de Refrigeração

Como já mencionado, em um sistema de refrigeração por compressão de vapor, para uma carga de fluido refrigerante diferente da carga nominal, o sistema terá comportamento termodinâmico diferente do inicialmente esperado com esta carga. Assim, ao se considerar a ocorrência de vazamento de fluido do sistema e a consequente diminuição na carga nominal, são esperadas uma redução na capacidade de refrigeração e um aumento no consumo energético do equipamento.

Uma alteração esperada no sistema com a redução de carga de refrigerante é a variação nas pressões de evaporação e condensação, bem como nas temperaturas de saída do fluido nos trocadores de calor.

Como forma de determinar o comportamento de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, quando sujeito a um incremento de carga de fluido refrigerante,

Vjacheslav et al (2001) descreveu um método matemático para calcular a nova temperatura de condensação no mesmo. De acordo com os autores, considerando-se o condensador funcionando em regime permanente, que o acréscimo de carga de fluido no sistema se transfere integralmente para este trocador de calor e que a troca de calor no mesmo é constante, é possível determinar a temperatura de condensação após este incremento de carga, assumindo uma compensação na perda de área superficial de troca de calor, conforme a Equação 4.46.

$$Q^{cd} = U_{cd} \cdot (A_{cd} + \Delta A_{cd}) \cdot (T'_{cd} - T_{amb}) \quad (4.46)$$

onde,

Q^{cd} Calor trocado no condensador

T'_{cd} Temperatura de condensação após o incremento de carga de refrigerante

A_{cd} Área nominal da superfície de troca de calor do condensador

ΔA_{cd} Área superficial de troca perdida após o incremento de carga

Seguindo o raciocínio de Vjacheslav et al (2001), porém considerando uma redução na carga de fluido refrigerante e que, neste caso, ao invés de uma perda na área de troca de calor do condensador, tem-se um ganho na área de troca do evaporador, na região saturada, conforme Equação 4.47, pode-se determinar a nova temperatura de evaporação de acordo com a Equação 4.48.

$$Q^{ev} = U_{ev} \cdot (A_{ev} + \Delta A_{ev}) \cdot (T'_{ev} - T_i) \quad (4.47)$$

$$\frac{T_i - T'_{ev}}{T_i - T_{ev}} = \frac{1}{1 + \frac{4 \cdot \Delta M_{ev}}{\pi \cdot d_{ev}^2 \cdot \rho_{ls} \cdot L_{sat}^{ev}}} \quad (4.48)$$

onde,

Q^{ev} Calor trocado no evaporador

T'_{ev} Temperatura de evaporação após a redução na carga de refrigerante

T_{ev} Temperatura nominal de evaporação

A_{ev} Área nominal da superfície de troca de calor do evaporador

ΔA_{ev} Área superficial de troca incrementada com a redução na carga

ΔM_{ev} Quantidade de carga de refrigerante reduzida no evaporador

ρ_{ls} Densidade do líquido saturado no evaporador, na condição de carga nominal

d_{ev} Diâmetro interno do tubo do evaporador

De acordo com as equações acima, conhecendo-se a condição anterior de funcionamento do sistema e a quantidade de carga que saiu do mesmo, é possível determinar suas novas características termodinâmicas e calcular seu consumo energético em função desta nova condição de funcionamento. Este processo é repetido ao longo da vida útil adotada para o equipamento.

Para a aplicação do processo iterativo acima, é essencial a determinação da variação de massa do fluido refrigerante no evaporador e, para isto, é necessário ainda saber como acontece a distribuição da massa total entre os trocadores de calor. Dmitriyev e Pisarenko (1984) sugeriram uma correlação simples para o cálculo da quantidade ideal de massa de refrigerante em um refrigerador doméstico, na qual os únicos parâmetros utilizados eram os volumes internos do evaporador e condensador, conforme Equação 4.49. Eles conduziram o estudo em um refrigerador que utilizava o HCFC-22 como fluido refrigerante, e concluíram que a variação no COP era mais sensível a uma sobrecarga do que a uma sub-carga de fluido, e que a carga ideal era independente da temperatura ambiente.

$$M_{REF} = 0,41 \cdot V_{ev} + 0,62 \cdot V_{cd} - 38 \quad (4.49)$$

onde,

V_{ev} Volume total do evaporador

V_{cd} Volume total do condensador

Partindo do princípio adotado por Dmitriyev e Pisarenko (1984) a Equação 4.4 pode ser reescrita na indicação da Equação 4.50.

$$M_{REF} = X_{CD} \cdot M_{REF} + X_{EV} \cdot M_{REF} + X_{CP} \cdot M_{REF} \quad (4.50)$$

onde,

X_{CD} fator multiplicador da massa total de refrigerante para o condensador

X_{EV} fator multiplicador da massa total de refrigerante para o evaporador

X_{CP} fator multiplicador da massa total de refrigerante para o compressor

Os valores dos multiplicadores encontrados pela Equação 4.50 serão utilizados como constantes para a determinação da massa de refrigerante, distribuída nos trocadores de calor e compressor em cada iteração, considerando uma taxa de vazamento anual de fluido.

A partir da nova massa de refrigerante no evaporador, deduz a quantidade de fluido que este trocador perdeu, ΔM_{ev} , em relação ao ano anterior, e aplicando-se as Equações 4.47 e 4.48 encontram-se a temperatura de evaporação e os demais dados termodinâmicos para caracterizar o sistema nesta situação. Importante ressaltar que, para a aplicação desta metodologia, considera-se o sistema funcionando em regime permanente, com a temperatura interna do gabinete e a temperatura ambiente invariáveis e a troca de calor no evaporador constante.

Os resultados obtidos empregando-se a metodologia apresentada estão inseridos na Tabela 4.2, onde o consumo energético do refrigerador é calculado em função da redução anual na massa de refrigerante, ao longo de sua vida útil, causada por vazamentos e fixada em 2,5% ao ano, conforme dados fornecidos pelo IPCC(2007).

Tabela 4.2 – Consumo energético em função da redução de carga de refrigerante

Ano	M_{ref} (kg)	W_{cp} calculado (W)
1	0,06415	382,6
2	0,06276	382,7
3	0,06137	382,8
4	0,05998	382,8
5	0,05859	382,9
6	0,05719	382,9
7	0,0558	382,9
8	0,05441	383
9	0,05302	383
10	0,05163	383,1
11	0,05023	383,1
12	0,04884	383,2
13	0,04745	383,2
14	0,04606	383,2
15	0,04466	383,2

Os dados apresentados na Tabela 4.2 retratam e ratificam os resultados de estudos anteriores a este que, apesar de terem sido realizados em equipamentos diferentes do abordado neste trabalho, apontam para uma pequena alteração no desempenho do sistema de refrigeração quando sujeito a uma variação da carga de fluido refrigerante.

Assim, pode-se observar pelos dados obtidos que, conforme mostrado por Grace et al (2004) e em analogia à Figura 4.1, o consumo energético do equipamento de refrigeração sofre uma variação pequena quando a carga de fluido refrigerante é reduzida da nominal, mas que não deve ser desprezada e sim considerada, juntamente com outros fatores, quando se analisar o impacto da degradação temporal do equipamento no meio ambiente.

4.2 DESGASTE NO COMPRESSOR

A previsão do consumo de energia de um compressor de refrigeração é um fator chave para a determinação de seu impacto indireto no aquecimento global. A grande maioria de artigos sobre o assunto assume que, em um sistema de refrigeração a eficiência do compressor é constante ao longo da sua vida útil, porém, em uma situação real o compressor está sujeito a um desgaste mecânico que, inevitavelmente, acarretará em uma diminuição contínua de seu desempenho ao longo dos anos de sua utilização (Nascimento et al, 2008).

A análise do desempenho de um compressor busca estabelecer sua capacidade de vazão e consumo de energia associada ao trabalho de compressão, em função das condições de operação impostas ao mesmo. Sua capacidade de vazão é expressa por uma eficiência volumétrica, enquanto seu consumo de energia é caracterizado por uma eficiência isentrópica de compressão, conforme modelagem descrita no item 3.2.1 e Equação 4.51.

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{W}_{cp,iso}}{\dot{W}_{cp,real}} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_{cp,iso}}{\dot{W}_{cp,real}} \quad (4.51)$$

onde,

$\dot{W}_{cp,iso}$ Potência de compressão isentrópica

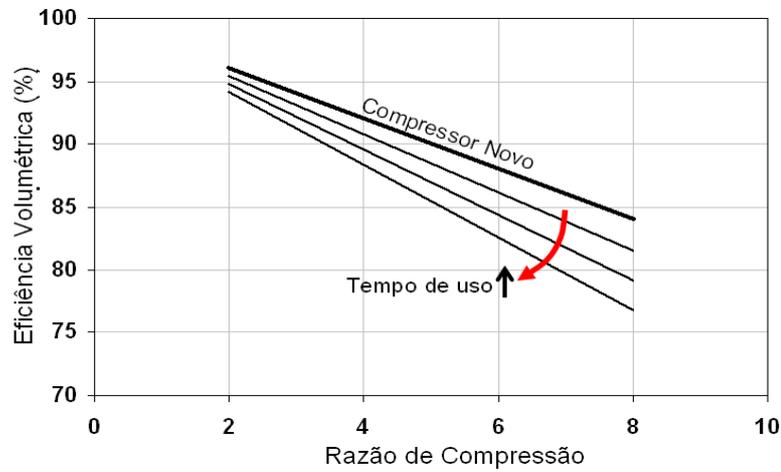
$\dot{W}_{cp,real}$ Potência de compressão real

\dot{m} Vazão mássica de refrigerante

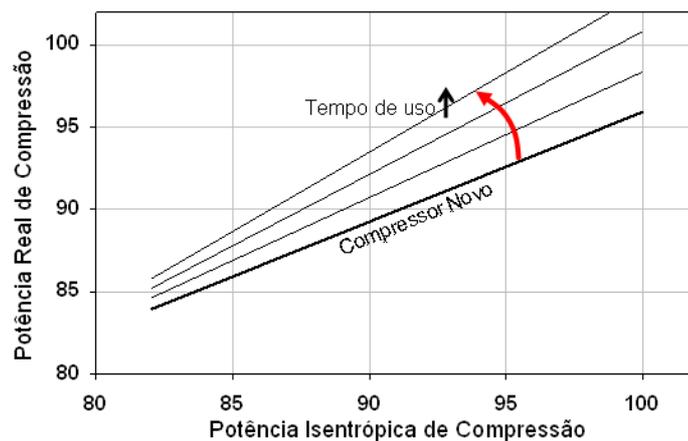
$\Delta h_{cp,iso}$ Trabalho específico de compressão ideal

O desgaste causado pelo tempo de uso do compressor conduz a um aumento gradativo das perdas e a uma degradação das suas eficiências volumétrica e isentrópica,

fazendo com que, nas mesmas condições de operação, o mesmo compressor consuma uma potência cada vez maior, conforme Figuras 4.9a e 4.9b.(Nascimento et al, 2008)



(a)



(b)

Figura 4.9 – Influência do tempo de uso sobre o desempenho de um compressor:

a) Eficiência Volumétrica b) Potência de Compressão

Fonte: Nascimento et al (2008)

Os gráficos acima mostram que, ao longo do tempo, as diminuições das eficiências volumétrica e isentrópica, causadas pelo desgaste mecânico se traduzem por modificações dos coeficientes angulares das curvas para estas eficiências, acarretando em aumento da potência real consumida pelo compressor.

O desgaste mecânico nos compressores pode ocorrer devido ao desgaste de válvulas, sedes de válvulas e interface cilindro-pistão, bem como pela degradação das características do óleo lubrificante. Isso conduz a um aumento gradativo dos vazamentos

internos, de tal forma que, nas mesmas condições de operação, o compressor produzirá uma menor vazão de refrigerante, diminuindo a capacidade de refrigeração. Além disso, os vazamentos internos acarretam uma elevação adicional de temperatura do refrigerante aspirado pelo compressor, o que também reduz a vazão mássica efetiva de refrigerante. Em consequência, o consumo de energia aumentará continuamente ao longo do tempo, pois ciclos de operação mais longos serão necessários para atingir uma dada temperatura ajustada no termostato do refrigerador (Nascimento et al, 2008).

A modelagem da influência do desgaste de um compressor hermético no seu consumo energético, ainda é um desafio aos pesquisadores, e a literatura trata muito pouco sobre o assunto. Uma abordagem genérica do desgaste de um equipamento mecânico em função de seu tempo de uso pode ser baseada em uma curva de eficiência pelo tempo de vida útil deste equipamento, conforme Figura 4.10.

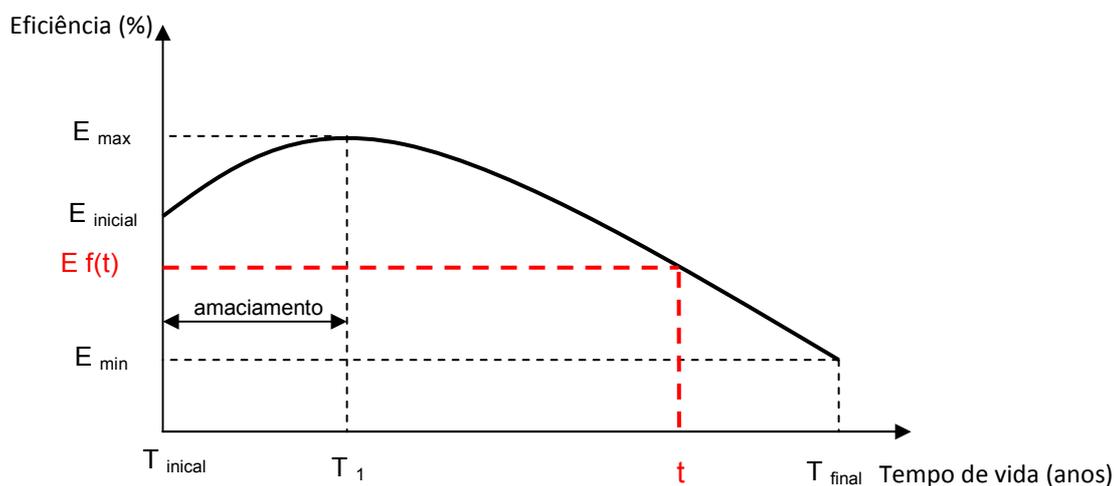


Figura 4.10 – Comportamento da eficiência de um compressor com seu tempo de uso

De acordo com a curva de eficiência acima, o equipamento parte seu funcionamento de uma eficiência nominal e após um período inicial de trabalho seus componentes mecânicos sofrem um desgaste natural, em que folgas e ajustes de fabricação são refeitos pela própria condição de uso do equipamento. Este período é conhecido como de amaciamento e é durante ele que o equipamento atinge sua máxima eficiência de funcionamento. Após um período trabalhando com eficiência satisfatória, o desgaste mecânico normal em qualquer equipamento, tende a se acentuar, levando-o a uma redução gradativa na sua eficiência de tal forma que em determinado instante ele atinja uma eficiência mínima, comprometendo a utilização deste equipamento.

A determinação dos tempos em que ocorrem as diferentes etapas na degradação de um equipamento, é uma tarefa nada fácil, em função de uma série de fatores, tais como: condições de uso, periodicidade nas intervenções de manutenção, condições externas e outras que dependem de cada tipo de equipamento e sua utilização.

No caso de compressores herméticos utilizados em refrigeradores domésticos, uma alternativa à falta de modelos matemáticos que relacionem o desgaste progressivo à variação no seu consumo energético, é a utilização de um gráfico apresentado por Cardoso (2008), que mostra um fator de degradação do equipamento em função da sua idade, conforme Figura 4.11. Este gráfico foi obtido, segundo o autor, a partir de dados fornecidos por fabricantes de refrigeradores domésticos no Brasil.

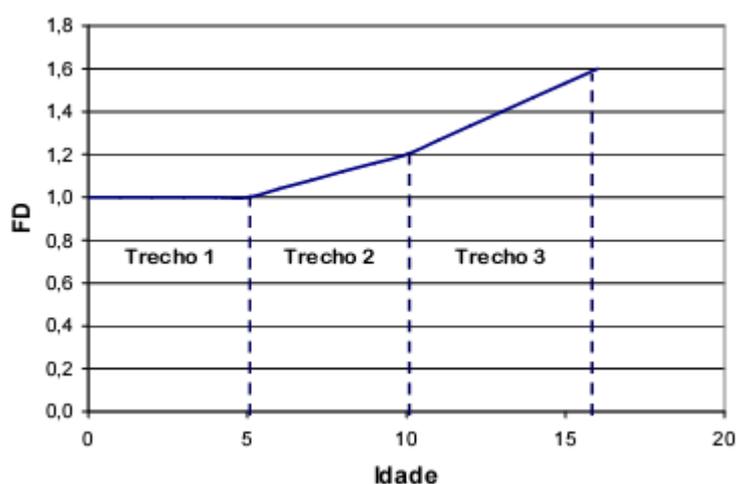


Fig. 4.11 – Fator de degradação em função da idade do equipamento.

Fonte: Cardoso (2008)

Segundo a figura acima, durante os cinco primeiros anos de funcionamento, a degradação no equipamento não é relevante e considera-se que o mesmo opere na condição nominal de projeto. Ainda, segundo este estudo, de 5 a 10 anos de funcionamento tem-se um período de degradação crescente que chega a incrementar o consumo energético em até 20% ao final deste período. Por fim, de 10 a 15 anos esta degradação tende a aumentar mais ainda, chegando a um consumo 40% maior que o nominal

Considerando-se a aplicação do fator de degradação em função da idade do equipamento de refrigeração, mostrado na Figura 4.11, uma equação pode ser gerada pela regressão polinomial do gráfico apresentado nesta figura, conforme a Figura 4.12.

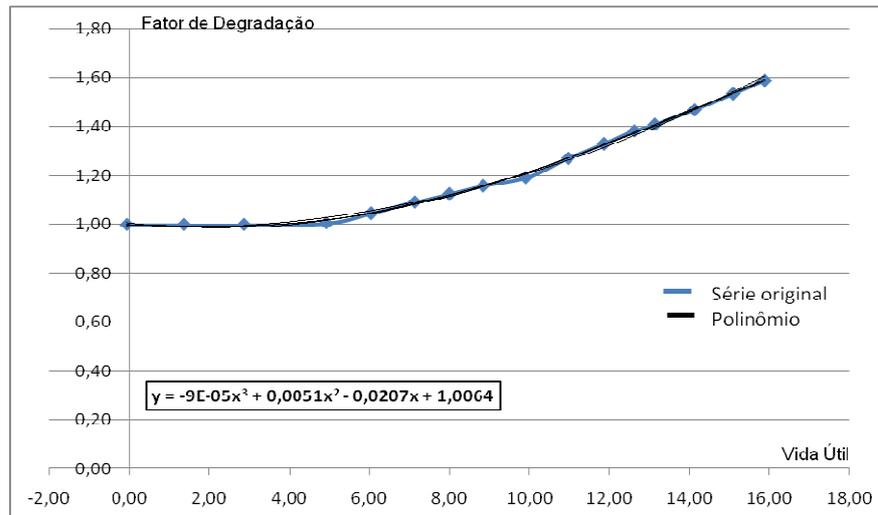


Fig. 4.12 – Regressão polinomial característica do desgaste do compressor

Aplicando-se a equação obtida pela regressão polinomial acima, o consumo do refrigerador pode ser estimado ao longo do período de sua utilização, conforme dados apresentados na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Consumo energético em função da degradação do compressor

Ano	W_{cp} nominal (W)	W_{cp} calculado (W)
1	331,6	378,9
2	331,6	377,8
3	331,6	382,2
4	331,6	389,8
5	331,6	400,2
6	331,6	413,3
7	331,6	428,8
8	331,6	446,6
9	331,6	466,4
10	331,6	488
11	331,6	511,3
12	331,6	536
13	331,6	536
14	331,6	561,9
15	331,6	588,9

Para a obtenção dos valores de consumo do refrigerador utilizando o método acima, foram consideradas as seguintes hipóteses simplificadoras:

- o refrigerador opera em regime permanente;
- a temperatura interna do gabinete e a externa ao mesmo são constantes;
- não existe variação na carga de fluido refrigerante do sistema;

- d) não se considera carga térmica de produtos inseridos no refrigerador e efeitos de infiltração de ar externo devido a aberturas da porta do gabinete.

Comparando-se a curva mostrada na Figura 4.12 com os valores obtidos na Tabela 4.3, pode-se concluir que a curva de eficiência mostrada na Figura 4.10 é válida neste caso da análise do desempenho do compressor em função de sua degradação temporal

4.3 PERDA DE EFICIÊNCIA DO ISOLAMENTO

O isolamento térmico, contido nas paredes que delimitam o gabinete de um refrigerador doméstico, é o responsável por dificultar as trocas de calor entre o ambiente interno e externo a este gabinete.

Devido às suas excelentes propriedades isolantes, as espumas rígidas de Poliuretano Expandido (PU) são largamente utilizadas no preenchimento de cavidades como forma de promover o isolamento térmico de diversos eletrodomésticos, como geladeiras, refrigeradores, etc. Além das características isolantes, as espumas rígidas de PU são utilizadas no isolamento térmico de refrigeradores domésticos, devido a outras propriedades como: fluidez, que permite preencher cavidades complexas, baixo tempo de desmoldagem e excelente adesão a diferentes substratos. Os gabinetes e as portas das geladeiras e *freezers* são normalmente contruídos com a parte externa de metal pintado e a interna de material termoplástico como ABS (compolímero acrilonitrila / butadieno / estireno) ou HIPS (poliestireno de alto impacto), tendo a cavidade, entre as duas faces, preenchida com a espuma rígida de PU.

A espuma de PU é obtida basicamente através da reação de polimerização entre o polioliol e o isocianato acompanhada pela reação de expansão química (entre o isocianato e a água) que produz CO₂ expandindo a espuma, e pela expansão física proporcionada pelo agente de expansão. A baixa condutividade térmica das espumas rígidas de poliuretano (fator K) resulta da sua baixa densidade e da sua estrutura de células pequenas e fechadas, cheias com agentes de expansão auxiliares (AEAs) como os CFC's, CO₂, HCFC's, pentanos, HFC's, etc. A condutividade térmica final de uma espuma é determinada em função das contribuições devidas à: convecção, radiação, condutividade térmica do gás e do polímero e densidade da espuma. Uma típica espuma rígida de PU, com densidade de 32 kg/m³, consiste de 3% de polímero e 97% de gás (% em volume) retido nas células

fechadas da espuma, e a natureza química do PU tem pouca influência na condutividade térmica (Vilar, 2008).

Espumas rígidas de PU quando expostas ao ar mostram um aumento na condutividade térmica, devido à permeabilidade das paredes celulares, que permitem a saída do AEA e a entrada do ar. Por exemplo, nas espumas fabricadas com gás carbônico usado como AEA, o gás carbônico formado durante a espumação, escapa mais rapidamente devido a sua alta solubilidade na estrutura da parede da célula fechada do PU e, esta propriedade tem influência no fator K da fase gasosa, e no perfil de variação da condutibilidade térmica da espuma com o tempo. A pressão dentro da célula pode cair a menos de 0,5 bar e pode ocorrer encolhimento da espuma. Após um período de dias ou semanas o ar difunde para o interior da célula, e neste estágio a pressão pode se tornar maior que a atmosférica ($> 1,5$ bar). Um efeito oposto pode ocorrer no teste de envelhecimento com vapor d'água, quando ocorre inchação da espuma devido ao aumento da pressão causado pela infusão do vapor d'água nas células (Vilar, 2008).

Para a determinação da influência do isolamento térmico no desempenho do sistema de refrigeração, em se tratando de refrigerador doméstico, deve-se considerar a quantidade de calor, $Q_{cond,gab}$, que flui através deste isolamento, por condução, para o interior do equipamento, de acordo com a Equação 4.52.

$$Q_{cond,gab} = \frac{K \cdot A_p \cdot (T_{amb} - T_i)}{E} \quad (4.52)$$

onde,

K Condutividade térmica da espuma PU

A_p Área do gabinete transversal ao fluxo de calor

E Espessura do isolamento

Considerando-se que a condutividade térmica do material de isolamento sofre uma degradação com o tempo (t) na forma de $K = f(t)$, em função principalmente da fuga do AEA e entrada de vapor d'água em seu lugar, pode-se afirmar que os valores obtidos pela Equação 4.49 serão maiores, com o passar dos anos de utilização do refrigerador.

A modelagem matemática da influência da variação temporal da capacidade de isolamento do gabinete do refrigerador no seu consumo, também é pouco retratada pelos pesquisadores, e dentre os trabalhos disponíveis destaca-se o desenvolvido por Johnson

(2004), em que ele apresenta um modelo gráfico que representa o aumento no consumo do refrigerador em função das condições do agente isolante do gabinete, conforme Figura 4.13.

O gráfico apresentado na Figura 4.13 é resultado de um cruzamento de informações obtidas dos ensaios com isolamentos térmicos de refrigeradores domésticos, conduzidos por Johnson (2000) e Wilkes et al (1999). Da análise do gráfico obtido pelos autores, pode-se concluir que o efeito da degradação do isolamento sobre o consumo do refrigerador é mais acentuado até o 10º ano de vida útil do mesmo, e depois tende a se estabilizar. Este fenômeno ocorre em função da rápida migração do AEA para a atmosfera e sua substituição, na composição da espuma isolante, por vapor d'água e outros gases nos primeiros anos do equipamento.

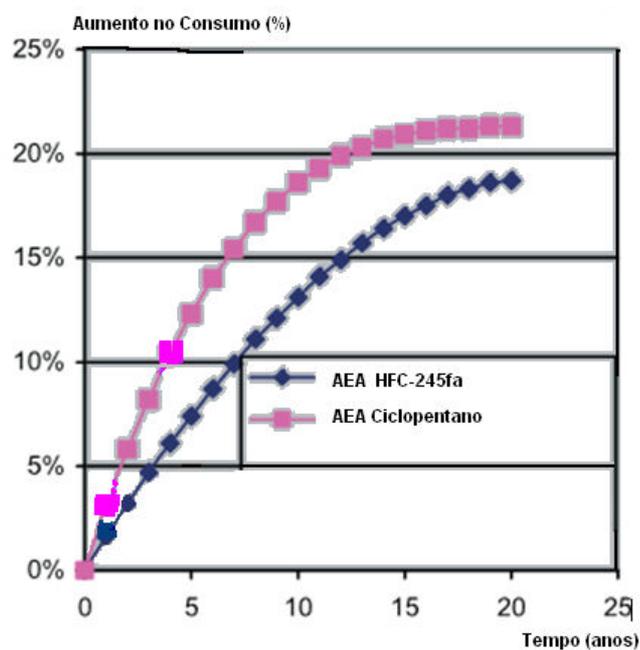


Fig. 4.13 – Influência da degradação do isolamento no consumo do refrigerador
Fonte: modificado, Johnson (2004)

Assim como na determinação de uma equação que relaciona a degradação do compressor com o consumo energético do refrigerador, uma equação pode ser obtida, por regressão polinomial do gráfico mostrado na Figura 4.13, para relacionar a influência da degradação do isolamento do gabinete do refrigerador no consumo de energia do mesmo, em função do tempo de uso, conforme Figura 4.14. Neste caso, o AEA utilizado no refrigerador modelado é o ciclopentano.

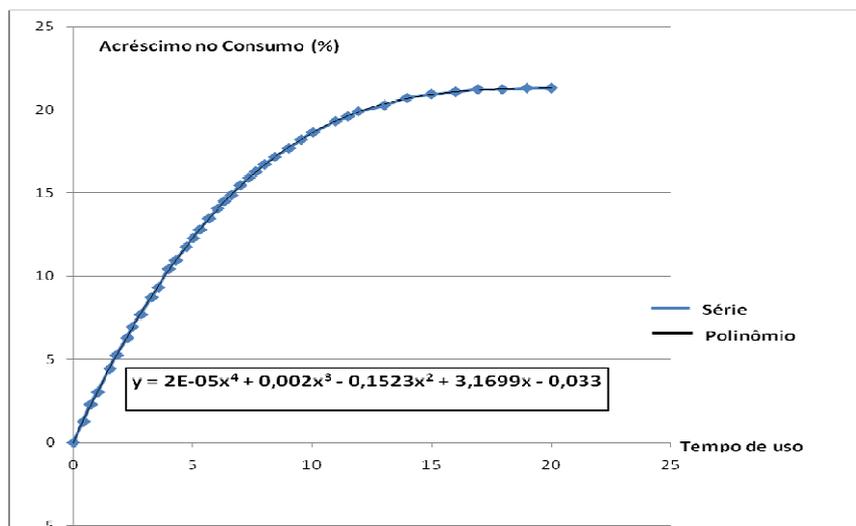


Fig. 4.14 – Regressão polinomial característica da degradação do isolamento do gabinete

Da mesma forma aplicada para a obtenção do consumo do equipamento em função do desgaste do compressor, o consumo também pode ser obtido considerando-se uma degradação anual do isolamento térmico, dado pela aplicação da equação obtida pela regressão polinomial apresentada na Figura 4.14. Neste caso, os novos valores de consumo energético são apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Consumo energético em função da degradação do isolamento térmico

Ano	W_{cp} nominal (W)	W_{cp} calculado (W)
1	331,6	393,9
2	331,6	413,7
3	331,6	422
4	331,6	429,4
5	331,6	435,9
6	331,6	441,5
7	331,6	446,5
8	331,6	450,4
9	331,6	453,8
10	331,6	456,6
11	331,6	458,9
12	331,6	460,6
13	331,6	460,6
14	331,6	462
15	331,6	463

Para a obtenção dos valores de consumo do refrigerador, utilizando o método acima, foram consideradas as mesmas hipóteses simplificadoras adotadas para o cálculo do consumo devido aos efeitos da degradação do compressor, porém neste caso não se considera estes efeitos.

4.4 FLUXOGRAMA DO MODELO PROPOSTO

Considerando a metodologia descrita nos itens citados neste capítulo, um novo valor do índice TEWI para um sistema de refrigeração residencial pode ser obtido, mediante a inserção no seu cálculo de fatores relacionados à degradação temporal que afeta o desempenho deste sistema. A forma como estes fatores podem ser inseridos na determinação do TEWI está representado no fluxograma da Figura 4.15.

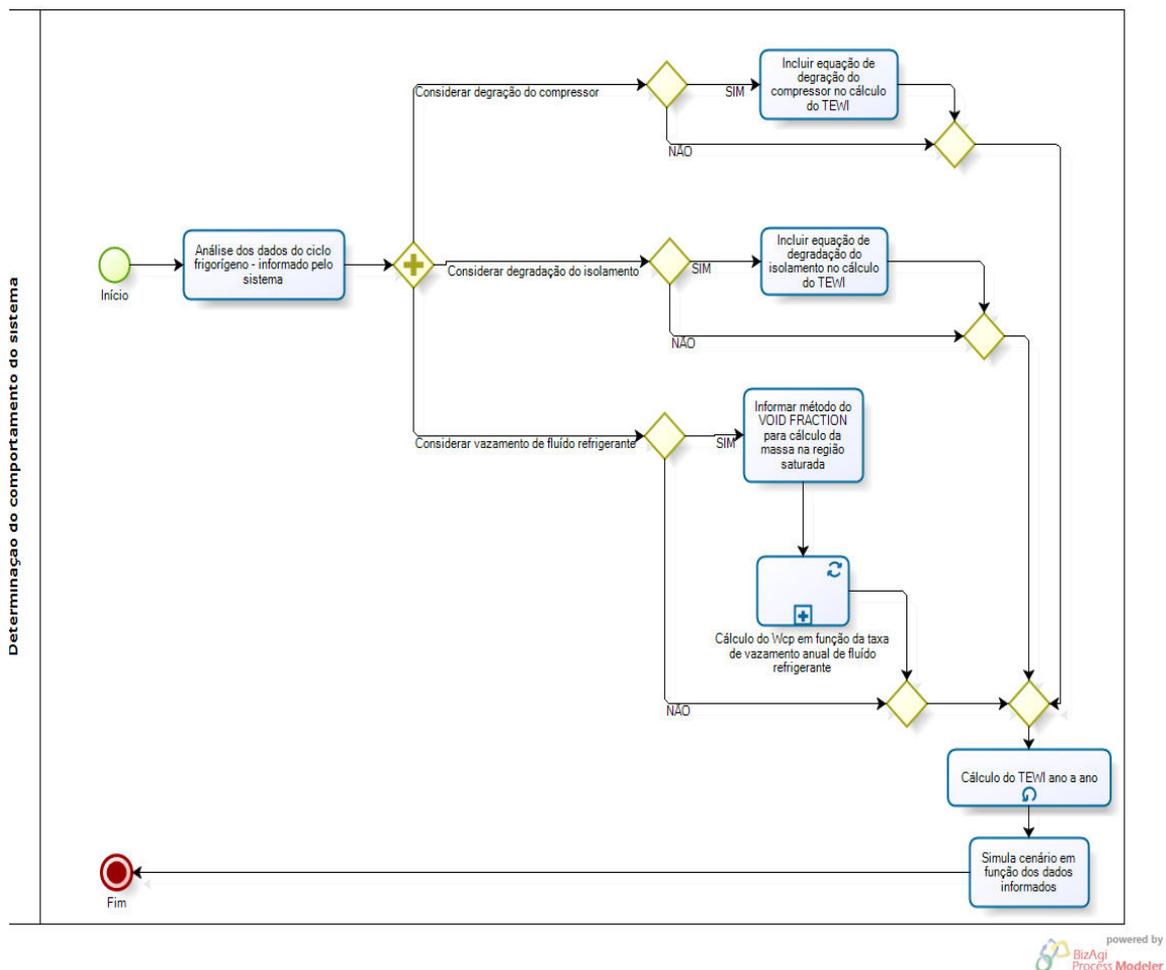


Fig. 4.15 – Fluxograma para o cálculo do novo TEWI de um refrigerador doméstico

4.5 RESULTADOS OBTIDOS COM A NOVA METODOLOGIA

Aplicando a metodologia proposta neste trabalho, uma nova medida do impacto ambiental, causado pelo uso dos sistemas de refrigeração que funcionam pelo princípio da compressão de vapor, como os refrigeradores domésticos, pode ser determinada.

Assim, considerando-se inicialmente um sistema que possua um vazamento de fluido refrigerante intermitente, oriundo de causas diversas, e que ao longo de sua vida útil, aqui considerada em 15 anos, funcione sob as mesmas condições de temperatura, externa e interna e, submetido à mesma carga térmica de carregamento de produto desde o início de seu funcionamento até o final desta vida útil, apresentará uma quantidade de CO₂ equivalente liberado na atmosfera, traduzido pela evolução do índice TEWI, maior que a de um sistema equivalente e que não considera os efeitos da redução da massa de fluido refrigerante. A comparação entre os valores de TEWI para o equipamento no qual se considera a influência da redução de massa de fluido refrigerante e para o que não a considera, pode ser observada na Figura 4.16.

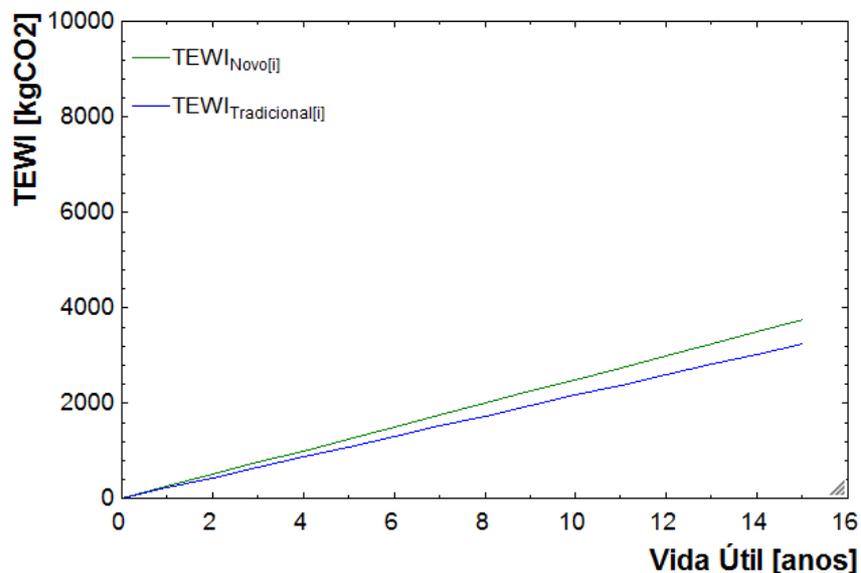


Fig. 4.16 – Evolução do TEWI para um sistema com e sem vazamento de refrigerante

Os valores apresentados no gráfico, denominado TEWI_{Novo} da figura acima, foram obtidos a partir dos procedimentos apresentados no item 4.1 e dos valores da Tabela 4.2, simulados pelo programa desenvolvido no aplicativo EES.

Importante ressaltar que, na metodologia tradicional aplicada no cálculo do TEWI, apesar de se considerar uma taxa anual de vazamento do fluido refrigerante, os efeitos no funcionamento do equipamento devido a esta redução de carga não é computado, e tão somente o efeito da quantidade de fluido que atinge a atmosfera em função do seu índice GWP.

Aplicando a mesma metodologia citada para a obtenção do gráfico da Figura 4.16, porém desconsiderando-se a influência no sistema do vazamento de fluido refrigerante, um

novo valor para o TEWI pode ser obtido, considerando-se agora que ao longo da vida útil de funcionamento deste sistema, o compressor do mesmo sofre um processo de degradação em função, principalmente, de desgastes causados por fatores já citados em capítulos anteriores, que se traduz em aumento no seu consumo energético e conseqüentemente no aumento do índice TEWI. Neste caso, os valores obtidos podem ser observados na Figura 4.17, juntamente com os valores tradicionais do TEWI para este mesmo equipamento.

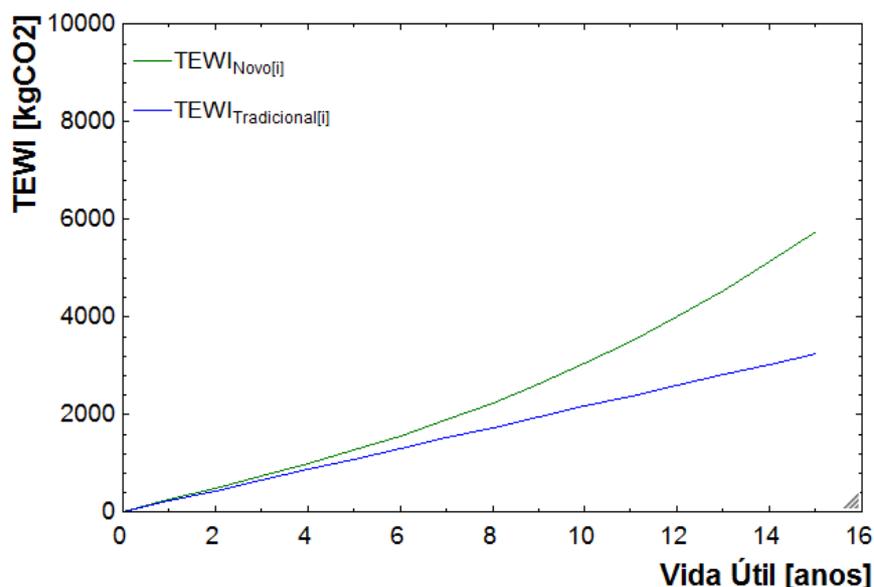


Fig. 4.17 – Evolução do TEWI para um sistema com e sem degradação do compressor

Os valores apresentados no gráfico, denominado $TEWI_{Novo}$ da figura acima, foram obtidos a partir dos procedimentos apresentados no item 4.2 e dos valores da Tabela 4.3.

Analisando este gráfico pode-se observar que, após o quinto ano de funcionamento, em função da aceleração do desgaste do compressor, o consumo sofre uma variação maior e, assim, o TEWI aumenta significativamente em relação ao calculado pelo método tradicional, que considera um consumo nominal do compressor, geralmente igual ao indicado pelo fabricante do equipamento, ao longo de sua vida útil.

Ainda utilizando a mesma metodologia empregada na determinação dos valores do TEWI para os dois casos anteriores, um novo valor para o índice pode ser obtido quando se considerar somente os efeitos da degradação no isolamento térmico do gabinete no consumo energético do equipamento simulado. O resultado, neste caso, pode ser observado na Figura 4.18.

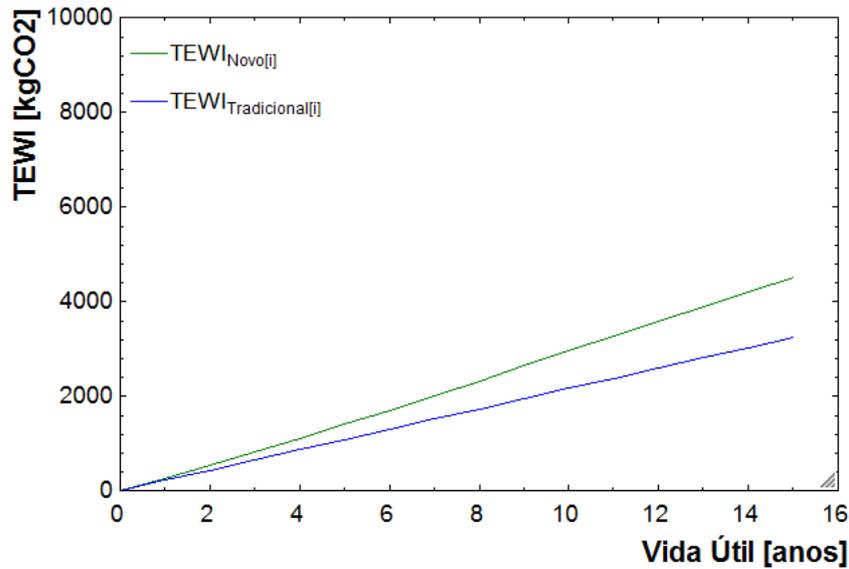


Fig. 4.18 – Evolução do TEWI para um sistema com e sem degradação do isolamento

Os valores apresentados no gráfico, denominado $TEWI_{Novo}$ da figura acima, foram obtidos a partir dos procedimentos apresentados no item 4.3 e dos valores da Tabela 4.4.

O efeito da degradação no isolamento do gabinete leva a um consumo maior do refrigerador, pois o equipamento terá que trabalhar mais tempo para retirar o excesso de carga térmica gerada pelo acréscimo no fluxo de transferência de calor por condução, devido aos fatores já citados no item 4.3.

Considerando um cenário mais realista em que, todos os três fatores acima sejam aplicados simultaneamente ao refrigerador simulado, pode ser determinado um índice TEWI que melhor retrate o funcionamento real deste refrigerador ao longo de sua vida útil e neste caso os novos valores do TEWI estão retratados na Figura 4.19.

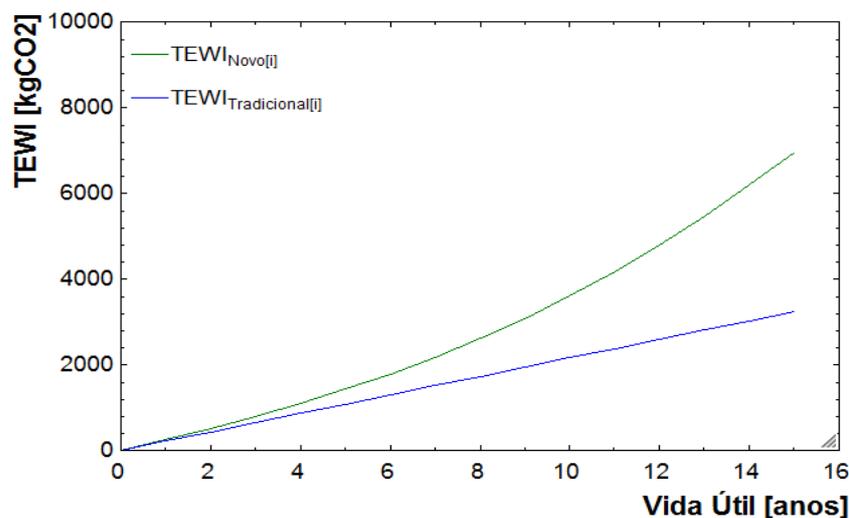


Fig. 4.19 – Evolução do TEWI para um sistema com e sem degradação total

Na Figura 4.19, a curva que representa o índice TEWI calculado pela metodologia aqui proposta, possui um comportamento bem diferente da curva do TEWI calculado pelo método tradicional, proposto por Fischer et al (1994), apresentando valores maiores para este índice com o passar dos anos, o que retrata o quanto os fatores apresentados neste trabalho, aplicados no cálculo do TEWI, influenciam o resultado final e a real contribuição deste tipo de equipamento ao aquecimento global do planeta.

5- AVALIAÇÃO DE METODOLOGIAS

5.1 O PARQUE BRASILEIRO DE REFRIGERADORES E SEU CONSUMO

O refrigerador doméstico, considerado como um dos maiores consumidores de energia elétrica residencial é item obrigatório na composição dos lares mundo afora e principalmente no Brasil, onde o clima é predominantemente tropical e a necessidade de conservação de alimentos é imprescindível. A determinação da quantidade de refrigeradores presentes nos lares brasileiros não é tarefa fácil, devido às dimensões continentais do País e às diferenças regionais e sociais dentro do mesmo, assim como a determinação do tipo dos equipamentos mais utilizados pelos consumidores brasileiros.

Tomando-se por base estudos recentes sobre o parque de refrigeradores no Brasil, propostos por Cardoso e Nogueira (2008) , por Júnior (2005) e dados fornecidos pelo PNAD (2008), uma estimativa da quantidade de refrigeradores nas residências brasileiras e do consumo energético anual destes equipamentos nos últimos 15 anos e para os próximos 5 anos pode ser traçada, conforme a Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Parque de refrigeradores no Brasil e seu consumo energético

Ano Base	Nº de Residências (x 10 ⁶)	% de Refrigeradores nas Residências	Nº de Refrigeradores (x 10 ⁶)	Consumo Nominal (kWh/ano)	Consumo Corrigido (kWh/ano)
1995	39,65	80,40	31,88	540,9	351,6
1996	40,25	81,0	32,60	534,1	347,2
1997	40,80	81,50	33,25	527,7	343,0
1998	41,43	81,90	33,9	521,8	339,2
1999	42,05	82,90	35,23	515,2	334,9
2000	42,70	83,20	35,52	509,5	331,2
2001	43,34	85,10	36,88	495,8	322,3
2002	44,0	86,70	38,15	477,8	310,6
2003	44,65	87,30	38,9	433,4	281,7
2004	45,40	89,55	40,65	425,2	276,4
2005	46,05	90,81	41,82	416,0	270,4
2006	46,70	92,07	43,0	395,2	256,8
2007	47,33	93,33	44,17	374,4	243,4
2008	47,97	94,59	45,37	353,6	229,8
2009	48,60	95,84	46,57	332,8	216,3
2010	49,21	97,10	47,78	318,0	206,7
2011	49,81	98,36	49,0	311,6	202,5
2012	50,41	99,62	49,58	305,3	198,5
2013	50,98	100,88	51,38	298,8	194,2
2014	51,56	102,40	52,80	292,8	190,2
2015	52,12	104,65	54,52	286,0	185,9

Na confecção da tabela acima foi considerada a existência de 4 pessoas e um refrigerador de gabinete único por residência, segundo Júnior (2005). A porcentagem de penetração de refrigeradores nas residências sofreu variações históricas ao longo do período considerado, e estas diferenças devem-se aos aspectos sociais, econômicos e políticos que afetaram a nação brasileira durante este tempo.

Para o período compreendido entre 2011 e 2015 foi feita uma previsão de consumo para o refrigerador padrão tomando-se por base o consumo do mesmo em 2010, segundo dados dos fabricantes, e uma estimativa de redução do consumo nominal em 10% ao longo destes 5 (cinco) anos, impulsionado pela etiquetagem obrigatória, realizada pelo PROCEL para esta classe de equipamentos, e aplicações de novas tecnologias.

Em relação ao consumo padrão, do refrigerador adotado, foi considerada uma geladeira de uma porta e com capacidade média de 300 litros funcionando com compressor de capacidade fixa e na qual não se considera a influência de efeitos como abertura de portas e variações na carga térmica dos produtos introduzidos. Estes valores são apresentados em duas colunas, sendo que em uma o valor é nominal, tomando-se por base dados de ensaios dos fabricantes realizados em câmaras a 32°C, segundo a norma ISO 7371/1995 incorporadas à norma NBR ISO/IEC 17025/2001, e em outra o valor é corrigido, segundo a Equação 5.1 proposta por Cardoso e Nogueira (2008), onde a temperatura média anual brasileira é considerada como 22,2°C, obtida pela ponderação da temperatura média de cada mesorregião geográfica brasileira (segundo dados do IBGE), calculada utilizando os dados meteorológicos coletados pelas plataformas do CPTEC/INPE e assumindo a população da mesorregião como fator de ponderação da posse de refrigeradores.

$$C_c = C_e \cdot \left(\frac{T_m - 5}{27} \right) \quad (5.1)$$

onde,

C_c Consumo unitário médio ajustado

C_e Consumo unitário médio

T_m Temperatura média anual brasileira ponderada pela população das regiões (22,2°C)

5.2 TEWI SEGUNDO O PARQUE BRASILEIRO DE REFRIGERADORES

A determinação de um índice TEWI, tendo por base o parque de refrigeradores instalados no Brasil, é importante para se ter noção do grau de contribuição brasileira no aquecimento global devido ao uso dos sistemas de refrigeração doméstica.

O cálculo deste índice, pelo método tradicional, pode ser efetuado considerando-se o consumo nominal ou o consumo corrigido pela temperatura, conforme apresentado na Tabela 5.1 e utilizando as Equações 2.3 a 2.5.

Para fins comparativos um ano de referência deve ser considerado, e neste, o parque real de refrigeradores domésticos deve ser determinado, levando-se em conta as entradas de refrigeradores no mercado consumidor (vendas anuais) e as saídas (sucateamento), segundo o modelo proposto por Cardoso e Nogueira (2008), dadas pelas Equações 5.2 e 5.3.

$$N_i = \left(\sum_{i=N-16}^N \right) - N_N \quad (5.2)$$

$$N_N = \psi \cdot V_{i15} + \beta \cdot V_{i16} + \varphi \cdot V_{i17} \quad (5.3)$$

onde,

N_i Parque de refrigeradores no ano i

V_i Vendas de refrigeradores no ano de fabricação i

N_N Sucateamento de refrigeradores no ano N

V_{i15} , V_{i16} e V_{i17} refere-se às vendas de refrigeradores, há 15, 16 e 17 anos respectivamente

ψ , β , φ Coeficientes de sucateamento, respectivamente 0,5; 0,4 e 0,1

O resultado da evolução do parque de refrigeradores no Brasil, considerando a metodologia desenvolvida por Cardoso e Nogueira (2008) e tendo o ano de 2005 como base, pode ser visto na Figura 5.1.

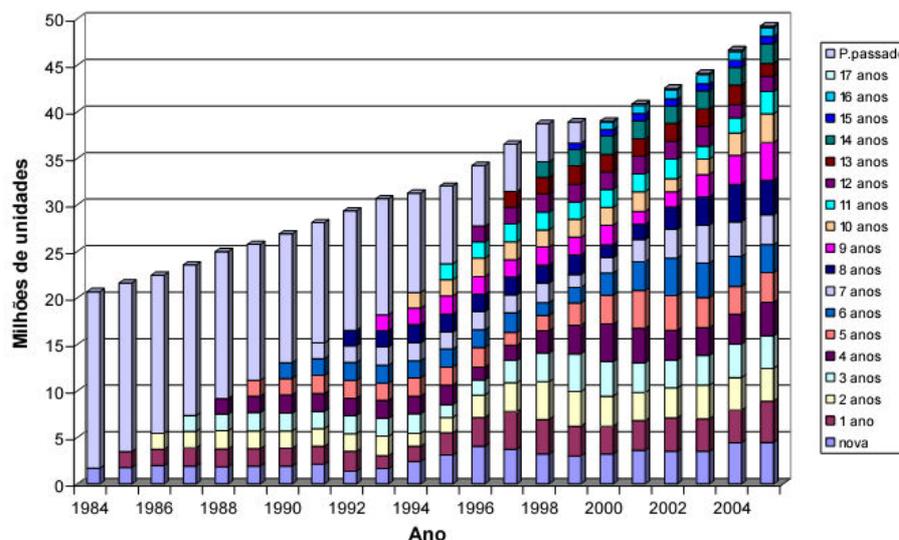


Fig. 5.1 – Evolução do parque de refrigeradores no Brasil
 Fonte: Cardoso e Nogueira (2008)

Considerando os dados apresentados na Tabela 5.1 e na Figura 5.1, um valor para o TEWI acumulado, de 1990 até 2005, e representativo do parque de refrigeradores brasileiros, pode ser determinado. Para a determinação deste valor, adotou-se inicialmente um refrigerador padrão, conforme já descrito nos capítulos anteriores, a condição de temperatura externa igual 32°C e a vida útil conforme o ano base de entrada do refrigerador no mercado consumidor até 2005, a partir do ano de 1990.

Uma consideração também importante e que garante maior veracidade ao valor encontrado, é a de que os equipamentos fabricados a partir do ano de 2001 já deviam vir equipados com fluido refrigerante alternativo ao CFC-12, conforme Artigo 2 da Resolução CONAMA N°267 de 14/09/2000, transcrito abaixo:

“Art. 2 : Fica proibida, a partir de 1º de janeiro de 2001, em todo o território nacional, a utilização das substâncias controladas constantes dos anexos A e B do Protocolo de Montreal nos sistemas, equipamentos, instalações e produtos novos, nacionais ou importados:

I - refrigeradores e congeladores domésticos;

II - todos os demais equipamentos e sistemas de refrigeração;

III - espuma rígida e semi-rígida (flexível e moldada/pele integral); e

IV - todos os usos como esterilizantes.

Parágrafo único. Para fins desta Resolução, entende-se como “novos”, os produtos, o e neste artigo, produzidos sistemas, equipamentos e instalações, discriminados no art. 1

e/ou instalados a partir de 1º de janeiro de 2001.”

Atendendo a resolução acima citada, adotou-se o fluido refrigerante HCFC-134a como o padrão utilizado nos equipamentos de refrigeração doméstica, que entraram no mercado a partir de 2001, enquanto o refrigerante CFC-12 era utilizado nos equipamentos produzidos nos anos anteriores a este. Os resultados obtidos, utilizando a metodologia tradicional para o cálculo do TEWI e a proposta por este trabalho, aqui denominada TEWI_{LaAr}, que considera as degradações temporais no desempenho do refrigerador, podem ser vistos na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – TEWI total em função do parque de refrigeradores no Brasil em 2005

Ano de Entrada No Mercado	Consumo Nominal (kWh/ano)	Tempo de Utilização Considerado (anos)	Nº de Refrigeradores em 2005 (x 10 ³)	TEWI Tradicional (tCO ₂) (x 10 ³)	TEWI LaAr (tCO ₂) (x 10 ³)
1990	755,8	16	1.350	10.918,97	24.284,01
1991	746,8	15	1.950	14.614,98	31.005,0
1992	741,1	14	1.350	9.373,50	18.945,66
1993	735,2	13	1.600	10.236,05	19.682,85
1994	853,1	12	2.700	18.427,58	33.760,76
1995	540,9	11	3.150	12.675,75	21.934,60
1996	534,1	10	4.300	15.540,31	25.563,95
1997	527,7	09	3.800	12.217,70	19.117,08
1998	521,8	08	3.000	8.481,78	12.641,53
1999	515,2	07	3.100	7.575,85	10.773,47
2000	509,5	06	3.150	6.528,30	8.890,63
2001	495,8	05	4.000	6.488,95	8.798,90
2002	477,8	04	3.500	4.378,46	5.737,06
2003	433,4	03	3.600	3.065,98	3.905,33
2004	425,2	02	4.950	2.757,72	3.427,40
2005	416,0	01	4.500	1.226,60	1.497,13
TEWI TOTAL ACUMULADO EM 2005				144.508,47	249.965,39

Conforme as diferenças entre os valores totais acima retratados, pode-se observar a importância em considerar os efeitos da degradação sofrida pelo refrigerador ao longo do seu período de utilização, que se reflete em prejuízos financeiros e ambientais.

5.3 A SUBSTITUIÇÃO DOS REFRIGERADORES E O IMPACTO AMBIENTAL

O incremento no consumo de energia elétrica no Brasil nos últimos anos, devido às alterações políticas e sociais que implicaram no aumento da utilização de bens de consumo pela população brasileira, principalmente de eletrodomésticos, e consequentemente, no aumento da atividade industrial, gerou a necessidade de

investimentos em novas formas de produção e distribuição desta energia para tentar suprir o mercado e evitar transtornos, como os causados pelo fenômeno denominado Apagão, entre os anos de 2000 e 2001.

Diante desta necessidade, e limitado pelas questões políticas, econômicas e ambientais, o Governo brasileiro incentivou diversas ações para aumento da eficiência energética no País, com leis e programas especiais para uso e conservação da energia elétrica. Um bom exemplo seria a etiquetagem energética de eletrodomésticos, que apesar de ter sido criada em 1993 pelo PROCEL como um programa voluntário de busca da eficiência energética, somente nos últimos anos se mostrou mais eficiente, devido à maior conscientização da população e à disputa de mercado entre fabricantes.

Esta medida obrigou as empresas fabricantes destes produtos investirem em tecnologias mais avançadas na produção dos mesmos, bem como na própria melhoria da eficiência energética destes produtos. Como exemplo observa-se a redução no consumo energético dos refrigeradores domésticos de capacidades volumétricas equivalentes, produzidos entre os anos de 1990 e 2005, conforme mostrado na Tabela 5.2.

Outras leis, que também foram criadas com o intuito de aumentar a eficiência energética, somente agora começam a surtir efeitos mais significativos e como exemplo cita-se a lei n 10.295/2005 que dispõe sobre o estabelecimento de níveis máximos de consumo específico de energia ou mínimos de eficiência energética, de máquinas e aparelhos consumidores de energia fabricados ou comercializados no País. A regulamentação desta lei se deu através da promulgação do decreto n 4.059, de 2001, que também criou o Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética – CGIEE coordenado pelo Ministério de Minas e Energia – MME (Junior, 2005).

O CGIEE é formado por membros de vários outros órgãos como, a Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL, a Agência Nacional do Petróleo – ANP, o Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial – INMETRO e as secretarias executivas do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL e do Programa Nacional de Racionalização do Uso de Derivados de Petróleo e do Gás Natural – CONPET, e segundo Junior (2005), suas principais atribuições são:

- a) desenvolver um cronograma e um plano de trabalho visando uma melhor implementação e aplicação da lei de eficiência energética;
- b) fazer um programa de metas indicando quais aparelhos e equipamentos deverão se tornar mais eficientes energeticamente;

- c) desenvolver regulamentações específicas para cada tipo de aparelho e equipamento consumidor de energia;
- d) acompanhar e avaliar sistematicamente o processo de regulamentação;
- e) propor um plano de fiscalização.

Outra lei que incentiva ações de melhorias na eficiência energética é a Lei 9.991/2000, que obriga as concessionárias de energia elétrica investir 0,5% do seu faturamento em pesquisa e desenvolvimento de ações neste sentido e mais recentemente a Resolução Normativa da ANEEL N° 176, de 28 de Novembro de 2005, que dispõe sobre a obrigatoriedade do investimento mínimo de 50% dos recursos alocados nos programas de eficiência energética das concessionárias em programas para as comunidades de baixa renda.

Apesar de serem inúmeras as legislações pertinentes, a gestão e implantação de ações concretas que minimizem o impacto da demanda energética no País, e consequentemente o impacto ambiental, ainda é tímida e pouco eficiente.

Considerando que cerca de 98% dos domicílios brasileiros possuem pelo menos um refrigerador, conforme Tabela 5.1, e que atualmente 30% destes equipamentos estão em serviço a mais de 10 anos, uma medida racional seria o incentivo à substituição, por novos equipamentos, de refrigeradores com idade superior a 10 anos de fabricação. Esta medida, considerando-se o consumo elevado dos refrigeradores mais antigos em relação aos mais novos, conforme Tabela 5.1, resultaria na redução da demanda energética no País, principalmente em horários de pico de consumo, bem como no impacto ambiental gerado pela utilização destes refrigeradores.

Segundo Jannuzzi (2007), vários fatores contribuem para que os refrigeradores domésticos sejam considerados equipamentos atrativos para programas de eficiência energética no Brasil, especialmente para a população de baixa renda:

- a) Grande participação dos refrigeradores no consumo residencial de eletricidade, principalmente nas regiões NE e N, devido às condições climáticas;
- b) alta disseminação desses equipamentos na população de baixa renda;
- c) grande parte dos domicílios de baixa renda possui refrigeradores com mais de 10 anos de fabricação;
- d) O consumo de eletricidade deve ser maior nas residências de baixa renda uma vez que existe precariedade das instalações e consequentemente qualidade inadequada de energia e tensão, reduzindo o desempenho e a vida útil do equipamento.

Os fatores citados acima podem ser comprovados pela tabela apresentada na Tabela 5.3, que retrata a divisão geográfica e econômica dos refrigeradores no Brasil.

Tabela 5.3 – Idade média dos refrigeradores no Brasil por região e faixa de renda
Fonte: Jannuzzi (2007)

Regiões	Renda (S.M.)											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Norte	8,58	5,99	7,69	7,63	7,11	6,07	5,34	6,17	5,60	3,80		
Centro Oeste	8,11	7,42	6,96	6,57	5,63	5,23	4,59	6,03	6,11	5,67	2,67	3,50
Sul	11,60	11,09	9,06	8,27	7,72	7,51	8,04	7,13	6,00	6,43	7,00	1,50
Nordeste	7,03	7,04	7,38	7,10	6,54	6,20	6,11	5,18	4,62	2,33	3,00	2,50
Sudeste	8,21	8,23	8,20	7,91	8,40	8,69	8,27	7,54	8,12	8,08	7,94	4,80

Outro aspecto importante a observar na proposta de substituição de refrigeradores é a questão ambiental, onde se estaria promovendo a troca de equipamentos que ainda utilizam o CFC-12 como fluido refrigerante, por equipamentos com fluidos alternativos e menos agressivos ao ambiente, tais como o HC-600a e o HC290. Esta medida ainda estaria atendendo às deliberações dos Protocolos de Montreal e Kyoto.

Como a produção de energia elétrica, pelos moldes tradicionais, sempre resultam em impactos ambientais, a substituição de refrigeradores de alto consumo energético por equipamentos mais econômicos geraria uma redução na atual demanda de energia elétrica. Desta forma, se estaria evitando, ou adiando, a construção de novas usinas hidrelétricas, que inundam regiões e desagregam populações, ou usinas termelétricas, que poluem diretamente o ar, a água e o solo. Por outro lado, esta medida ainda traria lucros ao Brasil com a comercialização dos créditos de carbono, por estar desenvolvendo um projeto de MDL com base em se evitar a construção destas novas usinas.

Como subsídio ao exposto acima, existe um potencial de conservação de energia elétrica no setor residencial de 28%, devido às tecnologias mais eficientes, segundo Júnior (2005), e um potencial de redução da demanda de eletricidade pelos refrigeradores da ordem de 22% do consumo total desses equipamentos, segundo Cardoso (2008).

Aplicando a metodologia proposta neste trabalho para o cálculo do TEWI, a redução na quantidade de CO₂ equivalente liberada pela utilização dos refrigeradores domésticos no Brasil, considerando a substituição dos refrigeradores com mais de 10 anos

de fabricação por equipamentos novos, pode ser avaliada pelos resultados apresentados na Tabela 5.4. Neste caso, considerou-se que em 2005 todos os refrigeradores antigos, com mais de 10 anos de vida útil, tinham sido substituídos por refrigeradores novos produzidos naquele ano.

Tabela 5.4 – TEWI em função da renovação dos refrigeradores no Brasil em 2005

Ano de Entrada No Mercado	Consumo Nominal (kWh/ano)	Tempo de Utilização Considerado (anos)	Nº de Refrigeradores em 2005 ($\times 10^3$)	TEWI Tradicional (tCO_2) ($\times 10^3$)	TEWI LaAr (tCO_2) ($\times 10^3$)
1990	755,8	15	1.350	10.236,52	22.766,26
1991	746,8	14	1.950	13.640,65	28.938,0
1992	741,1	13	1.350	8.703,96	17.592,40
1993	735,2	12	1.600	9.448,65	18.168,79
1994	853,1	11	2.700	16.891,95	30.947,36
1995	540,9	10	3.150	11.523,41	19.940,54
1996	534,1	10	4.300	15.540,31	25.563,95
1997	527,7	09	3.800	12.217,70	19.117,08
1998	521,8	08	3.000	8.481,78	12.641,53
1999	515,2	07	3.100	7.575,85	10.773,47
2000	509,5	06	3.150	6.528,30	8.890,63
2001	495,8	05	4.000	6.488,95	8.557,70
2002	477,8	04	3.500	4.378,46	5.568,22
2003	433,4	03	3.600	3.065,98	3.775,08
2004	425,2	02	4.950	2.757,72	3.307,98
2005	416,0	01	16.600	1.226,60	1.442,86
TEWI TOTAL ACUMULADO EM 2005				142.004,98	242.731,42

Diante do resultado final apresentado para o TEWI na Tabela 5.4 e considerando-se o valor encontrado para o mesmo índice na Tabela 5.2, onde não se considerava a substituição de refrigeradores mais antigos, observa-se uma redução da ordem de 3% na quantidade de carbono equivalente emitido no meio ambiente logo no primeiro ano de utilização destes novos refrigeradores, que corresponde a $7.233,97 \times 10^3 tCO_2$.

Neste cenário, a parcela predominante de redução na emissão equivalente de CO_2 seria devido ao efeito indireto do sistema de refrigeração, ou seja, devido à redução no consumo de energia elétrica pelos novos equipamentos.

Comparando-se os índices TEWI calculados segundo a metodologia tradicional e segundo a proposta por este trabalho, a redução na emissão equivalente de CO_2 seria menor, segundo o TEWI tradicional. Esta diferença entre os valores obtidos pelos dois índices analisados aponta para a importância de se considerar os efeitos devidos às variações de desempenho dos equipamentos ao longo do tempo de sua utilização.

Ainda, caso a substituição destes 12 milhões de refrigeradores acontecesse em 2005, os indicadores mostrados na Tabela 5.5 poderiam servir de base para uma análise do impacto social, econômico e ambiental desta ação.

Tabela 5.5 – Indicadores obtidos com a substituição de refrigeradores no Brasil

Quantidade de CFC-12, recolhido e neutralizado	3.630 toneladas
Economia anual de energia elétrica	4.356 GWh
Quantidade de CO ₂ equivalente evitado anualmente (segundo índice TEWI _{LaAR})	7.233,97 x 10 ³ tCO ₂
Custo evitado na construção de novas usinas hidrelétricas	R\$1.714.772.890,00
Valor arrecadado com a venda de créditos de carbono	R\$144.679.400,00

Os valores apresentados na Tabela 5.4 foram obtidos com base nos indicadores das tabelas 5.1 a 5.4, dados fornecidos por Leonelli (2008) e as seguintes relações:

- a) 0,3 kg de CFC-12 por refrigerador doméstico (de capacidade: 300 l);
- b) 8.500 kgCO₂ por 1 kg de CFC-12 liberado na atmosfera;
- c) 0,65 kgCO₂ por kWh de energia produzida por usina hidrelétrica;
- d) R\$2.000.000,00 por MW de energia elétrica (para a construção de novas usinas);
- e) R\$20,00 por tCO₂ evitado no meio ambiente, segundo o mercado de MDL.

Atualmente ainda é difícil fazer um balanço real dos resultados obtidos com as ações governamentais de substituição dos refrigeradores antigos, pois em um universo de aproximadamente 12 milhões de equipamentos passíveis de troca, menos de 30.000 unidades foram substituídas até o presente momento.

6- CONCLUSÕES E PROPOSTAS

Os sistemas de refrigeração, assim como inúmeros outros artifícios utilizados pelo homem para facilitar o seu modo de vida atual, têm contribuído com diversos benefícios ao mesmo, porém, o uso desenfreado e desordenado destas tecnologias também tem trazido preocupações à humanidade. Uma prova desta afirmação são as mudanças climáticas ocorridas no planeta nas últimas décadas, que têm gerado catástrofes naturais sem precedentes, e que estão associadas às atividades humanas, que geram resíduos de diversas naturezas e contribuem para agravá-las.

Recentes descobertas sobre o clima terrestre, apresentadas por pesquisadores de várias partes do mundo, levaram os governos a serem unidos e estipularem normas de utilização de diversas tecnologias, com metas concretas de redução e não utilização de algumas delas. Como exemplo cita-se as reuniões de Montreal, no Canadá, e Kyoto, no Japão, que respectivamente culminaram na assinatura de tratados mundiais para redução das emissões de fluidos que degradam a camada de ozônio e que contribuem para o incremento do efeito estufa na Terra.

Dentro deste contexto, os sistemas de refrigeração têm papel relevante, pois podem contribuir, tanto direta quanto indiretamente, para o agravamento da diminuição da camada de ozônio, bem como no aumento do aquecimento da superfície do planeta. Pensando nisto, o mercado busca soluções que reduzam o impacto da utilização dos sistemas de refrigeração no meio ambiente, em especial na redução das emissões de CO₂ equivalente, medidos por um índice característico denominado TEWI, que mede a contribuição direta e indireta da utilização destes sistemas ao aquecimento global.

O índice TEWI, inicialmente desenvolvido com o intuito de avaliar o impacto ambiental causado pelos fluidos alternativos aos CFC, utilizado nos sistemas de refrigeração, se mostrou aceitável e foi rapidamente utilizado pelo mercado como indicador confiável da influência destes sistemas no aquecimento global. A forma de se calcular o TEWI não sofreu grandes alterações ao longo de quase duas décadas, porém a busca pela eficiência energética como forma de redução da influência do uso dos equipamentos, em geral, no aumento do efeito estufa, levantou uma questão crucial: teriam os equipamentos mais antigos o mesmo desempenho dos equipamentos novos?

A resposta à questão acima desencadeou a necessidade deste estudo, na medida em que se observou que, com o passar dos anos de utilização vários fatores afetariam o

desempenho nominal dos equipamentos, resultando em um acréscimo no consumo energético inicialmente previsto pelos fabricantes destes. Como aumento no consumo de energia elétrica requer aumento no fornecimento desta, que por sua vez gera impacto no meio ambiente de acordo com sua forma de produção, é inevitável que a parcela indireta que compõe o cálculo do TEWI fosse redimensionada considerando-se os efeitos da degradação temporal dos componentes do sistema de refrigeração.

Assim, para a determinação de um índice que retratasse com mais realismo a influência do tempo de uso ao aquecimento global, causado pelos refrigeradores domésticos, foi proposto neste trabalho a inserção da influência de fatores como: degradação no desempenho dos compressores, perda da eficiência no isolamento térmico do gabinete destes refrigeradores e efeitos do vazamento e consequente redução de fluido refrigerante no sistema, na determinação do consumo destes equipamentos ao longo de sua vida útil e assim apresentou-se uma nova forma de cálculo para o TEWI.

Como parte da estratégia para a determinação do consumo energético de um refrigerador doméstico, foi desenvolvido neste trabalho um modelo matemático que simula o funcionamento deste equipamento. O modelo final é a composição da modelagem dos componentes básicos de um sistema de refrigeração por compressão de vapor e os resultados obtidos para o consumo de energia elétrica pelo compressor, com a simulação numérica, muito se aproximaram dos valores fornecidos pelo fabricante deste, com desvio médio de 5% e, portanto o modelo proposto pode ser considerado aceitável para utilização em outras simulações.

Com o modelo básico pronto o desafio foi inserir no mesmo as degradações temporais causadas ao longo da vida útil de um refrigerador doméstico e, para tanto, foi desenvolvido uma modelagem que englobaria as influências da variação de massa do fluido refrigerante no sistema, a influência do desgaste e perda de desempenho do compressor e a perda de eficiência do isolamento térmico das paredes que compõe o gabinete deste equipamento, em seu consumo energético.

A partir do modelo desenvolvido neste trabalho, utilizando a teoria da fração de vazio (*void fraction*), pode-se constatar que a variação de massa de refrigerante no sistema envolve a variação da quantidade de fluido presente em cada componente que o compõe, como no compressor e nos trocadores de calor e que essa redistribuição de carga do fluido no interior destes componentes influencia no desempenho do mesmo e, por consequência, no seu consumo. Em relação à redução da massa de fluido refrigerante, causada principalmente por vazamentos ao longo do sistema, observou-se pequena variação no

desempenho e conseqüente pequeno acréscimo no consumo energético do equipamento, conforme outros estudos apontaram. Este fator fez com que a variação no TEWI, calculado pela metodologia aqui proposta, sofresse um impacto pequeno em relação ao índice calculado pelo método tradicional.

Importante ressaltar que o vazamento de fluido refrigerante, apesar da pouca influência na variação do consumo do refrigerador, tem papel fundamental na determinação do TEWI, uma vez que, também contribui para o cálculo da parcela direta deste índice.

Em relação à influência do compressor no cálculo do TEWI para um refrigerador doméstico, este trabalho apresentou uma importante contribuição, uma vez que, em todos os trabalhos publicados anteriormente o valor para o consumo do equipamento era considerado constante ao longo de sua vida útil, resultando em índices não condizentes com a realidade, pois o compressor sofre ao longo deste tempo desgastes que afetam seu desempenho e consumo. Face à escassez de publicações que indiquem uma relação entre desgaste e consumo para compressores herméticos utilizados em sistemas de refrigeração, adotou-se neste trabalho uma analogia às variações na curva de eficiência de um refrigerador doméstico ao longo de sua vida útil e os valores encontrados foram satisfatórios e mais próximos da condição real do equipamento. Assim, o novo valor calculado para o TEWI foi maior que o índice que não considerava essa degradação temporal no funcionamento do compressor.

Assim como o compressor, o isolamento térmico das paredes do gabinete do refrigerador também influencia no consumo energético do equipamento, pois com o passar dos anos, o material isolante utilizado perde sua eficiência, devido à substituição do AEA pelo vapor d'água que modifica o coeficiente de condutibilidade térmica deste material, e conseqüentemente permite um maior fluxo de calor para o interior do gabinete, exigindo mais tempo de trabalho do compressor para se manter a mesma temperatura interna ao mesmo. A influência do tempo na degradação do isolamento, também é pouco explorada pelos pesquisadores e assim como para o compressor utilizou-se uma curva de eficiência temporal para o material isolante do refrigerador simulado. Os resultados obtidos mostram uma grande influência deste fator no consumo do refrigerador e o índice TEWI, por conseguinte, também aumentou em relação ao valor tradicional.

Aplicando-se simultaneamente os fatores acima citados é que se consegue perceber o grau de influência do tempo de uso do equipamento no seu desempenho e principalmente o quanto o mesmo contribui para o incremento do fator estufa no planeta,

pois os valores finais para o TEWI, calculados conforme os critérios aqui sugeridos, indicam grandes diferenças em relação aos valores calculados segundo o método tradicionalmente apresentado na literatura.

A importância deste trabalho se traduz nos valores para o índice TEWI, calculado segundo as duas metodologias, aplicado ao mercado de refrigeração doméstica no Brasil. Em um universo de aproximadamente 50 milhões de refrigeradores em funcionamento no País, os valores totais são significativos e indicam o grau de comprometimento do Brasil no aumento do aquecimento global do planeta. Esta parcela, que é muito grande, pode ser reduzida com medidas que diminuam o TEWI total devido ao universo de refrigeradores instalados no País, e entre elas a mais importante é a substituição de equipamentos antigos e obsoletos por novos, que trabalhem segundo uma tecnologia que privilegie a eficiência energética e a utilização de fluidos refrigerantes não agressores ao meio ambiente, como os fluidos naturais por exemplo.

Importante destacar que medidas como a citada acima, além de se transformar em fonte de recursos ao Brasil, com a venda de créditos de carbono por apresentar um projeto de MDL, também colocariam o País em destaque mundial como um dos pioneiros na adoção de alternativas para mitigação dos efeitos causados ao meio ambiente pela utilização dos sistemas de refrigeração.

Como sugestão para trabalhos futuros indica-se as seguintes alternativas:

- a) estudo do desempenho dos compressores utilizados em sistemas de refrigeração ao longo da sua vida útil;
- b) estudo do comportamento do isolamento térmico ao longo do período de utilização de um refrigerador doméstico, sob condições ambientais variáveis de funcionamento;
- c) simulação numérica das possibilidades de vazamento do fluido refrigerante em um sistema de refrigeração, sob condições adversas de funcionamento deste sistema;
- d) impacto no meio ambiente do descarte dos refrigeradores antigos, na situação de renovação do parque de refrigeradores no Brasil.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABRAVA, Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento – “Compensação de emissões de CO₂ pode ser definida”, Revista ABRAVA, ano 24, set/out, p.12-14, 2000.
- BHATTI, M.S., Global Warming Impact of Automotive Air Conditioning Systems. Delphi Harrison Thermal Systems, 1-25, 1998.
- BIRNDT, R., Riedel, R., Schenk, J., Tightness of Commercial Refrigeration Systems, Research Council for Refrigeration Technology, Dresden, Alemanha, 2001.
- BNCR36, Direct Emission of Refrigerant Gases, Briefing Note, Market Transformation Programme, Versão 1.2, Inglaterra, www.mtprog.com , 2006.
- BSH Bosch and Siemens Home Appliances Group, 20 anos de Protocolo de Montreal, Prêmio Fiesp Merito Ambiental FHK , São Paulo, 2007.
- BUTHERWORTH, D., A comparison of some void-fraction relationships for concurrent gas-liquid flow, International Journal of Multiphase Flow, Vol.1, pp.845-850, 1975.
- CALM, J. M., Emissions and environmental impacts from air-conditioning and refrigeration systems, International Journal of Refrigeration 25, p. 293–305, USA, 2002.
- CAMARGO, J.R.; Faria,M.P., Impacto do Aquecimento Global em Sistemas de Condicionamento de Ar, Departamento de Engenharia Mecânica ; Universidade de Taubaté ,Rev. Ciênc. Exatas, Taubaté, v. 5-8, p. 107-127, 1999-2002.
- CARDOSO, R. B. ; Nogueira, L. A. H. . Impacto da idade e temperatura ambiente no consumo de energia elétrica em refrigeradores no setor residencial In: V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica - CONEM, v. 1. p. 1-8, Salvador, 2008.
- CARDOSO, R. B., Avaliação da Economia de Energia atribuída ao Programa Selo PROCEL em Freezers e Refrigeradores, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, MG, 2008.
- CHISHOLM, D., Void fraction during two-phase flow, Journal Mechanical Engineering Science., vol. 15, pp. 235-236, 1973.
- CIANTAR, C. and Hadfield, M., A Study of Tribological Durability With Associated Environmental Impacts of a Domestic Refrigerator, 2003.

- CLAUSING, A.M., Boughton, B.E., Newell, T.A., An investigation of household refrigerator cabinet thermal loads, *Journal of HVAC&R Research*, Vol.2, No.2, pp.135-148, 1996.
- CORBERAN, J.M., Israel O.M., Gonzalvez, J., Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump, *International Journal of Refrigeration*, vol 31, pp:716–726, 2008.
- DAVIES, T. W. e Caretta O., A Low Carbon, Low TEWI Refrigeration System Design, Department of Engineering, The University of Exeter, Exeter EX4 4QF, Inglaterra, 2003.
- DMITRIYEV, V.I., Pisarenko, V.E., Determination of optimum refrigerant charge for domestic refrigerator units, *International Journal of Refrigeration* 7 (3), pp: 178–180, 1984.
- ETSU (Energy Technology Support Unit), Cutting the Cost of Refrigerant Leakage – Good Practice Guide 178. , London, United Kingdom, 1997.
- FERREIRA, A.D., Simulação do escoamento bifásico da mistura óleo-refrigerante através da folga radial de compressores rotativos de pistão rolante, *Dissertação de Mestrado*, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira- SP, 2006.
- FISCHER, S.K., Hughes,P.J. e Tomlinson,J.J., Energy and Global Warming Impacts of CFC and HCFC Alternatives Technologies. Oak Ridge National Laboratory, December, 1994.
- FISCHER, S.K.,Sand,J.R.,Baxter,V.D., Energy and Global Warming Impacts of HFC Refrigerants and Emerging Technologies Oak Ridge National Laboratory, 1997.
- FISCHER,S.K., Hughes,P.J e Fairchild,P.D., Energy and Global Warming Impacts of CFC Alternatives Technologies. Oak Ridge National Laboratory, December, 1991.
- FONTANIVE, S., Estudo de Análise de Risco do Cloro em Estações de Tratamento de Água, *Dissertação de Mestrado*, Universidade Federal do Paraná, Curitiba-PR, 2005.
- FURLANETTO, C., Possamai, O., O Uso Da Energia Elétrica No Ambiente Residencial, Florianópolis, 2001
- GNIELINSKI, V., New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 359 – 368, 1976.
- GONÇALVES, J.M., Melo C., Experimental and numerical steady-state analysis of a top-mount refrigerator, *Int. Refrigeration Conference at Purdue*, West Lafayette, USA, 2004.

- GONÇALVES, J.M., Melo, C., Hermes, C.J.L., A Semi-Empirical Model for Steady-State Simulation of Household Refrigerators, *Applied Thermal Engineering Journal*, doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.07.021, 2008.
- GOSNEY, W B, Principles of refrigeration, Cambridge university press, New York, NY, USA, 1982.
- GRACE, I.N, Datta, D., Tassou, S.A, Sensitivity of Refrigeration System Performance to Charge Levels and Parameters for On-Line Leak Detection, Department of Mechanical Engineering, Brunel University, Inglaterra, 2004.
- HAYDOCK, H., M. Adams, J. Bates, N. Passant, S. Pye, G. Salway and A. Smith, Emissions and Projections of HFCs, PFCs and SF₆ for the UK and Constituent Countries, Report No AEAT/ED50090/R01, London, United Kingdom, 2003.
- HEAP, R.D., Lawton A.R., Calculation of TEWI for Refrigerated Freight Containers, Cambridge Refrigeration Technology, 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, Volume IV (Paper 448), 1999.
- HEINRICH, C., Berthold, K., A Modelica Library for Simulation of Household Refrigeration Appliances Features and Experiences, Institute for Air Conditioning and Refrigeration, Department Refrigeration and Cryogenics Bertolt-Brecht-Allee 20, Dresden, Alemanha, 2006.
- HERMES, C.J.L, Melo, C., Knabben, F.T., Gonçalves, J.M., Prediction of the energy consumption of household refrigerators and freezers via steady-state simulation, *Applied Energy* Volume 86, pp: 1311–1319, 2009.
- HERMES, C.J.L., Melo,C., Assessment of the energy performance of household refrigerators, *Appl. Therm. Eng.*, doi:10.1016/j.applthermaleng., 2008.
- HERMES, C.J.L., Melo,C., Negrão, C.O.R., A numerical simulation model for plate-type, roll-bond evaporators, *International Journal of Refrigeration* Volume 31, pp: 335-347, 2008.
- HERMES, C.J.L., Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, 2006.
- HUGHMARK, G.A., Holdup in gas–liquid flow. *Chemical Engineering Progress* 58 (4), pp: 62–65, 1962.
- INCROPERA, F.P., DeWitt, D.P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, fifth edition, John Wiley & Sons Inc, 2002.

- IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change, Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System, 2007.
- IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change, Special Report on Emission Scenarios, Cap.6 Summary Discussions and Recommendations, 2000.
- JANNUZZI, G.M., Análise de custo-benefício de programa de substituição de refrigeradores domésticos para domicílios de baixa renda no Brasil, USAID, 2007.
- JOHNSON, R.W., The effect of blowing agent choice on energy use and global warming impact of a refrigerator, International Journal of Refrigeration Volume 27, pp: 794-799, 2004.
- JOHNSON, R.W., The effect of blowing agent on refrigerator/-freezer TEWI. Polyurethanes conference, Boston, MA, October 8–11; 2000.
- JÚNIOR, H. X. S., Aplicação das Metodologias de Análise Estatística e de Análise do Custo do Ciclo de Vida (ACCV) para o Estabelecimento de Padrões de Eficiência Energética: Refrigeradores Brasileiros, Dissertação de Mestrado, Unicamp, São Paulo, 2005.
- KIM, N.H., Youn, B., Webb, R.L., Air-side heat transfer and friction correlations for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements, Transactions of the ASME, 1999.
- KLEIN, F. H., Desenvolvimento de um código computacional para análise do desempenho de refrigeradores domésticos, Dissertação de Mestrado, Universidade de Santa Catarina, Florianópolis, 1998.
- KNABBEN, F.T., Hermes C.J.L., Melo C., Gonçalves J.M., Um Modelo Simplificado para Prever o Consumo de Energia de Refrigeradores Domésticos, CONEM, Salvador, 2008.
- LEONELLI, P. A., Refrigeradores eficientes: A experiência do Brasil, Departamento de Desenvolvimento Energético, Ministério das Minas e Energia, São Paulo, 2008.
- LIMA, R.S., Análise Numérica de Condensadores do Tipo Arame-Sobre-Tubo Usados em Refrigeradores Domésticos, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira- SP, 2008.
- LOCKHART, R.W., Martinelli, R.C., Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes, Chemical Engineering Progress, Vol. 45, No.1, pp.39-48, 1949.

- MARCH CONSULTING GROUP, Opportunities to Minimise Emissions of Hydrofluorocarbons (HFCs) from the European Union, London, United Kingdom, 1998.
- MASJUKI, H.H, Saidur, R., Choudhury, I.A., Mahlia T.M.I, Ghani, A.K., Maleque, M.A., The Applicability of ISO Household Refrigerator–Freezer Energy Test Specifications in Malaysia, Department of Mechanical Engineering, University of Malaya, Kuala Lumpur, Malaysia, 2001.
- MASJUKI, H.H., Saidur, R., Choudhury, I.A., Mahlia, T.M.I., “Factors effecting energy consumption of household refrigerator-freezers”, TENCON, Proceedings Volume 2, pp:92 – 96, 2000.
- MOLINA, M.J., Rowland,F.S., Cl could affect O₃ layer larger, Revista Nature, vol 249, pp:810-812, California-USA, 1974.
- NASCIMENTO, C.A.M., Pereira, R.A., Pimenta, W.J., Haupt, K.I., Finotti, M.V.L., Santos, B., Pimenta, J.M.D., Caracterização da Perda de Desempenho de Compressores de Refrigeração Via Testes de Vida Acelerada, MERCOFRIO, Curitiba-PR, 2008.
- NEGRÃO, C.O.R, Erthal, R.H., Yared, C.A., Andrade,D.V., Silva, L.W., Semi-Empirical Model for Steady State Simulation of Domestic Refrigeration Systems, 12° Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, Belo Horizonte, MG, 2008.
- PEIXOTO, R.A., Fluidos Refrigerantes Situação Atual e Tendências, Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul-SP, 2006.
- PEIXOTO, R.A., Giacomo, D., Avaliação da Emissão de Fluidos Refrigerantes em Instalações de Refrigeração de Supermercados, CONBRAVA, São Paulo, 2007.
- PEREIRA, L.G., Simulação semi-empírica de refrigeradores domésticos, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, 2009.
- PETROSKI, S.J., Clausing, A.M., An investigation of the performance of confined, saw-tooth shaped wire-on-tube condensers, ACRC TR-153, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois, USA, 1999.
- PIMENTA, J.M.D., Refrigerantes, Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Instalações Termomecânicas, Cap. 2, Brasília, 2007.
- PIMENTA, J.M.D., Uso de Hidrocarbonetos Refrigerantes em Aplicações Residenciais, Mercofrio 2008, Curitiba-PR, 2008.

- PIMENTA, W., Pimenta, J.M.D., Haupt,K., Finotti,M., Avaliação da Degradação do Desempenho de um Compressor Operando com Hidrocarbonetos, 16° POSMEC FEMEC/UFU, Uberlândia-MG, 2006.
- PNAD 2008, Pesquisa Nacional por Amostra de Domicílios, IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, 2003, www.ibge.gov.br, , acesso em 10/04/2010.
- POGGI, F., Macchi-Tejeda, H., Leducq, D, Bontemps, A, Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction, Cemagref, Refrigerating Process Research Unit, BP 44, 92 163 Antony Cedex, France, 2007.
- POUSA, A.C., Monteiro, M. S., Protocolo de Montreal e o Surgimento de Novas Tecnologias, Emac Engenharia de Manutenção Ltda, CONBRAVA, São Paulo, 2007.
- PREMOLI, A., Di Francesco, D., Prina, A., Una correlazione adimensionale per la determinazione delle densità di micelle bifasiche , Congresso Nazionale ATI, Trieste-Italia, 1970.
- REEVES, R.N., Bullard, C. W., Crawford R.R., Modeling and Experimental Parameter Estimation of a Refrigerator/Freezer System, ACRCTR-09, University of Illinois, USA, January 1992.
- RICE, C.K., The effect of the void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions, In: American Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers Meeting, New York, pp. 341–357, 1987.
- SAHEB, Y., Interaction énergétique bâtiment-équipement : Expérimentation et Modélisation, Tese de Doutorado, Université Paul Sabatier, Toulouse, França, 2003.
- SAND, J. R., Fischer S. K., Baxter V. D., TEWI Analysis: Its Utility, Its Shortcomings, and Its Results, Taipei, 1999.
- SCHMIDT, T.E., La production calorifique des surfaces munies d'ailettes, Bulletin de IIF, Annexe G-5, 1945.
- SCHWENTKER, R.A., Advances to a computer model used in the simulation and optimization of heat exchangers, Tese de Mestrado, University of Maryland, USA, 2005.
- SILVA, A., Cinemática e dinâmica do processo de absorção de gás refrigerante em óleo lubrificante, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, 2004.
- SOLVAY FLUOR UND DERIVATE GMBH, AFEAS TEWI III study: Results and Evaluation of Alternative Refrigerants, DKV Conference , Hamburg, 1997.

- STALEY, D.M., Bullard,C.W, Crawford,R.R.,Steady-State Performance of a Domestic Refrigerator/Freezer Using R12 and R134a, Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois-USA, 1992.
- TABORIANSKI, V.M. , Prado, R.T.A. , Mariani, A.L.C. , Avaliação Comparativa do Potencial de Aquecimento Global Associado ao Consumo de Energia pelos Sistemas de Ar Condicionado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, CONBRAVA, São Paulo, 2007.
- TANDON, T.N., Varna, H.K., Gupta, C.P., Void fraction model for annular two-phase flow. International Journal of Heat and Mass Transfer 28 (1), 191–198, 1985.
- TEIXEIRA, P.S.; Pimenta,J.M.D., Hidrocarbonetos Como Fluidos Refrigerantes:Estado Da Arte; Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Refrigeração e Ar Condicionado, CONEM, 2004.
- VILAR, W., Química e Tecnologia dos Poliuretanos, artigo retirado do site: www.poliuretanos.com.br , acesso em 09/06/2008.
- VJACHESLAV, N. , Rozhentsev, A. , Wang, C. , Rationally based model for evaluating the optimal refrigerant mass charge in refrigerating machines, Odessa State Academy of Refrigeration, Odessa, Ukraine, 2000.
- WILKES, K.E., Gabbard W.A., Weaver F.J., Aging of polyurethane foam insulation in simulated refrigerator panels-one-year results with third-generation blowing agents, Earth technologies forum ,Washington, DC, 1999.
- XU, X. & Clodic, D., Dynamic Simulation of a Vapour Compression Domestic Refrigerator Running with R134a, Proceedings of International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, pp.489-494, 1996.
- ZIVI, S.M., Estimation of steady-state steam void fraction by means of the principle of minimum entropy production, Journal of Heat Transfer 86 (May), 247–252, 1964.

APÊNDICES

APÊNDICE A

CARACTERÍSTICAS DO REFRIGERADOR MODELADO

Características Gerais do Refrigerador

- Tipo: Gabinete único degelo manual
- Carga nominal de refrigerante: 80g de HFC-134a
- Temperatura de congelamento : -6°C
- Temperatura do gabinete refrigerador : 5°C
- Tensão e frequência (nominais): 220-240V / 50-60Hz

Condensador

- Tipo: arame-sobre-tubo
- Material do tubo e arames: aço
- Comprimento da serpentina (com a linha de descarga): 15,5 m
- Altura do condensador / comprimento dos arames: 1000 mm
- Largura do condensador: 500 mm
- Diâmetro interno do tubo : 3,0 mm
- Diâmetro externo do tubo : 4,5 mm
- Raio de curvatura da serpentina: 2,5 mm
- Número de passes da serpentina: 21
- Diâmetro do arame: 1,0 mm
- Comprimento do arame: 1000 mm
- Espaçamento entre os arames: 10 mm
- Número de arames: 144 (72 de cada lado do tubo)

Tubo Capilar-Linha de Sucção, Trocador de Calor

- Tipo: concêntrico
- Material: cobre
- Diâmetro externo do tubo capilar: 1,90 mm
- Diâmetro interno do tubo capilar: 0,63 mm

Evaporador

- Tipo: roll-bond
- Material: alumínio
- Comprimento equivalente da serpentina: 7,0 m
- Diâmetro interno: 7,9 mm
- Diâmetro externo: 8,0 mm

Gabinete

- Volume interno do compartimento refrigerador : 268 litros
- Volume interno do compartimento congelador : 30 litros
- Dimensões externas: 1500 mm (altura) x 600 mm (largura) x 500 mm (profundidade)
- Dimensões internas do congelador: 200 mm (altura) x 480 mm (largura) x 2000 mm (profundidade)
- Dimensões internas do refrigerador: 1450 mm (altura) x 550 mm (largura) x 450 mm (profundidade)
- Material do isolamento: poliuretano expandido com ciclo-isopentano
- Espessura do isolamento térmico : 25 mm
- Material do revestimento interno do gabinete : termoplástico
- Material do revestimento externo do gabinete : aço

APÊNDICE B

CARACTERÍSTICAS DO COMPRESSOR MODELADO

B.1 - Dados Gerais do Compressor

- Tipo: hermético alternativo
- Volume do cilindro: 3,77 cm³
- Diâmetro do pistão: 19,0 mm
- Curso do pistão: 6,65 mm
- Rotação do motor: 60,0 Hz
- Volume de óleo: 170 ml
- Tipo de óleo: Ester/ ISO10
- Temperatura de evaporação : -35°C a -10°C

B.2- Dados de Ensaio do Compressor pelo Fabricante

CONDIÇÕES DE TESTE: @220V60Hz			ASHRAELBP32 Estático		Temperatura de evaporação -23.3°C (-9.94°F) (Temperatura de condensação 54.4°C (129.92°F))			
Capacidade de refrigeração +/- 5%			Consumo de potência +/- 5%	Consumo de corrente +/- 5%	Fluxo de massa +/- 5%	FAIXA DE EFICIÊNCIA +/- 7%		
[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
375	95	110	91	0.65	2.13	4.14	1.04	1.21

Figura B.1 – Ensaio do compressor segundo ASHRAE 32
Fonte: Embraco (www.embraco.com.br)

CONDIÇÕES DE TESTE: @220V60Hz		ASHRAE32 Estático					(Temperatura de condensação 55°C (+131°F))			
Temperatura de evaporação		Capacidade de refrigeração +/- 5%			Consumo de potência +/- 5%	Consumo de corrente +/- 5%	Fluxo de massa +/- 5%	FAIXA DE EFICIÊNCIA +/- 7%		
°C	(°F)	[Btu/h]	[kcal/h]	[W]	[W]	[A]	[kg/h]	[Btu/Wh]	[kcal/Wh]	[W/W]
-35	(-31)	139	35	41	59	0.55	0.79	2.33	0.59	0.68
-30	(-22)	243	61	71	71	0.57	1.38	3.42	0.86	1.00
-25	(-13)	354	89	104	84	0.61	2.01	4.22	1.06	1.24
-20	(-4)	480	121	141	100	0.67	2.73	4.84	1.22	1.42
-15	(+ 5)	626	158	183	117	0.74	3.57	5.38	1.36	1.58
-10	(+14)	800	202	234	134	0.81	4.58	5.94	1.50	1.74

Figura B.2 – Ensaio do compressor para diferentes temperaturas de evaporação e T_{cd}=55°C
Fonte: Embraco (www.embraco.com.br)

B.3- Determinação dos Coeficientes a e b da Equação 3.4

A partir dos dados obtidos de ensaios do compressor pelo fabricante, mostrados nas Figuras B.1 e B.2, e utilizando as Equações 3.2 e 3.4, os valores das constantes a e b podem ser determinados por regressão linear, segundo o gráfico de tendência mostrado na Figura B.3.

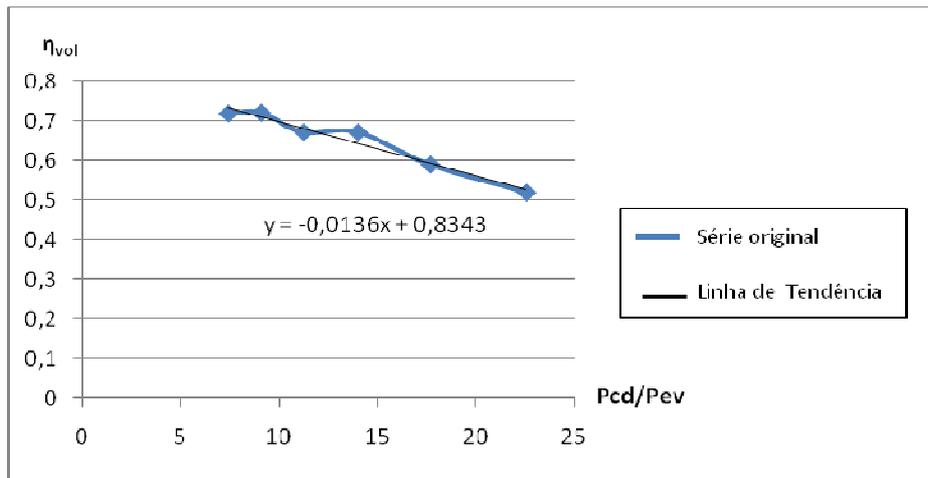


Figura B.3 – Gráfico da eficiência volumétrica do compressor pela razão de compressão

Assim a Equação 3.4 pode ser reescrita na forma da Equação B.1.

$$\eta_v = 0,8343 - 0,0136 \cdot (P_c/P_e) \quad \text{B.1}$$

B.4- Determinação dos Coeficientes c e d da Equação 3.5

Por analogia ao procedimento para obtenção das constantes da Equação 3.4, a partir dos dados mostrados na Figuras B.1 e B.2, e utilizando as Equações 3.3 e 3.5, os valores das constantes c e d podem ser determinados por regressão linear, segundo o gráfico de tendência mostrado na Figura B.4.

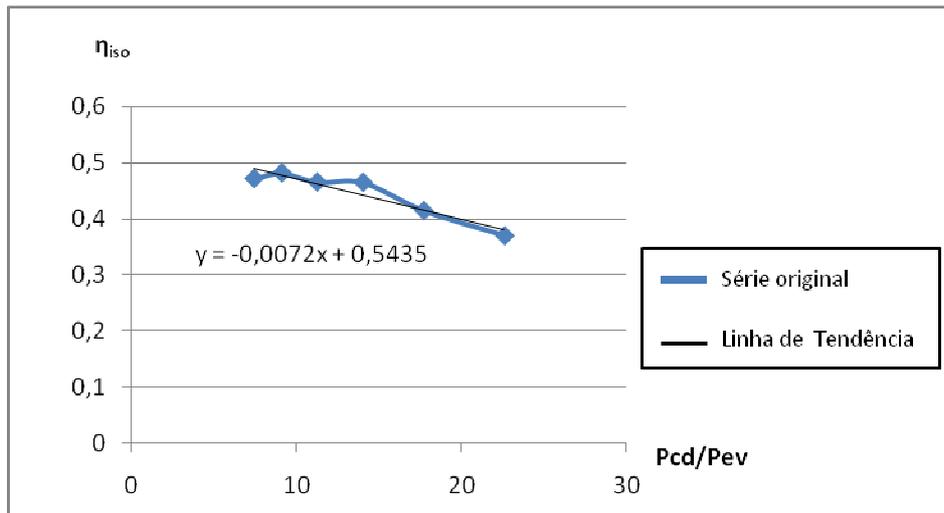


Figura B.4 – Gráfico da eficiência isentrópica do compressor pela razão de compressão

Assim a Equação 3.5 pode ser reescrita na forma da Equação B.2.

$$\eta_{iso} = 0,5435 - 0,0072 \cdot (P_c/P_e) \quad \text{B.2}$$

APÊNDICE C

PROGRAMA DE SIMULAÇÃO DO REFRIGERADOR

Desenvolvimento do cálculo do TEWI NOVO para refrigeradores domésticos

Declaração das funções e procedimentos

Procedure **ConfigurarEquipamento** (refrig\$: V_{cp}; N_{cp}; T_{amb}; a; b; c; d; L_{cd}; D_{cdjnt}; M_{Refrig,catal}; Efet; T_{ev,nominal}; T_{cd,nominal}; T_{t,nominal}; T_{snominal}; D_{cd,ext}; e_{cd,subo}; L_{ev}; \dot{m} ; D_{ev,jnt}; T_{gab}; M_{dieo,sub}; Solub_{dieo,cp}; δ_{sub} δ_{sup})

Base de informações: Refrigerador Doméstico com Refrigerante R134a

V_{cp} := 0,0000037 *volume do cilindro do compressor*

N_{cp} := 60 *rotação do compressor em rps*

T_{amb} := 32 [C] *temperatura do ar ambiente*

a := 0,834 [-] *constante a*

b := - 0,013 [-] *constante b*

c := 0,543 [-] *constante c*

d := - 0,007 [-] *constante d*

T_{ev,nominal} := - 23,3 [C] *Temperatura de evaporação nominal do compressor-ASHRAE32*

T_{cd,nominal} := 54,4 [C] *Temperatura de condensação nominal do compressor-ASHRAE32*

T_{t,nominal} := 32,2 [C] *temperatura nominal do fluido na entrada do compressor-ASHRAE32*

δ_{sub} := 5 [C] *Subresfriamento adotado*

δ_{sup} := 5 [C] *Superaquecimento adotado*

Base de informações do Refrigerador:

Consumo: 25,9 kWh/mês

Volume Compartimento Refrigerador: 268 l

Volume Compartimento Congelador: 30 l

Temperatura de Congelamento: -6 graus

Temperatura do Refrigerador: 5 graus

Carga de gás: 80 gramas

Isolamento do Gabinete: 1 polegada de espessura de poliuretano

Dimensões do gabinete: 0,60 x 0,50 x 1,50 (c x l x h - externas)

M_{Refrig,catal} := 0,08 [Kg] *Carga nominal aproximada de refrigerante no equipamento*

Efet := 0,85 *efetividade do trocador de calor interno*

\dot{m}_{catal} := 2,13 [kg/h] *Vazão massica do fluido no compressor em kg/h dado catalogo-ASHRAE32*

\dot{m} := $\dot{m}_{catal} \cdot \left| 0,000277778 \cdot \frac{\text{kg/s}}{\text{kg/h}} \right|$

Dados dos Trocadores de calor

Condensador - tipo arame sobre tubo

Material: Aço
 Diâmetro do tubo interno: 0,0030 m
 Diâmetro do tubo externo: 0,0045 m
 Comprimento equivalente: 15,5 m
 Área de face: 0,5 x 1,0 m
 Distância entre tubos: 0,05 m
 Número de arames: 70 (cada lado)
 Comprimento do Arame: 1,0 m
 Diâmetro do Arame: 0,001 m
 Distância entre Arames: 0,01 m

$L_{cd} := 15,5$ [m] comprimento equivalente do tubo do condensador

$D_{cd,int} := 0,003$ [m] diâmetro interno do tubo do condensador

$D_{cd,ext} := 0,0045$ [m] diâmetro externo do tubo do condensador

$e_{cd,tubo} := \frac{D_{cd,ext} - D_{cd,int}}{2}$ espessura da parede do tubo do condensador

Evaporador - tipo roll bond

Material: alumínio
 Número de faces: 03
 Diâmetro do tubo: 0,008 m
 Comprimento equivalente: 7,0 m

$L_{ev} := 7$ [m] comprimento equivalente do tubo do evaporador

$D_{ev,int} := 0,008$ [m] diâmetro interno do evaporador

$T_{gab} := 5$ [C] Temperatura interna do gabinete

$Solub_{oleo,cp} := 0,1$ Solubilidade do refrigerante no óleo

$V_{oleo,jub} := 0,00017$ [m3] Volume de fluido lubrificante contido no compressor

$Densidade_{oleo,jub} := 995$ [Kg/m3] Densidade do fluido lubrificante contido no compressor

$M_{oleo,jub} := V_{oleo,jub} \cdot Densidade_{oleo,jub}$ Massa de fluido lubrificante contido no compressor

End ConfigurarEquipamento

Determina os parâmetros do sistema conforme a ASHRAE32

Procedure **DeterminarParametrosASHRAE** (T_{amb} ; E_{fet} ; V_{cp} ; N_{cp} ; $refrig\$$; $M_{Refrig,Referencia}$; a ; b ; c ; d ; $T_{ev,nominal}$; $T_{cd,nominal}$; $T_{1,nominal}$; $T_{5,nominal}$; \dot{m} ; $T_{ev,ASHRAE}$; $T_{cd,ASHRAE}$; $T_{1,ASHRAE}$; $T_{3,ASHRAE}$; $T_{4,ASHRAE}$; $T_{5,ASHRAE}$; $T_{6,ASHRAE}$; $P_{ev,ASHRAE}$; $P_{cd,ASHRAE}$; $P_{1,ASHRAE}$; $P_{2,ASHRAE}$; $h_{3,ASHRAE}$; $h_{4,ASHRAE}$; $h_{5,ASHRAE}$; $S_{1,ASHRAE}$; $S_{2,ASHRAE}$; $\eta_{vol,ASHRAE}$; $\eta_{is,cp,ASHRAE}$; $M_{Refrig,ASHRAE}$; $\dot{m}_{iteracoes,ASHRAE}$; $\dot{m}_{1,iteracoes,ASHRAE}$; $T_{2,ASHRAE}$; $h_{2,s,ASHRAE}$; $h_{2,ASHRAE}$; $W_{cp,1,ASHRAE}$; $Q_{cp,ASHRAE}$; $Q_{cd,s,up,ASHRAE}$; $Q_{cd,sat,ASHRAE}$; $Q_{cd,s,sub,ASHRAE}$; $Q_{cd,ASHRAE}$; $h_{6,ASHRAE}$; $T_{8,ASHRAE}$; $h_{8,ASHRAE}$; $x_{6,ASHRAE}$; $h_{7,ASHRAE}$; $Q_{ev,ASHRAE}$; $Q_{ev,sup,ASHRAE}$; $h_{1,ASHRAE}$)

Determinação da massa de refrigerante

$M_{Refrig,ASHRAE} := M_{Refrig,Referencia}$

Declaração das constantes de Start up (1ª iteração)

$$T_{ev,ASHRAE} := T_{ev,nominal} \quad \text{Temperatura de evaporação}$$

$$T_{cd,ASHRAE} := T_{cd,nominal} \quad \text{Temperatura de condensação}$$

$$T_{1,ASHRAE} := T_{1,nominal} \quad \text{temperatura do fluido na entrada do compressor}$$

$$T_{5,ASHRAE} := T_{5,nominal} \quad \text{temperatura do fluido na saída do condensador}$$

Equivalências

Cálculos das pressões no sistema

$$P_{ev,ASHRAE} := P_{sat} [\text{refrig\$} ; T = T_{ev,ASHRAE}] \quad \text{pressão do fluido no evaporador}$$

$$P_{cd,ASHRAE} := P_{sat} [\text{refrig\$} ; T = T_{cd,ASHRAE}] \quad \text{pressão do fluido no condensador}$$

$$P_{1,ASHRAE} := P_{ev,ASHRAE}$$

$$P_{2,ASHRAE} := P_{cd,ASHRAE}$$

$$T_{3,ASHRAE} := T_{cd,ASHRAE}$$

$$T_{4,ASHRAE} := T_{cd,ASHRAE}$$

$$h_{3,ASHRAE} := h [\text{refrig\$} ; P = P_{cd,ASHRAE} ; x = 1]$$

$$h_{4,ASHRAE} := h [\text{refrig\$} ; P = P_{cd,ASHRAE} ; x = 0]$$

$$h_{5,ASHRAE} := h [\text{refrig\$} ; P = P_{cd,ASHRAE} ; T = T_{5,ASHRAE}]$$

Coefficiente global de transmissão de calor pelo compressor

$$\text{Fator}_{\text{correcao,UAcp}} := 0,3272$$

$$UA_{cp,tempA} := \text{Fator}_{\text{correcao,UAcp}} \cdot [3,066 - 4,606 \cdot 10^{-3} \cdot P_{ev,ASHRAE}]$$

$$UA_{cp,ASHRAE} := UA_{cp,tempA} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW/C}}{\text{W/K}} \right|$$

Determinação das Entropias do sistema

$$s_{1,temp,ASHRAE} := s [\text{refrig\$} ; T = T_{1,ASHRAE} ; P = P_{ev,ASHRAE}]$$

entropia do fluido na entrada do compressor

$$s_{1,ASHRAE} := s_{1,temp,ASHRAE} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kJ/Kg-C}}{\text{kJ/Kg-K}} \right|$$

conversão de unidades

$$s_{2,ASHRAE} := s_{1,ASHRAE} \quad \text{processo isoentropico}$$

$$\eta_{vol,ASHRAE} := a + b \cdot \frac{P_{cd,ASHRAE}}{P_{ev,ASHRAE}}$$

Eficiência volumétrica do compressor

$$\eta_{is,cp,ASHRAE} := c + d \cdot \frac{P_{cd,ASHRAE}}{P_{ev,ASHRAE}}$$

eficiência global do compressor

Determinação da vazão mássica em função da massa de refrigerante do equipamento qdo nominal

$$v_{1,ASHRAE} := v \left[\text{refrig\$} ; T = T_{1,ASHRAE} ; P = P_{ev,ASHRAE} \right]$$

volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor

$$\dot{m}_{niteracoes,ASHRAE} := \dot{m}$$

cálculo da vazão mássica de refrigerante

$$\dot{m}_{niteracoes,ASHRAE} := \dot{m}_{niteracoes,ASHRAE} \cdot \left| 3600 \cdot \frac{\text{kg/h}}{\text{kg/s}} \right|$$

(kg/s)(s/h) vazão mássica do fluido no compressor em kg/h*

Compressor

Potência consumida pelo compressor

$$h_{1,ASHRAE} := h \left[\text{refrig\$} ; T = T_{1,ASHRAE} ; P = P_{ev,ASHRAE} \right]$$

entalpia do fluido na entrada do compressor

Cálculo do $h_{2,iso}$ - entalpia do fluido na saída do compressor, considerando um processo isoentropico

$$h_{2,iso,ASHRAE} := h \left[\text{refrig\$} ; s = s_{1,ASHRAE} ; P = P_{cd,ASHRAE} \right]$$

Cálculo do T_2 - temperatura do fluido na saída do compressor

$$T_{2,iso,ASHRAE} := T \left[\text{refrig\$} ; P = P_{cd,ASHRAE} ; s = s_{1,ASHRAE} \right]$$

Cálculo do W_{cp} - potência consumida pelo compressor

$$W_{cp,1,ASHRAE} := \left[h_{2,iso,ASHRAE} - h_{1,ASHRAE} \right] \cdot \frac{\dot{m}_{niteracoes,ASHRAE}}{\eta_{is,cp,ASHRAE}} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{kJ-Kg/Kg-s}} \right|$$

Cálculo da temperatura média na carcaça do compressor

$$T_{avg,cp,ASHRAE} := \frac{T_{2,iso,ASHRAE} + T_{1,ASHRAE}}{2}$$

Cálculo do Q_{cp} calor trocado através da carcaça do compressor com o meio

$$Q_{cp,ASHRAE} := UA_{cp,ASHRAE} \cdot \left[T_{avg,cp,ASHRAE} - T_{amb} \right]$$

Cálculo do h_2 - entalpia do fluido na saída do compressor

$$h_{2,ASHRAE} := h_{1,ASHRAE} + \frac{W_{cp,1,ASHRAE} - Q_{cp,ASHRAE}}{\dot{m}_{niteracoes,ASHRAE}}$$

Temperatura T_2 real

$$T_{2,ASHRAE} := T \left[\text{refrig\$} ; P = P_{cd,ASHRAE} ; h = h_{2,ASHRAE} \right]$$

Condensador

Quantidade de calor para reduzir a temperatura do fluido à temperatura de condensação

$$Q_{cd,sup,ASHRAE} := \dot{m}_{niteracoes,ASHRAE} \cdot [h_{2,ASHRAE} - h_{3,ASHRAE}]$$

Quantidade de calor para condensar o fluido refrigerante

$$Q_{cd,sat,ASHRAE} := \dot{m}_{niteracoes,ASHRAE} \cdot [h_{3,ASHRAE} - h_{4,ASHRAE}]$$

Quantidade de calor para subresfriar o fluido condensado

$$Q_{cd,sub,ASHRAE} := \dot{m}_{niteracoes,ASHRAE} \cdot [h_{4,ASHRAE} - h_{5,ASHRAE}]$$

Calor total trocado no condensador

$$Q_{cd,ASHRAE} := Q_{cd,sup,ASHRAE} + Q_{cd,sat,ASHRAE} + Q_{cd,sub,ASHRAE}$$

Capilar

$$T_{8,ASHRAE} := \frac{T_{1,ASHRAE} - Efet \cdot T_{5,ASHRAE}}{1 - Efet}$$

$$h_{8,ASHRAE} := h [\text{refrig\$}; P = P_{ev,ASHRAE}; T = T_{8,ASHRAE}]$$

$$h_{6,ASHRAE} := h_{8,ASHRAE} - h_{1,ASHRAE} + h_{5,ASHRAE}$$

$$x_{6,ASHRAE} := x [\text{refrig\$}; P = P_{ev,ASHRAE}; h = h_{6,ASHRAE}]$$

$$T_{6,ASHRAE} := T [\text{refrig\$}; P = P_{ev,ASHRAE}; x = x_{6,ASHRAE}]$$

Evaporador

$$h_{7,ASHRAE} := h [\text{refrig\$}; P = P_{ev,ASHRAE}; x = 1]$$

$$Q_{ev,sat,ASHRAE} := \dot{m}_{niteracoes,ASHRAE} \cdot [h_{7,ASHRAE} - h_{6,ASHRAE}]$$

quantidade de calor para evaporar o fluido refrigerante

$$Q_{ev,sup,ASHRAE} := \dot{m}_{niteracoes,ASHRAE} \cdot [h_{8,ASHRAE} - h_{7,ASHRAE}]$$

quantidade de calor para superaquecer o fluido refrigerante

$$Q_{ev,ASHRAE} := Q_{ev,sat,ASHRAE} + Q_{ev,sup,ASHRAE}$$

calor total trocado no evaporador

End **DeterminarParametrosASHRAE**

Determina os parâmetros do sistema nominal

Procedure **DeterminarParametrosNominal** (T_{amb}; Efet; V_{cp}; N_{cp}; refrig\$; M_{Refrig,Referencia}; a; b; c; d; T_{ev,nominal}; T_{cd,nominal}; T_{5,nominal}; \dot{m} ; δ_{sub} ; δ_{sup} ; T_{ev}; T_{od}; T₁; T₃; T₄; T₅; T₆; P_{ev}; P_{od}; P₁; P₂; h₃; h₄; h₅; S₁; S₂; η_{vol} ; $\eta_{is,zp}$; M_{Refrig}; $\dot{m}_{niteracoes}$; $\dot{m}_{h,niteracoes}$; T₂; η_{2js} ; h₂; W_{cp,1}; Q_{cp}; Q_{cd,sup}; Q_{cd,sat}; Q_{cd,sub}; Q_{cd}; h₆; T₈; h₈; x₆; h₇; Q_{ev}; Q_{ev,sup}; h₁)

Determinação da massa de refrigerante

$$M_{\text{Refrig}} := M_{\text{RefrigReferencia}}$$

Declaração das constantes de Start up (1ª iteração)

$$T_{\text{ev}} := T_{\text{ev,nominal}} \quad \text{Temperatura de evaporação}$$

$$T_{\text{cd}} := T_{\text{cd,nominal}} \quad \text{Temperatura de condensação}$$

$$T_5 := T_{\text{cd}} - \delta_{\text{sub}}$$

$$P_{\text{ev}} := P_{\text{sat}} [\text{refrig\$} ; T = T_{\text{ev}}] \quad \text{pressão do fluido no evaporador}$$

$$P_{\text{cd}} := P_{\text{sat}} [\text{refrig\$} ; T = T_{\text{cd}}] \quad \text{pressão do fluido no condensador}$$

$$P_1 := P_{\text{ev}}$$

$$P_2 := P_{\text{cd}}$$

$$T_3 := T_{\text{cd}}$$

$$T_4 := T_{\text{cd}}$$

$$h_3 := h [\text{refrig\$} ; P = P_{\text{cd}} ; x = 1]$$

$$h_4 := h [\text{refrig\$} ; P = P_{\text{cd}} ; x = 0]$$

$$h_5 := h [\text{refrig\$} ; P = P_{\text{cd}} ; T = T_5]$$

Coefficiente global de transmissão de calor pelo compressor

$$\text{Fator}_{\text{correcaoUAcp}} := 0,3272$$

$$UA_{\text{cp,temp}} := \text{Fator}_{\text{correcaoUAcp}} \cdot [3,066 - 4,606 \cdot 10^{-3} \cdot P_{\text{ev}}]$$

$$UA_{\text{cp}} := UA_{\text{cp,temp}} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW/C}}{\text{W/K}} \right|$$

$$T_8 := T_{\text{ev}} + \delta_{\text{sup}}$$

$$T_1 := T_8 + \text{Efet} \cdot [T_5 - T_8] \quad \text{Temperatura do fluido na entrada do compressor após trocar calor com TCI}$$

$$h_1 := h [\text{refrig\$} ; T = T_1 ; P = P_{\text{ev}}] \quad \text{entalpia do fluido na entrada do compressor}$$

$$h_8 := h [\text{refrig\$} ; P = P_{\text{ev}} ; T = T_8]$$

$$h_6 := h_8 - h_1 + h_5$$

$$x_6 := x [\text{refrig\$} ; P = P_{\text{ev}} ; h = h_6]$$

$$T_6 := T [\text{refrig\$} ; P = P_{\text{ev}} ; x = x_6]$$

Cálculos das Entropias do sistema

$$s_{1,temp} := s [\text{refrig\$} ; T = T_1 ; P = P_{\text{ev}}] \quad \text{entropia do fluido na entrada do compressor}$$

$$s_1 := s_{1, \text{temp}} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kJ/Kg-C}}{\text{kJ/Kg-K}} \right| \quad \text{conversão de unidades}$$

$$s_2 := s_1 \quad \text{processo isoentropico}$$

$$\eta_{\text{vol}} := a + b \cdot \frac{P_{\text{od}}}{P_{\text{ev}}} \quad \text{Eficiência volumétrica do compressor}$$

$$\eta_{\text{is, cp}} := c + d \cdot \frac{P_{\text{od}}}{P_{\text{ev}}} \quad \text{eficiência global do compressor}$$

Determinação da vazão mássica em função da massa de refrigerante do equipamento qdo nominal

$$v_1 := v[\text{refrig\$}; T=T_1; P=P_{\text{ev}}] \quad \text{volume específico do fluido refrigerante na entrada do compressor}$$

$$\dot{m}_{\text{iteracoes}} := \dot{m}$$

$$\dot{m}_{\text{h, iteracoes}} := \dot{m}_{\text{iteracoes}} \cdot \left| 3600 \cdot \frac{\text{kg/h}}{\text{kg/s}} \right|$$

Compressor

Potência consumida pelo compressor

Cálculo do $h_{2, \text{iso}}$ - entalpia do fluido na saída do compressor, considerando um processo isoentropico

$$h_{2, \text{is}} := h[\text{refrig\$}; s=s_1; P=P_{\text{od}}]$$

Cálculo do T_2 - temperatura do fluido na saída do compressor

$$T_{2, \text{iso}} := T[\text{refrig\$}; P=P_{\text{od}}; s=s_1]$$

Cálculo do W_{cp} - potência consumida pelo compressor

$$W_{\text{cp}, 1} := [h_{2, \text{is}} - h_1] \cdot \frac{\dot{m}_{\text{iteracoes}}}{\eta_{\text{is, cp}}} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{kJ-Kg/Kg-s}} \right|$$

Cálculo da temperatura média na carcaça do compressor

$$T_{\text{avg, cp}} := \frac{T_{2, \text{iso}} + T_1}{2}$$

Cálculo do Q_{cp} calor trocado através da carcaça do compressor com o meio

$$Q_{\text{cp}} := UA_{\text{cp}} \cdot [T_{\text{avg, cp}} - T_{\text{amb}}]$$

Cálculo do h_2 - entalpia do fluido na saída do compressor

$$h_2 := h_1 + \frac{W_{\text{cp}, 1} - Q_{\text{cp}}}{\dot{m}_{\text{iteracoes}}}$$

Temperatura T_2 real

$$T_2 := T[\text{refrig\$}; P=P_{\text{od}}; h=h_2]$$

Condensador

Quantidade de calor para reduzir a temperatura do fluido à temperatura de condensação

$$Q_{cd;sup} := \dot{m}_{iteracoes} \cdot [h_2 - h_3]$$

Quantidade de calor para condensar o fluido refrigerante

$$Q_{cd;sat} := \dot{m}_{iteracoes} \cdot [h_3 - h_4]$$

Quantidade de calor para subresfriar o fluido condensado

$$Q_{cd;sub} := \dot{m}_{iteracoes} \cdot [h_4 - h_5]$$

Calor total trocado no condensador

$$Q_{cd} := Q_{cd;sup} + Q_{cd;sat} + Q_{cd;sub}$$

Evaporador

$$h_7 := h [\text{refrig\$} ; P = P_{ev} ; x = 1]$$

$$Q_{ev;sat} := \dot{m}_{iteracoes} \cdot [h_7 - h_8] \text{ quantidade de calor para evaporar o fluido refrigerante}$$

$$Q_{ev;sup} := \dot{m}_{iteracoes} \cdot [h_8 - h_7] \text{ quantidade de calor para superaquecer o fluido refrigerante}$$

$$Q_{ev} := Q_{ev;sat} + Q_{ev;sup} \text{ calor total trocado no evaporador}$$

End **DeterminarParametrosNominal**

Determinação das densidades a serem utilizadas no condensador

Procedure **DeterminarDensidadesCD** (refrig\$; P_{cd} : ρ_{cd;vtp}; ρ_{cd;dq})

$$\rho_{cd;vtp} := \rho [\text{refrig\$} ; P = P_{cd} ; x = 1]$$

$$\rho_{cd;dq} := \rho [\text{refrig\$} ; P = P_{cd} ; x = 0]$$

End **DeterminarDensidadesCD**

Determinação das densidades a serem utilizadas no evaporador

Procedure **DeterminarDensidadesEV** (refrig\$; P_{ev} : ρ_{ev;vtp}; ρ_{ev;dq})

$$\rho_{ev;vtp} := \rho [\text{refrig\$} ; P = P_{ev} ; x = 1]$$

$$\rho_{ev;dq} := \rho [\text{refrig\$} ; P = P_{ev} ; x = 0]$$

End **DeterminarDensidadesEV**

Procedure **DeterminarA_{cd;transv}** (D_{cd;jnt} : A_{cd;transv})

$$A_{cd;transv} := \pi \cdot \frac{D_{cd;jnt}^2}{4} \text{ Área transversal do condensador}$$

End **DeterminarA_{cd;transv}**

Determina o Coeficiente Global de Transferência de Calor no condensador na região superaquecida da condensadora - $U_{cd,sup}$

Procedure **DeterminarCoefTransfCalorCDSup** (refrig\$; P_{cd}; \dot{m} ; e_{cd,tubo}; D_{cd,int}; A_{cd,transv}; U_{cd,sup})

$K_{cd,vp,temp} := k$ [refrig\$; P=P_{cd}; x=1] *Condutibilidade térmica da tubulação do condensador na região superaquecida.*

$$K_{cd,vp} := K_{cd,vp,temp} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW/m-C}}{\text{W/m-K}} \right|$$

Condutibilidade térmica da tubulação do condensador na região superaquecida,

$Pr_{cd,sup} := Pr$ [refrig\$; P=P_{cd}; x=1] *Número de Prandtl para o fluido R134a na pressão de condensação*

$\mu_{vp} := Visc$ [refrig\$; P=P_{cd}; x=1]

Viscosidade do fluido na tubulação do condensador na região superaquecida.

$$G := \frac{\dot{m}}{A_{cd,transv}}$$

$Re_{cd,sup} := G \cdot \frac{D_{cd,int}}{\mu_{vp}}$ *Numero de Reynolds na região superaquecida do condensador*

$$hi_{cd,sup} := \frac{K_{cd,vp}}{D_{cd,int}} \cdot 0,023 \cdot Re_{cd,sup}^{0,8} \cdot Pr_{cd,sup}^{0,3}$$

$D_{al} := 0,001$ [m]

$L_{al} := 0,025$ [m]

$K_{al,temp} := 50$ [W/m-K] *Condutibilidade térmica das aletas do condensador na região superaquecida*

$$K_{al} := K_{al,temp} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW/m-C}}{\text{W/m-K}} \right|$$

$he_{cd,temp} := 35,2$ [W/m²-C] *Coefficiente de transferência de calor lado externo*

$$he_{cd} := he_{cd,temp} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW/m}^2\text{-C}}{\text{W/m}^2\text{-C}} \right|$$

$$N_{al,sup} := \frac{\tanh \left[\frac{L_{al}}{2} \cdot \sqrt{4 \cdot \frac{he_{cd}}{K_{al} \cdot D_{al}}} \right]}{\frac{L_{al}}{2} \cdot \sqrt{4 \cdot \frac{he_{cd}}{K_{al} \cdot D_{al}}}} \quad \text{Eficiência das aletas}$$

$r_{int} := \frac{D_{cd,int}}{2}$ *Raio interno da tubulação do condensador*

$$Rel_{Aie,cd,sup} := 1 + \frac{e_{cd,tubo}}{r_{int}}$$

Relação entre a área interna e externa do tubo do condensador na região superaquecida

$$U_{cd, sup, temp} := \frac{1}{\frac{1}{h_{i, cd, sup}} + \frac{1}{N_{at, sup} \cdot h_{e, cd} \cdot Rel_{A_{ie}, cd, sup}}} \quad \text{Coeficiente Global de Transferência de Calor}$$

$$U_{cd, sup} := U_{cd, sup, temp} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kJ/s-m}^2\text{-C}}{\text{kW/m}^2\text{-C}} \right|$$

End **DeterminarCoefTransfCalorCDSup**

Determina o comprimento equivalente de tubulação na região superaquecida do condensador

Procedure **DeterminarCompCDSuperaquecida** (refrig\$, T₂; T_{amb}; T_{cd}; P_{cd}; \dot{m} ; D_{cd, int}; Q_{cd, sup}; U_{cd, sup}; L_{cd, sup})

$$r_{int} := \frac{D_{cd, int}}{2} \quad \text{Raio interno da tubulação do condensador}$$

$$T_{2,3} := \frac{T_2 + T_{cd}}{2}$$

$$cp_{cd, vp, temp} := Cp [R134a'; P = P_{cd}; T = T_{2,3}] \quad \text{Calor específico do fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido.}$$

$$cp_{cd, vp} := cp_{cd, vp, temp} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kJ/Kg-C}}{\text{kJ/Kg-K}} \right|$$

$$RelVazaoCpT := \dot{m} \cdot cp_{cd, vp} \cdot [T_2 - T_{amb}]$$

$$Efetividade_{cd, sup} := \frac{Q_{cd, sup}}{RelVazaoCpT} \quad \text{Efetividade da condensadora na região superaquecida}$$

$$Rel_{Q, m, dot, Cp, T} := \frac{1}{1 - Efetividade_{cd, sup}}$$

$$Rel_{UA, cd, sup, VazaoMassica, Cp} := \ln [Rel_{Q, m, dot, Cp, T}]$$

$$Rel_{UA, cd, sup} := Rel_{UA, cd, sup, VazaoMassica, Cp} \cdot \dot{m} \cdot cp_{cd, vp}$$

$$A_{i, cd, sup} := \frac{Rel_{UA, cd, sup}}{U_{cd, sup}}$$

Área interna da superfície da tubulação equivalente a região sup. do condensador

$$L_{cd, sup} := \frac{A_{i, cd, sup}}{2 \cdot \pi \cdot r_{int}} \quad \text{Determinação do comprimento com vapor superaquecido no condensador}$$

End **DeterminarCompCDSuperaquecida**

Determina o Coeficiente Global de Transferência de Calor no condensador na região subresfriada do condensador

Procedure **DeterminarCoefTransfCalorCDSub** (refrig\$, P_{cd}; \dot{m} ; e_{cd, sub}; D_{cd, int}; A_{cd, transv}; U_{cd, sub})

$$K_{cd, sq, temp} := k [refrig$; P = P_{cd}; x = 0] \quad \text{Condutibilidade térmica da tubulação do condensador na região subresfriada}$$

$$K_{cd, sq} := K_{cd, sq, temp} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW/m-C}}{\text{W/m-K}} \right|$$

$$Pr_{cd, sub} := Pr [refrig$; P = P_{cd}; x = 0] \quad \text{Número de Prandtl para o fluido R134a na pressão de condensação e título 0}$$

$\mu_{lq} := \text{Visc} [\text{refrig}\$; P = P_{cd} ; x = 0]$ *Viscosidade do fluido na tubulação do condensador na região subresfriada*

$$G := \frac{\dot{m}}{A_{cd,transv}}$$

$$Re_{cd,sub} := G \cdot \frac{D_{cd,int}}{\mu_{lq}}$$

$$hi_{cd,sub} := \frac{K_{cd,lq}}{D_{cd,int}} \cdot 0,023 \cdot Re_{cd,sub}^{0,8} \cdot Pr_{cd,sub}^{0,3}$$

$$D_{al} := 0,001 \text{ [m]}$$

$$L_{al} := 0,025 \text{ [m]}$$

$$K_{al,temp} := 50 \text{ [W/m-K]}$$

$$K_{al} := K_{al,temp} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW/m-C}}{\text{W/m-K}} \right| \text{ *Condutibilidade térmica das aletas do condensador*}$$

$$he_{cd,temp} := 35,2 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$$

$$he_{cd} := he_{cd,temp} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW/m}^2\text{-C}}{\text{W/m}^2\text{-C}} \right|$$

$$N_{al,sub} := \frac{\tanh \left[\frac{L_{al}}{2} \cdot \sqrt{4 \cdot \frac{he_{cd}}{K_{al} \cdot D_{al}}} \right]}{\frac{L_{al}}{2} \cdot \sqrt{4 \cdot \frac{he_{cd}}{K_{al} \cdot D_{al}}}}$$

$$r_{int} := \frac{D_{cd,int}}{2} \text{ *Raio do diâmetro interno da tubulação do condensador*}$$

$$Rel_{Aie;cd,sub} := 1 + \frac{e_{cd,tubo}}{r_{int}}$$

Relação entre a área interna e externa do tubo do condensador na região subresfriada

$$U_{cd,sub,temp} := \frac{1}{\frac{1}{hi_{cd,sub}} + \frac{1}{N_{al,sub} \cdot he_{cd} \cdot Rel_{Aie;cd,sub}}} \text{ *Coefficiente Global de Transferência de Calor*}$$

$$U_{cd,sub} := U_{cd,sub,temp} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kJ/s-m}^2\text{-C}}{\text{kW/m}^2\text{-C}} \right|$$

End **DeterminarCoefTransfCalorCDSUB**

Determina o comprimento equivalente de tubulação com refrigerante na região subresfriada da condensadora

Procedure **DeterminarCompCDSUBresfriada** (refrig\$: T₅; T₄; T_{amb}; T_{cd}; P_{cd}; \dot{m} ; Q_{cd,sub}; U_{cd,sub}; D_{cd,int}; L_{cd,sub})

$$r_{int} := \frac{D_{cd,int}}{2} \text{ *Raio do diâmetro interno da tubulação do condensador*}$$

$$T_{4,5} := \frac{T_{cd} + T_5}{2}$$

$CP_{cd,jq,temp} := Cp [R134a'; P = P_{cd}; T = T_{4,5}]$ *Calor específico do fluido refrigerante no estado de líquido subresfriado.*

$$CP_{cd,jq} := CP_{cd,jq,temp} \cdot \left| 1 \cdot \frac{kJ/Kg-C}{kJ/Kg-K} \right|$$

$$RelVazaoCpT := \dot{m} \cdot CP_{cd,jq} \cdot [T_4 - T_{amb}]$$

$$Efetividade_{cd,sub} := \frac{Q_{cd,sub}}{RelVazaoCpT} \quad \textit{Efetividade da condensador na região subresfriada}$$

$$Rel_{Q_{cd},dot{Cp},T} := \frac{1}{1 - Efetividade_{cd,sub}}$$

$$Rel_{UA_{cd,sub};VazaoMassica,Cp} := \ln [Rel_{Q_{cd},dot{Cp},T}]$$

$$Rel_{UA_{cd,sub}} := Rel_{UA_{cd,sub};VazaoMassica,Cp} \cdot \dot{m} \cdot CP_{cd,jq}$$

$$Ai_{cd,sub} := \frac{Rel_{UA_{cd,sub}}}{U_{cd,sub}}$$

Área interna da superfície da tubulação equivalente a região sub. do condensador

$$L_{cd,sub} := \frac{Ai_{cd,sub}}{2 \cdot \pi \cdot r_{int}} \quad \textit{Determinação do comprimento com líquido subresfriado no condensador}$$

End **DeterminarCompCDSsubresfriada**

Determina o comprimento equivalente de tubulação com refrigerante na região saturada do condensador

Procedure **DeterminarCompCDSaturada** ($L_{cd,sub}; L_{cd,sup}; L_{cd}; A_{cd,transv}; L_{cd,sat}$)

$$L_{cd,sat} := L_{cd} - [L_{cd,sub} + L_{cd,sup}] \quad \textit{Comprimento da tubulação na região saturada}$$

End **DeterminarCompCDSaturada**

Determina o volume da região de vapor superaquecido no condensador

Procedure **DeterminarVolumeCDSuperaquec** ($A_{cd,transv}; L_{cd,sup}; V_{cd,sup}$)

$$V_{cd,sup} := A_{cd,transv} \cdot L_{cd,sup}$$

End **DeterminarVolumeCDSuperaquec**

Determina o volume da região de líquido subresfriado no condensador

Procedure **DeterminarVolumeCDSsubresfriado** ($A_{cd,transv}; L_{cd,sub}; V_{cd,sub}$)

$$V_{cd,sub} := A_{cd,transv} \cdot L_{cd,sub}$$

End **DeterminarVolumeCDSsubresfriado**

Determina o volume da região de fluido saturado no condensador

Procedure **DeterminarVolumeCDSaturada** ($A_{cd,transv}$; $L_{cd,sat}$; $V_{cd,sat}$)

$$V_{cd,sat} := A_{cd,transv} \cdot L_{cd,sat}$$

End **DeterminarVolumeCDSaturada**

Determina a massa de refrigerante da região subresfriada do condensador

Procedure **DeterminarMassaCDSubresfriada** (refrig\$; T_5 ; $V_{cd,sub}$; P_{cd} ; $M_{cd,sub}$)

$$\rho_{lq,sub} := \rho[\text{refrig\$}; P = P_{cd}; T = T_5]$$

$$M_{cd,sub} := \rho_{lq,sub} \cdot V_{cd,sub}$$

End **DeterminarMassaCDSubresfriada**

Determina o título da região saturada

Procedure **TituloIteracao** ($CDSat_{Localizacao}$; X_n)

If [$CDSat_{Localizacao} = 0$] Then

$$X_n := 0,999$$

Else

$$X_n := 1 - \frac{CDSat_{Localizacao}}{100}$$

EndIf

End **TituloIteracao**

Determina a massa de refrigerante em cada parte da região saturada da condensadora

Function **CalcMassaCadaParteCDSaturada** (refrig\$; VoidFraction; $A_{cd,transv,sub}$; P_{cd} ; $L_{cd,sat}$; $CDSat_{Localizacao}$; QtdPartes_{CD,Sat}; $\rho_{cd,vp}$; $\rho_{cd,lq}$; X_n)

If [VoidFraction = 0] Then

$$\alpha_{vp} := \frac{1}{1 + \left[\frac{1 - X_n}{X_n} \right] \cdot \frac{\rho_{cd,vp}}{\rho_{cd,lq}}} \quad \text{Método - HOMOGÊNIO}$$

If [VoidFraction = 1] Then

$$\alpha_{vp} := \frac{1}{1 + \left[\frac{1 - X_n}{X_n} \right] \cdot \left[\frac{\rho_{cd,vp}}{\rho_{cd,lq}} \right]^{2/3}} \quad \text{Método - ZIVI}$$

If [VoidFraction = 2] Then

$$\mu_{lq} := \text{Visc} [\text{refrig}\$; P = P_{cd} ; x = 0]$$

- *Viscosidade do fluido subresfriado*

$$\mu_{vp} := \text{Visc} [\text{refrig}\$; P = P_{cd} ; x = 1]$$

Viscosidade do fluido superaquecido

$$\alpha_{vp} := \frac{1}{1 + 0,28 \cdot \left[\frac{1 - X_n}{X_n} \right]^{0,64} \cdot \left[\frac{\rho_{cdvp}}{\rho_{cdlq}} \right]^{0,38} \cdot \left[\frac{\mu_{lq}}{\mu_{vp}} \right]^{0,07}}$$

Método - LOCK & MARTINELLI

If [VoidFraction = 3] Then

$$s_i := \left[1 - X_n \cdot \left(1 - \frac{\rho_{cdlq}}{\rho_{cdvp}} \right) \right]^{1/2}$$

$$\alpha_{vp} := \frac{1}{1 + s_i \cdot \left[\frac{1 - X_n}{X_n} \right] \cdot \frac{\rho_{cdvp}}{\rho_{cdlq}}} \quad \text{Método - CHISHOLM}$$

$$\alpha_{lq} := 1 - \alpha_{vp}$$

$$M_{cd,sat} := \left[\alpha_{vp} \cdot \rho_{cdvp} + \alpha_{lq} \cdot \rho_{cdlq} \right] \cdot A_{cd,transv,sub} \cdot \frac{L_{cd,sat}}{QtdPartes_{CD;Sat}}$$

$$\text{CalcMassaCadaParteCDSaturada} := M_{cd,sat}$$

End **CalcMassaCadaParteCDSaturada**

Determina a massa de refrigerante no condensador

Procedure **DeterminarMassaCD** (refrig\$; M_{cd,sub}; M_{cd,sat}; M_{cd})

$$M_{cd} := M_{cd,sub} + M_{cd,sat}$$

End **DeterminarMassaCD**

Determinar a massa de refrigerante no compressor

Procedure **DeterminarMassaCOMP** (refrig\$; Solub_{deaccp}; M_{oleo,sub}; P_{ev}; T₁; T₂; M_{cp})

$$M_{cp} := M_{deaccp,sub} \cdot \left[\frac{\text{Solub}_{deaccp}}{1 - \text{Solub}_{deaccp}} \right]$$

End **DeterminarMassaCOMP**

Determinação da seção transversal do tubo equivalente do evaporador

Procedure **DeterminarA_{ev,transv}** (D_{ev,ini}; A_{ev,transv})

$$A_{ev,transv} := \pi \cdot \frac{D_{ev,int}^2}{4}$$

Área transversal do evaporador

End **Determinar**A_{ev,transv}

Determina o Coeficiente Global de Transferência de Calor na região superaquecida da evaporadora

Procedure **DeterminarCoefTransfCalorEVSUP** (refrig\$; P_{ev}; \dot{m} ; D_{ev,int}; A_{ev,transv}; U_{ev,sup})

$$K_{ev,vp,temp} := k[\text{refrig\$}; P = P_{ev}; x = 1] \quad \text{Condutibilidade térmica na região superaquecida.}$$

$$K_{ev,vp} := K_{ev,vp,temp} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW/m-C}}{\text{W/m-K}} \right|$$

$$Pr_{ev,sup} := Pr[\text{refrig\$}; P = P_{ev}; x = 1] \quad \text{Número de Prandtl para o fluido R134a na pressão de evaporação}$$

$$\mu_{vp} := \text{Visc}[\text{refrig\$}; P = P_{ev}; x = 1] \quad \text{Viscosidade do fluido na tubulação do evaporador na região superaquecida.}$$

$$G := \frac{\dot{m}}{A_{ev,transv}}$$

$$Re_{ev,sup} := G \cdot \frac{D_{ev,int}}{\mu_{vp}}$$

$$hi_{ev,sup} := \frac{K_{ev,vp}}{D_{ev,int}} \cdot 0,023 \cdot Re_{ev,sup}^{0,8} \cdot Pr_{ev,sup}^{0,3}$$

$$he_{ev,temp} := 12,1 \quad [\text{W/m}^2\text{-C}]$$

$$he_{ev} := he_{ev,temp} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW/m}^2\text{-C}}{\text{W/m}^2\text{-C}} \right|$$

$$Rel_{Aie,ev,sup} := 1$$

$$U_{ev,sup,temp} := \frac{1}{\frac{1}{hi_{ev,sup}} + \frac{1}{he_{ev} \cdot Rel_{Aie,ev,sup}}}$$

$$U_{ev,sup} := U_{ev,sup,temp} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kJ/s-m}^2\text{-C}}{\text{kW/m}^2\text{-C}} \right|$$

End **DeterminarCoefTransfCalorEVSUP**

Determina o comprimento equivalente de tubulação com refrigerante na região superaquecida da evaporadora

Procedure **DeterminarCompEVSUPeraquecida** (refrig\$; T₈; h₇; T_{gab}; T_{amb}; T_{ev}; P_{ev}; \dot{m} ; D_{ev,int}; Q_{ev,sup}; U_{ev,sup}; L_{ev,sup})

$$T_{7,8} := \frac{T_{ev} + T_8}{2}$$

$$cp_{ev,vp,temp} := Cp[\text{'R134a'}; P = P_{ev}; T = T_{7,8}] \quad \text{Calor específico do fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido.}$$

$$cp_{ev,vp} := cp_{ev,vp,temp} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kJ/Kg-C}}{\text{kJ/Kg-K}} \right|$$

$$T_7 := T[\text{refrig}; h = h_7; P = P_{ev}]$$

$$\text{RelVazaoCpT} := \dot{m} \cdot cp_{ev,vp} \cdot [T_{gab} - T_7]$$

$$\text{Efetividade}_{ev, sup} := \frac{Q_{ev, sup}}{\text{RelVazaoCpT}}$$

$$\text{Rel}_{Q; m; \dot{m}; Cp; T} := \frac{1}{1 - \text{Efetividade}_{ev, sup}}$$

$$\text{Rel}_{UA; ev; sup; VazaoMassica; Cp} := \ln[\text{Rel}_{Q; m; \dot{m}; Cp; T}]$$

$$\text{Rel}_{UA; ev; sup} := \text{Rel}_{UA; ev; sup; VazaoMassica; Cp} \cdot \dot{m} \cdot cp_{ev, vp}$$

$$A_{i, ev, sup} := \frac{\text{Rel}_{UA; ev; sup}}{U_{ev, sup}}$$

Área interna da superfície da tubulação equivalente a região sup. do condensador

$$L_{ev, sup} := \frac{A_{i, ev, sup}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{ev, int}}{2}} \quad \text{Determinação do comprimento com vapor superaquecido no condensador}$$

End **DeterminarCompEVSuptaquecida**

Determina o comprimento equivalente de tubulação com refrigerante na região saturada da evaporadora

Procedure **DeterminarCompEVSaturada** ($L_{ev}; L_{ev, sup}; L_{ev, sat}$)

End **DeterminarCompEVSaturada**

Determina o título da região saturada

Procedure **TituloIteracaoEVSat** ($\text{EVSat}_{Localizacao}; x_6; X_{n, 2v}$)

$$i := \frac{1 - x_6}{100}$$

If [$\text{EVSat}_{Localizacao} = 0$] Then

$$X_{n, 2v} := x_6$$

Else

$$X_{n, 2v} := x_6 + i \cdot \text{EVSat}_{Localizacao}$$

EndIf

End **TituloIteracaoEVSat**

Determina a massa de refrigerante em cada parte da região saturada da evaporadora

Function **CalcMassaCadaParteEVSaturada** (refrig\$: VoidFraction; A_{ev,transv}; P_{ev}; L_{ev,sat}; EVSat_{localizacao}; QtdPartes_{EV,Sat}; ρ_{ev,vp}; ρ_{ev,lq}; X_{n2ev})

If [VoidFraction = 0] Then

$$\alpha_{vp} := \frac{1}{1 + \left[\frac{1 - X_{n2ev}}{X_{n2ev}} \right] \cdot \frac{\rho_{ev,vp}}{\rho_{ev,lq}}} \quad \text{Método - HOMOGÊNIO}$$

If [VoidFraction = 1] Then

$$\alpha_{vp} := \frac{1}{1 + \left[\frac{1 - X_{n2ev}}{X_{n2ev}} \right] \cdot \left[\frac{\rho_{ev,vp}}{\rho_{ev,lq}} \right]^{[2 / 3]}} \quad \text{Método - ZIVI}$$

If [VoidFraction = 2] Then

$$\mu_{lq} := \text{Visc} [\text{refrig}\$; P = P_{ev} ; x = 0]$$

$$\mu_{vp} := \text{Visc} [\text{refrig}\$; P = P_{ev} ; x = 1]$$

$$\alpha_{vp} := \frac{1}{1 + 0,28 \cdot \left[\frac{1 - X_{n2ev}}{X_{n2ev}} \right]^{0,64} \cdot \left[\frac{\rho_{ev,vp}}{\rho_{ev,lq}} \right]^{0,36} \cdot \left[\frac{\mu_{lq}}{\mu_{vp}} \right]^{0,07}}$$

Método - LOCK & MARTINELLI

If [VoidFraction = 3] Then

$$s_i := \left[1 - X_{n2ev} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{ev,lq}}{\rho_{ev,vp}} \right) \right]^{[1 / 2]}$$

$$\alpha_{vp} := \frac{1}{1 + s_i \cdot \left[\frac{1 - X_{n2ev}}{X_{n2ev}} \right] \cdot \frac{\rho_{ev,vp}}{\rho_{ev,lq}}} \quad \text{Método - CHISHOLM}$$

$$\alpha_{lq} := 1 - \alpha_{vp}$$

$$M_{ev,sat} := [\alpha_{vp} \cdot \rho_{ev,vp} + \alpha_{lq} \cdot \rho_{ev,lq}] \cdot A_{ev,transv} \cdot \frac{L_{ev,sat}}{QtdPartes_{EV,Sat}}$$

$$\text{CalcMassaCadaParteEVSaturada} := M_{ev,sat}$$

End **CalcMassaCadaParteEVSaturada**

Determina a massa de refrigerante da evaporadora

Procedure **DeterminarMassaEV** (refrig\$: M_{ev,sat} : M_{ev})

$$M_{ev} := M_{ev,sat}$$

End **DeterminarMassaEV**

Determinar os fatores de distribuição de massa de refrigerante nas partes do sistema

Procedure **DeterminarFatoresDistMassa** (refrig\$: M_{cd}; M_{ev}; M_{cp}; M_{Refrig,catal}; EV_{proporcao,calc}; CD_{proporcao,calc}; CP_{proporcao,calc}; EV_{proporcao,real}; CD_{proporcao,real}; CP_{proporcao,real}; OUTROS_{proporcao,real})

Somatorio_{massarefrig,calc} := M_{ev} + M_{cd} + M_{cp}

$$EV_{proporcao,calc} := \frac{M_{ev}}{\text{Somatorio}_{massarefrig,calc}}$$

$$CD_{proporcao,calc} := \frac{M_{cd}}{\text{Somatorio}_{massarefrig,calc}}$$

$$CP_{proporcao,calc} := \frac{M_{cp}}{\text{Somatorio}_{massarefrig,calc}}$$

$$EV_{proporcao,real} := \frac{M_{ev}}{M_{Refrig,catal}}$$

$$CD_{proporcao,real} := \frac{M_{cd}}{M_{Refrig,catal}}$$

$$CP_{proporcao,real} := \frac{M_{cp}}{M_{Refrig,catal}}$$

$$\text{OUTROS}_{proporcao,real} := \frac{M_{Refrig,catal} - [M_{ev} + M_{cd} + M_{cp}]}{M_{Refrig,catal}}$$

End **DeterminarFatoresDistMassa**

Determinar a massa de refrigerante no condensador e no evaporador

Procedure **DeterminarMassaSistema** (i; refrig\$: M_{ev}; M_{cd}; M_{cp}; M_{Refrig,catal}; VazamentoRefrig; EV_{proporcao,calc}; CD_{proporcao,calc}; CP_{proporcao,calc}; EV_{proporcao,real}; CD_{proporcao,real}; CP_{proporcao,real}; OUTROS_{proporcao,real}; M_{real}; M_{EV,real}; M_{CD,real}; M_{CP,real}; M_{7,real}; M_{calc}; M_{EV,calc}; M_{CD,calc}; M_{CP,calc})

$$\text{TaxaVazamento} := \frac{-2,103 \cdot i + 99,02}{100}$$

Cálculo da massa de refrigerante em função da equação de vazamento de refrigerante

If [(VazamentoRefrig = 1) and (i <> 0)] Then

$$M_{real} := M_{Refrig,catal} \cdot \text{TaxaVazamento}$$

$$M_{EV,real} := EV_{proporcao,real} \cdot M_{Refrig,catal} \cdot \text{TaxaVazamento}$$

$$M_{CD,real} := CD_{proporcao,real} \cdot M_{Refrig,catal} \cdot \text{TaxaVazamento}$$

$$M_{CP,real} := CP_{proporcao,real} \cdot M_{Refrig,catal} \cdot \text{TaxaVazamento}$$

$$M_{7,real} := \text{OUTROS}_{proporcao,real} \cdot M_{Refrig,catal} \cdot \text{TaxaVazamento}$$

Else

$$M_{real} := M_{Refrig,catal}$$

```

MEV,real := EVproporcao,real · MRefrig,catal
MCD,real := CDproporcao,real · MRefrig,catal
MCP,real := CPproporcao,real · MRefrig,catal
M?real := OUTROSproporcao,real · MRefrig,catal

```

EndIf

Referente a massa de refrigerante calculado

```
Somatoriomassarefrig,calc := Mev + Mcd + Mcp
```

```
If [ (VazamentoRefrig= 1 ) and ( i <> 0 ) ] Then
```

```

Mcalc := Somatoriomassarefrig,calc · TaxaVazamento
MEV,calc := EVproporcao,calc · Somatoriomassarefrig,calc · TaxaVazamento
MCD,calc := CDproporcao,calc · Somatoriomassarefrig,calc · TaxaVazamento
MCP,calc := CPproporcao,calc · Somatoriomassarefrig,calc · TaxaVazamento
VarEV := EVproporcao,calc · Somatoriomassarefrig,calc

```

Else

```

Mcalc := Somatoriomassarefrig,calc
MEV,calc := EVproporcao,calc · Somatoriomassarefrig,calc
MCD,calc := CDproporcao,calc · Somatoriomassarefrig,calc
MCP,calc := CPproporcao,calc · Somatoriomassarefrig,calc
VarEV := EVproporcao,calc · Somatoriomassarefrig,calc

```

EndIf

End **DeterminarMassaSistema**

```
Function VariacaoMassa (MassaNominal, MassaIterac,1)
```

```
VariacaoMassa := MassaNominal - MassaIterac,1
```

End **VariacaoMassa**

Determinar parâmetros das iterações para o Evaporador

```

Procedure DeterminarParamIteracao (i; refig$, DegradIsolamento; DegradComp; ηvol; Vcp; Ncp; a; b; c; d; Efet; Devjnt; Tgab;
δsup; δsub; Qev; X6; Tev,calcant; Tod,calcant; T1,calcant; T3,calcant; T4,calcant; T5,calcant; T6,calcant; T7,calcant; T8,calcant; ρevp,ant;
Pev,calcant; Pod,calcant; δEV,ant; h1,calcant; h3,calcant; h4,calcant; h5,calcant; h7,calcant; h8,calcant; mcalcant; Lev,calcant; Lev,sup,calcant;
Wcp,calcant; Tev,cal; Tod,cal; T1,calc; T3,calc; T4,calc; T5,calc; T6,calc; T7,calc; T8,calc; ρevp; Pev,cal; Pod,cal; h1,calc; h3,calc; h4,calc;
h5,calc; h7,calc; h8,calc; v1,calc; mc; mh; Wcp,cal; degrIsol; degrComp)

```

If [i = 0] Then

$$T_{ev,cal} := T_{ev,calc;ant}$$

$$P_{ev,cal} := P_{ev,calc;ant}$$

$$T_{6,calc} := T_{6,calc;ant}$$

$$T_{7,calc} := T_{7,calc;ant}$$

$$T_{8,calc} := T_{8,calc;ant}$$

$$\rho_{evp} := \rho_{evp;ant}$$

$$h_{7,calc} := h_{7,calc;ant}$$

$$h_{8,calc} := h_{8,calc;ant}$$

$$P_{cd,cal} := P_{cd,calc;ant}$$

$$T_{cd,cal} := T_{cd,calc;ant}$$

$$T_{5,calc} := T_{5,calc;ant}$$

$$T_{4,calc} := T_{4,calc;ant}$$

$$T_{3,calc} := T_{3,calc;ant}$$

$$T_{1,calc} := T_{1,calc;ant}$$

$$v_{1,calc} := v[\text{refrig\$}; T=T_{1,calc}; P=P_{ev,cal}]$$

$$\dot{m}_c := \dot{m}_{calc;ant}$$

$$\dot{m}_h := \dot{m}_c \cdot \left| 3600 \cdot \frac{\text{kg/h}}{\text{kg/s}} \right|$$

$$h_{3,calc} := h_{3,calc;ant}$$

$$h_{4,calc} := h_{4,calc;ant}$$

$$h_{5,calc} := h_{5,calc;ant}$$

$$h_{1,calc} := h_{1,calc;ant}$$

$$\text{degrIsol} := 1$$

$$\text{degrComp} := 1$$

$$W_{cp,cal} := W_{cp,calc;ant}$$

Else

$$T_{ev,cal} := T_{gab} - \left[\left(\frac{1}{1 + \frac{4 \cdot \delta_{EV;ant}}{\pi \cdot D_{ev;int} \cdot \rho_{evp;ant} \cdot [L_{ev;calc;ant} + L_{ev;up;calc;ant}]}} \right) \cdot T_{gab} - T_{ev,calc;ant} \right]$$

$$P_{ev,cal} := P_{sat} [\text{refrig\$} ; T = T_{ev,cal}]$$

$$T_{6,calc} := T_{ev,cal}$$

$$T_{7,calc} := T_{ev,cal}$$

$$T_{8,calc} := T_{ev,cal} + \delta_{sup}$$

$$h_{7,calc} := h [\text{refrig\$} ; P = P_{ev,cal} ; x = 1]$$

$$h_{8,calc} := h [\text{refrig\$} ; P = P_{ev,cal} ; T = T_{8,calc}]$$

$$P_{od,cal} := \left[\frac{\eta_{vol} - a}{b} \right] \cdot P_{ev,cal}$$

$$T_{od,cal} := T [\text{refrig\$} ; P = P_{od,cal} ; x = 1]$$

$$T_{5,calc} := T_{od,cal} - \delta_{sub}$$

$$T_{4,calc} := T_{od,cal}$$

$$T_{3,calc} := T_{od,cal}$$

$$T_{1,calc} := T_{8,calc} + E_{fet} \cdot [T_{5,calc} - T_{8,calc}]$$

$$v_{1,calc} := v [\text{refrig\$} ; T = T_{1,calc} ; P = P_{ev,cal}]$$

$$\dot{m}_c := \eta_{vol} \cdot V_{cp} \cdot \frac{N_{cp}}{v_{1,calc}}$$

$$\dot{m}_h := \dot{m}_c \cdot \left| 3600 \cdot \frac{\text{kg/h}}{\text{kg/s}} \right|$$

$$h_{3,calc} := h [\text{refrig\$} ; P = P_{od,cal} ; x = 1]$$

$$h_{4,calc} := h [\text{refrig\$} ; P = P_{od,cal} ; x = 0]$$

$$h_{5,calc} := h [\text{refrig\$} ; P = P_{od,cal} ; T = T_{5,calc}]$$

$$h_{1,calc} := h [\text{refrig\$} ; T = T_{1,calc} ; P = P_{ev,cal}]$$

$$h_{6,calc} := h_{8,calc} - h_{1,calc} + h_{5,calc}$$

$$x_{6,calc} := x [\text{refrig\$} ; P = P_{ev,cal} ; h = h_{6,calc}]$$

$$T_{6,calc} := T [\text{refrig\$} ; P = P_{ev,cal} ; x = x_{6,calc}]$$

$$s_{1,temp} := s [\text{refrig\$} ; T = T_{1,calc} ; P = P_{ev,cal}]$$

$$s_1 := s_{1,temp} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kJ/Kg-C}}{\text{kJ/Kg-K}} \right|$$

$$s_2 := s_1$$

$$h_{2js} := h [\text{refrig\$} ; s = s_1 ; P = P_{od,cal}]$$

$$T_{2jso} := T [\text{refrig\$} ; P = P_{od,cal} ; s = s_1]$$

$$\eta_{is,exp} := c + d \cdot \frac{P_{cd,cal}}{P_{ev,cal}}$$

$$\rho_{evp} := \rho[\text{refrig}\$; P = P_{ev,cal}; X = X_6]$$

If [DegradIsolamento = 1] Then

$$\text{degrIsol} := 1 + \frac{0,00002 \cdot i^4 + 0,002 \cdot i^3 - 0,152 \cdot i^2 + 3,169 \cdot i - 0,033}{100}$$

Else

$$\text{degrIsol} := 1$$

EndIf

If [DegradComp = 1] Then

$$\text{degrComp} := -0,00009 \cdot i^3 + 0,0051 \cdot i^2 - 0,0207 \cdot i + 1,0064$$

Else

$$\text{degrComp} := 1$$

EndIf

$$W_{cp,cal,temp} := [h_{2js} - h_{1,calc}] \cdot \frac{\dot{m}_c}{\eta_{is,exp}} \cdot \left| 1 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{kJ-Kg/Kg-s}} \right|$$

$$W_{cp,cal} := \text{degrIsol} \cdot \text{degrComp} \cdot W_{cp,cal,temp}$$

EndIf

End **DeterminarParamIteracao**

Procedure **DeterminarCalorEVsup** (i; Q_{ev,compant}; \dot{m}_{calc} ; h_{8,calc}; h_{7,calc}; Q_{ev,sc})

If [i = 0] Then

$$Q_{ev,sc} := Q_{ev,compant}$$

Else

$$Q_{ev,sc} := \dot{m}_{calc} \cdot [h_{8,calc} - h_{7,calc}]$$

EndIf

End **DeterminarCalorEVsup**

Determina o comprimento equivalente de tubulacao com refrigerante na regio superaquecida da evaporadora nas iterações

Procedure **DetermCompEVSuPliteracao** (i; refrig\$; L_{evsup,ant}; T_{8,calc}; h_{7,calc}; T_{gab}; T_{amb}; T_{ev,cal}; P_{ev,cal}; \dot{m}_c ; D_{ev,int}; Q_{ev,sc}; U_{evsup}; L_{evsupc})

If [i = 0] Then

$$L_{evsupc} := L_{evsup,ant}$$

Else

$$T_{7,8;calc} := \frac{T_{ev,calc} + T_{8;calc}}{2}$$

$$Cp_{ev,ptemp} := Cp ['R134a' ; P = P_{ev,calc} ; T = T_{7,8;calc}]$$

Calor específico do fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido.

$$Cp_{ev,vp} := Cp_{ev,ptemp} \cdot \left| 1 \cdot \frac{kJ/Kg-C}{kJ/Kg-K} \right|$$

$$T_{7;calc} := T [\text{refrig\$} ; h = h_{7;calc} ; P = P_{ev,calc}]$$

$$RelVazaoCpT := \dot{m}_c \cdot Cp_{ev,vp} \cdot [T_{gab} - T_{7;calc}]$$

$$Efetividade_{ev,sup} := \frac{Q_{ev,s;c}}{RelVazaoCpT}$$

$$Rel_{Q_{7m;dot};Cp;T} := \frac{1}{1 - Efetividade_{ev,sup}}$$

$$Rel_{UA_{ev;sup};VazaoMassica;Cp} := \ln [Rel_{Q_{7m;dot};Cp;T}]$$

$$Rel_{UA_{ev;sup}} := Rel_{UA_{ev;sup};VazaoMassica;Cp} \cdot \dot{m}_c \cdot Cp_{ev,vp}$$

$$Ai_{ev,sup} := \frac{Rel_{UA_{ev;sup}}}{U_{ev,sup}}$$

Área interna da superfície da tubulação equivalente a região sup. do condensador

$$L_{ev,sup} := \frac{Ai_{ev,sup}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{ev,int}}{2}} \quad \text{Determinação do comprimento com vapor superaquecido no condensador}$$

EndIf

End **DetermCompEVSuIteracao**

Determina o comprimento equivalente de tubulação com refrigerante na região saturada da evaporadora

Procedure **DetermCompEVSatIteracao** (i; L_{evsat;ant}; L_{ev}; L_{evsupc}; L_{evsatc})

If [i = 0] Then

$$L_{evsatc} := L_{evsat;ant}$$

Else

$$L_{evsatc} := L_{ev} - L_{evsupc}$$

EndIf

End **DetermCompEVSatIteracao**

Function **fW_{cp;anual}** (W_{cp;nominal}; T_{util;trabalho}; DiasPorAno)

Cálculo da energia anual consumida [kWh/year]

fW_{cp;anual} := W_{cp;nominal} · T_{util;trabalho} · DiasPorAno

End **fW_{cp;anual}**

Function **fCO_{2;Direto}** (M_{Refrig}; GWP; T_{Vazamento}; i)

fCO_{2;Direto} := M_{Refrig} · T_{Vazamento} · GWP · i

End **fCO_{2;Direto}**

Function **fCO_{2;Indireto}** (W_{cp;anual}; i; E_{CO2})

fCO_{2;Indireto} := W_{cp;anual} · i · E_{CO2}

End **fCO_{2;Indireto}**

Function **fTEWI_{Tradicional}** (CO_{2;Direto}; CO_{2;Indireto})

fTEWI_{Tradicional} := CO_{2;Direto} + CO_{2;Indireto}

End **fTEWI_{Tradicional}**

Function **fCO_{2;Indireto;novo}** (W_{cp;anual;novo}; i; E_{CO2})

fCO_{2;Indireto;novo} := W_{cp;anual;novo} · i · E_{CO2}

End **fCO_{2;Indireto;novo}**

Function **fTEWI_{novo}** (CO_{2;Direto}; CO_{2;Indireto;novo})

fTEWI_{novo} := CO_{2;Direto} + CO_{2;Indireto;novo}

End **fTEWI_{novo}**

Procedure **TEWI** (VazamentoRefrig; DegradIsolamento; DegradComp; W_{cp;1}; W_{cp;nominal}; T_{util;trabalho}; DiasPorAno; M_{RefrigReferencia}; GWP; T_{Vazamento}; i; E_{CO2}; CO_{2;Direto}; CO_{2;Indireto}; CO_{2;Indireto;novo}; W_{cp;anual}; W_{cp;anual;novo}; TEWI_{Tradicional}; TEWI_{Novo})

Determinação do TEWI tradicional

W_{cp;anual} := **fW_{cp;anual}** [W_{cp;nominal} ; T_{util;trabalho} ; DiasPorAno]

CO_{2;Direto} := **fCO_{2;Direto}** [M_{RefrigReferencia} ; GWP; T_{Vazamento} ; i]

CO_{2;Indireto} := **fCO_{2;Indireto}** [W_{cp;anual} ; i; E_{CO2}]

TEWI_{Tradicional} := **fTEWI_{Tradicional}** [CO_{2;Direto} ; CO_{2;Indireto}]

Determinação do TEWI novo

```

If ([([VazamentoRefrig= 0 ] and [DegradIsolamento= 0 ] ) and (DegradComp = 0 )) Then

    Wcp,anual;novo := Wcp,anual

Else

    Wcp,anual;novo := Wcp,i · Tutil,Trabalho · DiasPorAno

EndIf

CO2,Indireto;novo := fCO2,Indireto;novo [ Wcp,anual;novo ; i ; ECO2 ]

TEWINovo := fTEWInovo [ CO2,Direto ; CO2,Indireto;novo ]

End TEWI

```



Declaração das constantes do sistema

Base de informações: Relatórios de cálculo do TEWI

GWP = 1300 *Global Warming Potential para o R134a*

T_{vazamento} = 0,025 *taxa anual de vazamento de refrigerante para a atmosfera*

E_{CO2} = 0,65 *Taxa de emissão de CO2 devido à produção de energia elétrica*

T_{util,Trabalho} = 10 *Quantidade de horas de funcionamento do equipamento ao dia*

DiasPorAno = 365 *Quantidade de dias de trabalho do equipamento*



Início do programa

V_{Util} = 16

QtdPartes_{CO2,Sat} = 99

QtdPartes_{EV,Sat} = 99

refrig\$ = 'R134a'

Call **ConfigurarEquipamento** [refrig\$; V_{cp} ; N_{cp} ; T_{amb} ; a ; b ; c ; d ; L_{cd} ; D_{cdjnt} ; M_{Refrig,catal} ; Efet ; T_{ev,nominal} ; T_{cd,nominal} ; T_{1,nominal} ; T_{5,nominal} ; D_{cd,ext} ; e_{cd,tubo} ; L_{ev} ; ṁ ; D_{evjnt} ; T_{gab} ; M_{oleo,tub} ; Solub_{oleo,cp} ; δ_{sub} ; δ_{sup}]

M_{Refrig,Referencia} = M_{Refrig,catal}

Call **DeterminarParametrosASHRAE** [T_{amb} ; Efet ; V_{cp} ; N_{cp} ; refrig\$; M_{Refrig,Referencia} ; a ; b ; c ; d ; T_{ev,nominal}

$; T_{cd,nominal} ; T_{1,nominal} ; T_{5,nominal} ; \dot{m} ; T_{ev,ASHRAE} ; T_{cd,ASHRAE} ; T_{1,ASHRAE} ; T_{3,ASHRAE} ; T_{4,ASHRAE} ; T_{5,ASHRAE}$
 $; T_{6,ASHRAE} ; P_{ev,ASHRAE} ; P_{cd,ASHRAE} ; P_{1,ASHRAE} ; P_{2,ASHRAE} ; h_{3,ASHRAE} ; h_{4,ASHRAE} ; h_{5,ASHRAE} ; S_{1,ASHRAE}$
 $; S_{2,ASHRAE} ; \eta_{vol,ASHRAE} ; \eta_{is,cp,ASHRAE} ; M_{Refrig,ASHRAE} ; \dot{m}_{iteracoes,ASHRAE} ; \dot{m}_{iteracoes,ASHRAE} ; T_{2,ASHRAE}$
 $; h_{2,is,ASHRAE} ; h_{2,ASHRAE} ; W_{cp,1,ASHRAE} ; Q_{cp,ASHRAE} ; Q_{cd,sup,ASHRAE} ; Q_{cd,sat,ASHRAE} ; Q_{cd,sub,ASHRAE} ; Q_{cd,ASHRAE}$
 $; h_6,ASHRAE ; T_8,ASHRAE ; h_8,ASHRAE ; X_6,ASHRAE ; h_7,ASHRAE ; Q_{ev,ASHRAE} ; Q_{ev,sup,ASHRAE} ; h_1,ASHRAE]$

Call **DeterminarParametrosNominal** [$T_{amb} ; Efet ; V_{cp} ; N_{cp} ; refriger\$; M_{Refrig,Referencia} ; a ; b ; c ; d ; T_{ev,nominal}$
 $; T_{cd,nominal} ; T_{5,nominal} ; \dot{m} ; \delta_{sub} ; \delta_{sup} ; T_{ev} ; T_{cd} ; T_1 ; T_3 ; T_4 ; T_5 ; T_6 ; P_{ev} ; P_{cd} ; P_1 ; P_2 ; h_3 ; h_4 ; h_5 ; s_1$
 $; S_2 ; \eta_{vol} ; \eta_{is,cp} ; M_{Refrig} ; \dot{m}_{iteracoes} ; \dot{m}_{iteracoes} ; T_2 ; h_{2,is} ; h_2 ; W_{cp,1} ; Q_{cp} ; Q_{cd,sup} ; Q_{cd,sat} ; Q_{cd,sub} ; Q_{cd}$
 $; h_6 ; T_8 ; h_8 ; X_6 ; h_7 ; Q_{ev} ; Q_{ev,sup} ; h_1]$

Determinação das densidades a serem utilizadas no evaporador

Call **DeterminarDensidadesEV** [$refriger\$; P_{ev} ; \rho_{ev,vp} ; \rho_{ev,lq}]$

Determinação das densidades a serem utilizadas no condensador

Call **DeterminarDensidadesCD** [$refriger\$; P_{cd} ; \rho_{cd,vp} ; \rho_{cd,lq}]$

Determinação da seção transversal do tubo equivalente do condensador

Call **DeterminarA_{cd,transv}** [$D_{cd,jnt} ; A_{cd,transv}]$

Determinação dos Coeficientes Globais de Transferência de Calor no condensador

Call **DeterminarCoefTransfCalorCDSUB** [$refriger\$; P_{cd} ; \dot{m} ; e_{cd,tubo} ; D_{cd,jnt} ; A_{cd,transv} ; U_{cd,sub}]$

Call **DeterminarCoefTransfCalorCDSUP** [$refriger\$; P_{cd} ; \dot{m} ; e_{cd,tubo} ; D_{cd,jnt} ; A_{cd,transv} ; U_{cd,sup}]$

Determinação dos comprimentos das regiões na condensadora

Call **DeterminarCompCDSuperaquecida** [$refriger\$; T_2 ; T_{amb} ; T_{cd} ; P_{cd} ; \dot{m} ; D_{cd,jnt} ; Q_{cd,sup} ; U_{cd,sup} ; L_{cd,sup}]$

Call **DeterminarCompCDSubresfriada** [$refriger\$; T_5 ; T_4 ; T_{amb} ; T_{cd} ; P_{cd} ; \dot{m} ; Q_{cd,sub} ; U_{cd,sub} ; D_{cd,jnt} ; L_{cd,sub}]$

Call **DeterminarCompCDSaturada** [$L_{cd,sub} ; L_{cd,sup} ; L_{cd} ; A_{cd,transv} ; L_{cd,sat}]$

Determinação dos volumes das regiões na condensadora

Call **DeterminarVolumeCDSuperaquec** [$A_{cd,transv} ; L_{cd,sup} ; V_{cd,sup}]$

Call **DeterminarVolumeCDSubresfriado** [$A_{cd,transv} ; L_{cd,sub} ; V_{cd,sub}]$

Call **DeterminarVolumeCDSaturada** [$A_{cd,transv} ; L_{cd,sat} ; V_{cd,sat}]$

Determinação da massa de refrigerante na região subresfriada da condensadora

Call **DeterminarMassaCDSubresfriada** [$refriger\$; T_5 ; V_{cd,sub} ; P_{cd} ; M_{cd,sub}]$

Determinação da massa de refrigerante na região saturada da condensadora

Determinação do título da iteração

Call **TituloIteracao** [$CDSat_{Localizacao} ; X_{n,cd,CDSat,Localizacao}]$ for $CDSat_{Localizacao} = 0$ to $QtdPartes_{CD,Sat}$

Cálculo da massa de refrigerante em cada parte da condensadora na região saturada

$fracMcdsat_{CDSat,Localizacao} = CalcMassaCadaParteCDSaturada$ [$refriger\$; VoidFraction ; A_{cd,transv} ; P_{cd} ; L_{cd,sat}$

$; CDSat_{Localizacao} ; QtdPartes_{CD,Sat} ; \rho_{cd,vp} ; \rho_{cd,lq} ; X_{n,cd,CDSat,Localizacao}]$ for $CDSat_{Localizacao} = 0$ to $QtdPartes_{CD,Sat}$

$$M_{od,sat} = \text{Sum} \left[\text{fracMcdsat}_{1..QtdPartes,CD,Sat} \right]$$

Call **DeterminarMassaCD** [refrig\$; $M_{od,sub}$; $M_{od,sat}$: M_{od}]

Determinação da massa de refrigerante no compressor

Call **DeterminarMassaCOMP** [refrig\$; $Solub_{oleo,comp}$; $M_{oleo,tub}$; P_{ev} ; T_1 ; T_2 : M_{cp}]

Determinação da seção transversal do tubo equivalente do evaporador

Call **DeterminarA_{ev,transv}** [$D_{ev,int}$: $A_{ev,transv}$]

Determinação dos Coeficientes Globais de Transferência de Calor no evaporador

Call **DeterminarCoefTransfCalorEVSUP** [refrig\$; P_{ev} ; \dot{m} ; $D_{ev,int}$; $A_{ev,transv}$: $U_{ev,sup}$]

Determinação dos comprimentos das regiões na evaporadora

Call **DeterminarCompEVSuquecida** [refrig\$; T_8 ; h_7 ; T_{gab} ; T_{amb} ; T_{ev} ; P_{ev} ; \dot{m} ; $D_{ev,int}$; $Q_{ev,sup}$; $U_{ev,sup}$: $L_{ev,sup}$]

Call **DeterminarCompEVSaturada** [L_{ev} ; $L_{ev,sup}$: $L_{ev,sat}$]

Determinação da massa de refrigerante na região saturada da evaporadora

Determinação do título da iteração

Call **TituloIteracaoEVSat** [$EVSat_{Localizacao}$; X_6 : $X_{n,ev,EVSat,Localizacao}$] for $EVSat_{Localizacao} = 0$ to $QtdPartes_{EV,Sat}$

Call **TituloIteracaoEVSat** [$EVSat_{Localizacao}$; X_6 : $X_{n,ev,EVSat,Localizacao}$] for $EVSat_{Localizacao} = 0$ to $QtdPartes_{EV,Sat}$

Cálculo da massa de refrigerante em cada parte da evaporadora na região saturada

$\text{fracMevsat}_{EVSat,Localizacao} = \text{CalcMassaCadaParteEVSaturada}$ [refrig\$; $VoidFraction$; $A_{ev,transv}$; P_{ev} ; $L_{ev,sat}$; $EVSat_{Localizacao}$; $QtdPartes_{EV,Sat}$; $\rho_{ev,vp}$; $\rho_{ev,lq}$; $X_{n,ev,EVSat,Localizacao}$] for $EVSat_{Localizacao} = 0$ to $QtdPartes_{EV,Sat}$

$$M_{ev,sat} = \text{Sum} \left[\text{fracMevsat}_{1..QtdPartes,CD,Sat} \right]$$

Call **DeterminarMassaEV** [refrig\$; $M_{ev,sat}$: M_{ev}]

Call **DeterminarFatoresDistMassa** [refrig\$; M_{od} ; M_{ev} ; M_{cp} ; $M_{Refrig,catal}$: $EV_{proporcao,calc}$; $CD_{proporcao,calc}$; $CP_{proporcao,calc}$; $EV_{proporcao,real}$; $CD_{proporcao,real}$; $CP_{proporcao,real}$; $OUTROS_{proporcao,real}$]

$$T_{ev,calc,0} = T_{ev}$$

$$T_{od,calc,0} = T_{od}$$

$$T_{1,calc,0} = T_1$$

$$T_{2,calc,0} = T_2$$

$$T_{3,calc,0} = T_3$$

$$T_{4,calc,0} = T_4$$

$$T_{5,calc,0} = T_5$$

$$T_{6,calc,0} = T_6$$

$$T_{7,calc,0} = T_{ev}$$

$$T_{8;calc;0} = T_8$$

$$h_{3;calc;0} = h_3$$

$$h_{4;calc;0} = h_4$$

$$h_{5;calc;0} = h_5$$

$$h_{1;calc;0} = h_1$$

$$h_{7;calc;0} = h_7$$

$$h_{8;calc;0} = h_8$$

$$v_{1;calc;0} = v_1$$

$$P_{ev;calc;0} = P_{ev}$$

$$P_{od;calc;0} = P_{od}$$

$$P_{1;calc;0} = P_1$$

$$P_{2;calc;0} = P_2$$

$$L_{ev;sup;0} = L_{ev;sup}$$

$$L_{ev;sat;0} = L_{ev;sat}$$

$$L_{od;sup;calc;0} = L_{od;sup}$$

$$L_{od;sub;calc;0} = L_{od;sub}$$

$$L_{od;sat;calc;0} = L_{od;sat}$$

$$Q_{cp;calc;0} = Q_{cp}$$

$$Q_{od;sup;calc;0} = Q_{od;sup}$$

$$Q_{od;sat;calc;0} = Q_{od;sat}$$

$$Q_{od;sub;calc;0} = Q_{od;sub}$$

$$Q_{od;calc;0} = Q_{od}$$

$$Q_{ev;calc;0} = Q_{ev}$$

$$Q_{ev;sup;0} = Q_{ev;sup}$$

$$\dot{m}_{c;0} = \dot{m}$$

$$\rho_{ev;p;0} = \rho_{ev;p}$$

$$\rho_{ev;q;0} = \rho_{ev;q}$$

$$VidaUtil_0 = 0$$

$$VidaUtil_1 = 1$$

$$VidaUtil_2 = 2$$

$$VidaUtil_3 = 3$$

$$VidaUtil_4 = 4$$

$$VidaUtil_5 = 5$$

$$VidaUtil_6 = 6$$

$$VidaUtil_7 = 7$$

$$VidaUtil_8 = 8$$

$$VidaUtil_9 = 9$$

VidaUtil₁₀ = 10

VidaUtil₁₁ = 11

VidaUtil₁₂ = 12

VidaUtil₁₃ = 13

VidaUtil₁₄ = 14

VidaUtil₁₅ = 15

W_{cp,cat,0} = W_{cp,1}

Cálculo do TEWI para cada intervalo de tempo

Call **DeterminarMassaSistema** [i; refig\$; M_{ev}; M_{od}; M_{cp}; M_{Refrig,cat}; VazamentoRefrig; EV_{proporcao,calc}; CD_{proporcao,calc}; CP_{proporcao,calc}; EV_{proporcao,real}; CD_{proporcao,real}; CP_{proporcao,real}; OUTROS_{proporcao,real}; M_{reat,0}; M_{EV,reat,0}; M_{CD,reat,0}; M_{CP,reat,0}; M_{7,reat,0}; M_{calc,0}; M_{EV,calc,0}; M_{CD,calc,0}; M_{CP,calc,i}] for i = 0 to V_{Util}

δ_{EV,i} = **VariacaoMassa** [M_{ev}; M_{EV,calc,i}] for i = 0 to V_{Util}

Call **DeterminarParamIteracao** [i; refig\$; DegradSolamentα; DegradComp; η_{vol}; V_{cp}; N_{cp}; a; b; c; d; Efet; D_{ev,rit}; T_{gab}; δ_{sup}; δ_{sub}; Q_{ev}; X₆; T_{ev,cat,i-1}; T_{od,cat,i-1}; T_{1,calc,i-1}; T_{3,calc,i-1}; T_{4,calc,i-1}; T_{5,calc,i-1}; T_{6,calc,i-1}; T_{7,calc,i-1}; T_{8,calc,i-1}; p_{evp,i-1}; P_{ev,cat,i-1}; P_{od,cat,i-1}; δ_{EV,i}; h_{1,calc,i-1}; h_{3,calc,i-1}; h_{4,calc,i-1}; h_{5,calc,i-1}; h_{7,calc,i-1}; h_{8,calc,i-1}; m_{c,i-1}; L_{evsat,i-1}; L_{evsup,i-1}; W_{cp,cat,i-1}; T_{ev,cat,0}; T_{od,cat,0}; T_{1,calc,0}; T_{3,calc,0}; T_{4,calc,0}; T_{5,calc,0}; T_{6,calc,0}; T_{7,calc,0}; T_{8,calc,0}; p_{evp,0}; P_{ev,cat,0}; P_{od,cat,0}; h_{1,calc,0}; h_{3,calc,0}; h_{4,calc,0}; h_{5,calc,0}; h_{7,calc,0}; h_{8,calc,0}; v_{1,calc,0}; m_{c,0}; m_{h,0}; W_{cp,cat,0}; degrSol₀; degrComp] for i = 0 to V_{Util}

Call **DeterminarCalorEVsup** [i; Q_{ev,cat,i-1}; m_{c,i}; h_{8,calc,i}; h_{7,calc,i}; Q_{ev,cat,i}] for i = 0 to V_{Util}

Call **DetermCompEVSuIteracao** [i; refig\$; L_{evsup,i-1}; T_{8,calc,i}; h_{7,calc,i}; T_{gab}; T_{amb}; T_{ev,cat,i}; P_{ev,cat,i}; m_{c,i}; D_{ev,rit}; Q_{ev,cat,i}; U_{ev,up}; L_{evsup,i}] for i = 0 to V_{Util}

Call **DetermCompEVSatIteracao** [i; L_{evsat,i-1}; L_{ev}; L_{evsup,i}; L_{evsat,i}] for i = 0 to V_{Util}

Call **TEWI** [VazamentoRefrig; DegradSolamentα; DegradComp; W_{cp,cat,i}; W_{cp,cat,0}; T_{Util,Trabalho}; DiasPorAno; M_{Refrig,Referencia}; GWP; T_{Vazamento}; i; E_{CO2}; CO_{2,Direto,0}; CO_{2,Indireto,0}; CO_{2,Indireto,novo,0}; W_{cp,anual,0}; W_{cp,anual,novo,0}; TEWI_{Tradicional,0}; TEWI_{Novo,i}] for i = 0 to V_{Util}

- Considerar degração do compressor
- Considerar degração do isolamento
- Considerar vazamento de fluido refrigerante

Vida útil (anos)	Massa Refrig. Cálculos	Método do Void Fraction	Wcp Anual/Tradicional	TEWI Tradicional	Wcp Anual/Novo	TEWI Novo
0	0,06619	<input type="radio"/> Homogênia	331,6	0	331,6	0
1	0,06415	<input type="radio"/> Zivi	331,6	218,1	390,4	256,4
2	0,06276	<input type="radio"/> Lockhart-Martinelli	331,6	436,3	408,9	523
3	0,06137	<input type="radio"/> Chisholm	331,6	664,4	422,1	805,1
4	0,05998		331,6	872,5	438	1108
5	0,05859		331,6	1091	456,6	1437
6	0,05719		331,6	1309	477,6	1796
7	0,0558		331,6	1527	501	2191
8	0,05441		331,6	1745	526,6	2626
9	0,05302		331,6	1963	554,2	3104
10	0,05163		331,6	2181	583,6	3628
11	0,05023		331,6	2399	614,5	4201
12	0,04884		331,6	2618	646,8	4824
13	0,04745		331,6	2836	646,8	5499
14	0,04606		331,6	3054	680,1	6225
15	0,04466		331,6	3272	714,4	7004

Simular

