

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS**

THIAGO SCUDELER VILELA

Simulação de refrigerantes alternativos em um sistema de ar condicionado automotivo

**São Carlos
2012**

Thiago Scudeler Vilela

Simulação de refrigerantes alternativos em um sistema de ar condicionado
automotivo

Dissertação do Trabalho de
Conclusão de Curso do
curso de Engenharia
Mecânica da Escola de
Engenharia de São Carlos,
Universidade de São Paulo

Área de Concentração:
Engenharia Térmica e
Fluidos

Orientador: Prof. Dr.
Gherhardt Ribatski

São Carlos
2012

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

V699s

Vilela, Thiago Scudeler

Simulação de refrigerantes alternativos em um
sistema de ar condicionado automotivo / Thiago Scudeler
Vilela; orientador Gherhardt Ribatski. São Carlos,
2012.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) --
Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de
São Paulo, 2012.

1. Ar condicionado. 2. Automóveis. 3. Refrigerantes
alternativos. 4. Simulação. 5. Sistema frigoríficos. I.
Título.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato: Thiago Scudeler Vilela

Título: Simulação de refrigerantes alternativos em um sistema de ar condicionado automotivo

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos

Instituição: SEM - EESC -USP

Nota atribuída: (10,0)

Dr. Cristiano Bigonha Tibiriçá

Instituição: SEM - EESC -USP

Nota atribuída: (9,0)

Prof. Dr. Gherhardt Ribatski (Orientador)

Instituição: SEM - EESC -USP

Nota atribuída: (10,0)

Média: (9,7)

Resultado: APROVADO

Data: 12/2012

Dedico este trabalho a minha
família e a todos que me
apoiaram durante o caminho.

AGRADECIMENTOS

À Deus, pelas graças recebidas até aqui.

Ao Prof. Dr. Gherhardt Ribatski, pelas orientações neste trabalho.

À Escola de Engenharia de São Carlos, pela contribuição em minha formação acadêmica.

Aos meus pais, José Ronaldo e Fátima, pela paciência, apoio e incentivo.

RESUMO

VILELA, T. S. **Simulação de refrigerantes alternativos em um sistema de ar condicionado automotivo.** Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos. 2012.

No Protocolo de Montreal (1987) e no Protocolo de Kyoto (1997), foram estabelecidas medidas para diminuição significativa da utilização de substâncias que agredem a camada de ozônio – no primeiro – e contribuem para o efeito estufa – no segundo. Os fluidos utilizados em sistemas de refrigeração compreendem, em sua maioria, entre os compostos químicos restringidos nos dois protocolos. Logo, exige-se cada vez mais estudo de novos produtos não nocivos ao meio ambiente que sejam viáveis para utilização. Nesse sentido, devido à crescente exigência de conforto no setor automotivo, refrigerantes alternativos foram analisados para a aplicação em um sistema de ar condicionado deste segmento. Através de simulações computacionais a partir do modelo matemático desenvolvido por Mamani (1997), foi possível a avaliação do desempenho dos refrigerantes R1234yf, R290 (propano), R600a (isobutano) e comparação com R134a e R12. O sistema é composto por condensador de microcanais, evaporador de tubo-aletas, compressor com deslocamento variável e válvula de expansão termostática. Diferente do modelo matemático original, neste trabalho foi utilizada a correlação desenvolvida por Cavallini et al. (2006) para o coeficiente de transferência de calor local e queda de pressão na região de condensação em microcanais. Como resultado, os hidrocarbonetos tiveram melhor desempenho quando comparado ao R-1234yf e o isobutano obteve melhor coeficiente de eficácia, característica mais importante em sistema automotivo pois leva a menor potência de compressão, afetando menos o desempenho do motor.

Palavras-chave: Ar condicionado. Automóveis. Refrigerantes alternativos. Simulação. Sistemas frigoríficos.

ABSTRACT

VILELA, T. S. Simulation of alternative refrigerants in automotive air conditioning system. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos. 2012.

At Montreal Protocol (1987) and at Kyoto Protocol (1997), many actions were established in order to provide significant decreasing of the use of substances that deplete the ozone layer – the former – and increase the greenhouse effect – the latter. The fluids used in refrigeration systems are within those that were restricted in both protocols. Thus, it is necessary the study of new products, with no environmental damage, that are feasible to use. Due to growing demand for comfort in automotive industry, alternative refrigerants were analysed in an automotive air conditioning system. Through computational simulations from the mathematical model developed by Mamani (1997), the performances of the refrigerants were evaluated for R1234yf, R290 (propane), R600a (Isobutane) and comparison was made with R134a and R12. The system consists of microchannel condenser, finned-tube evaporator, variable displacement compressor and thermostatic expansion valve. Differently from the original mathematical model, this study used the correlation developed by Cavallini et al. (2006) for the local heat transfer coefficient and pressure drop for condensation in microchannels. As a result, the hydrocarbons had better performance compared to R-1234yf and Isobutane had the best coefficient of performance, what is an important characteristic for automotive system as less compression power is needed, affecting less the engine performance.

Key words: Air conditioning. Automobiles. Alternative refrigerants. Simulation. Refrigeration systems.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1 Diagrama pressão-entalpia do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	22
Figura 2-2 Diagrama pressão-entalpia do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	23
Figura 2-3 Compressor de deslocamento variável	25
Figura 2-4 Esquema do condensador de microcanais e fluxo paralelo	25
Figura 2-5 Evaporador de tubo-aletas	26
Figura 2-6 Corte transversal da válvula de expansão termostática	27
Figura 3-1 Comparação de ODP e GWP para refrigerantes puros. (KUMAR e RAJAGOPAL, 2007, p. 3055).....	41
Figura 3-2 Progressão dos refrigerantes. (CALM, 2008)	42
Figura 4-1 Curva de rendimento volumétrico ($\eta_{v_regressão}=f(rpm,DV)$) obtida por regressão múltipla pelo método dos mínimos quadrados à partir da Tabela 4-1	47
Figura 5-1 Diagrama de fluxo da solução do sistema frigorífico pelo método de substituições sucessivas	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 Relações $\varepsilon = f(NUT, C_r, arranjo)$ para o condensador	30
Tabela 2-2 Relações $\varepsilon = f(NUT, C_r, arranjo)$ para o evaporador.....	31
Tabela 2-3 Correlação para avaliar o multiplicador bifásico Φ_i^2 no condensador	32
Tabela 2-4 Correlação para avaliar o multiplicador bifásico Φ_i^2 no evaporador.....	33
Tabela 2-5 Correlação para o número de Nusselt em escoamento monofásico.....	35
Tabela 2-6 Correlação para coeficiente de transferência de calor h , para a região bifásica no evaporador	36
Tabela 2-7 Correlação para o número de Nusselt para região bifásica no condensador de microcanais.....	36
Tabela 2-8 Correlação para o fator de Colburn j para o evaporador.....	38
Tabela 2-9 Correlação para o fator de Colburn j para o condensador	38
Tabela 3-1 Introdução histórica dos refrigerantes (CALM e DIDIION, 1998, p.309) .	39
Tabela 4-1 Características do compressor SANDEN SD7V16F	46

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 6-1 Coeficiente de transferência de calor por convecção na região de condensação em função do título x. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$, Rotação do compressor=3000rpm. Modelo com discretização.	63
Gráfico 6-2 Vazão de refrigerante vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização.	65
Gráfico 6-3 Vazão de refrigerante vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização.	65
Gráfico 6-4 Efeito frigorífico vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização	66
Gráfico 6-5 Efeito frigorífico vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização	66
Gráfico 6-6 Capacidade de refrigeração vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização	67
Gráfico 6-7 Capacidade de refrigeração vs rotação do compressor $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização.	67
Gráfico 6-8 Potência de compressão vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização	68
Gráfico 6-9 Potência de compressão vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização	68

Gráfico 6-10 Coeficiente de eficácia vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização.	69
Gráfico 6-11 Coeficiente de eficácia vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização.	69
Gráfico 6-12 Calor rejeitado vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização.	70
Gráfico 6-13 Calor rejeitado vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização.	70
Gráfico 6-14 Vazão de refrigerante vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=3\text{m/s}$. Rotação do compressor=2500rpm. Modelo sem discretização.	71
Gráfico 6-15 Vazão de refrigerante vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$. Rotação do compressor=3000rpm. Modelo com discretização.	71
Gráfico 6-16 Capacidade de refrigeração vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=3\text{m/s}$. Rotação do compressor=2500rpm. Modelo sem discretização.	72
Gráfico 6-17 Capacidade de refrigeração vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$. Rotação do compressor=3000rpm. Modelo com discretização.	72
Gráfico 6-18 Potência de compressão vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=3\text{m/s}$. Rotação do compressor=2500rpm. Modelo sem discretização.	73
Gráfico 6-19 Potência de compressão vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{evap}=1^{\circ}C$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}C$, $T_{arevap}=20^{\circ}C$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$. Rotação do compressor=3000rpm. Modelo com discretização.	73

- Gráfico 6-20** Coeficiente de eficácia vs temperatura de entrada do ar no evaporador.
 $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=3\text{m/s}$. Rotação do compressor=2500rpm. Modelo sem discretização. 74
- Gráfico 6-21** Coeficiente de eficácia vs temperatura de entrada do ar no evaporador.
 $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=10\text{m/s}$. Rotação do compressor=3000rpm. Modelo com discretização. 74

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, superfície de transferência de calor [m ²]
A _i	Área total interna dos tubos do condensador e evaporador
b	Diâmetro dos tubos do evaporador [m]
c	Calor específico do fluido [J/kg°C]
C	Capacidade calorífica [W/°C]
C _r	Relação entre C _{min} e C _{max}
C _d	Coeficiente de descarga da válvula de expansão termostática
C _f	Coeficiente de atrito tipo Fanning
COP	Coeficiente de eficácia do sistema frigorífico
c _p	Calor específico do fluido a pressão constante [J/kg°C]
c _v	Calor específico do fluido a volume constante [J/kg°C]
D	Diâmetro do tubo ou canal [m]
D _h	Diâmetro hidráulico do escoamento [m]
dA	Diferencial de área [m ²]
dQ	Diferencial da taxa de transferência de calor [W]
dT	Diferencial de temperatura [°C]
ΔT	Diferença de temperatura [°C]
E	Entranhamento de líquido na região bifásica do condensador
F	Fator usado no cálculo do multiplicador bifásico Φ^2 no condensador
dp/dz	Variação da pressão p, ao longo do comprimento z [Pa/m]
f ₁	função que considera o efeito do número de revoluções, rpm, e a cilindragem, cc, no rendimento volumétrico do compressor, f ₁ (rpm,cc)
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
G	Velocidade mássica [kg/m ² s]
h	Coeficiente de transferência de calor [W/m ² °C]
h(x)	Coeficiente de transferência de calor local do fluido em escoamento bifásico [W/m ² °C]
H	Fator usado no cálculo do multiplicador bifásico Φ^2 no condensador
i	Entalpia [kJ/kg]
i _{lg}	Entalpia latente de evaporação do fluido refrigerante [kJ/kg]

k	Coeficiente de condutividade térmica [W/m°C]
k_A	Coeficiente associado ao coeficiente de descarga C_d da válvula de expansão termostática [m^2]
L	Comprimento, deslocamento [m]
m	Vazão de escoamento do fluido [kg/s]
n	Coeficiente politrópico de compressão do fluido refrigerante
$n_{\text{divisões}}$	Número de divisões da área discretizada do condensador
n_r	Número de revoluções por segundo do compressor [rev/s]
NUT	Número de Unidades de Transferência do trocador de calor
P	Perímetro, profundidade [m]
p	Pressão [Pa]
p_c	Pressão crítica do fluido [Pa]
P_{it}	Perímetro interno do tubo do evaporador
p_r	Pressão reduzida do fluido [Pa]
Δp	Queda de pressão do fluido [Pa]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [W]
Rpm	Número de revoluções [rev/min]
R	Resistência térmica [W/°C]
S_t	Número de Stanton
T	Temperatura [°C]
T_{cond}	Temperatura de condensação [°C]
T_d	Temperatura de descarga do compressor[°C]
T_{evap}	Temperatura de evaporação [°C]
t	Espessura da parede [m]
U	Coeficiente global de transferência de calor [W/m ² °C]
u_v	Velocidade do vapor [m/s]
u_l	Velocidade do líquido [m/s]
v_a	Volume específico de admissão do compressor [m^3/kg]
VD	Volume de deslocamento [m^3]
w	Umidade absoluta do ar [kg de vapor d'água/ kg de vapor seco]
\dot{w}	Potência do compressor [W]

x	Título do fluido
X _{tt}	Parâmetro de Martinelli em regime turbulento na fase líquida e de vapor
z	Deslocamento [m]
Z	Fator usado no cálculo do multiplicador bifásico Φ^2 no condensador
Z _c	Número de cilindros do compressor
W	Fator usado no cálculo do multiplicador bifásico Φ^2 no condensador
ρ	Densidade de fluido [kg/m ³]
ϵ	Efetividade do trocador de calor
ϵ_h	Fração de vazio homogênea
ϵ_n	Fração de espaço nocivo do compressor
α	Relação de áreas $(A_t - A_s)/A_t$
λ	Relação de áreas $(A_s)/A_t$
η_v	Rendimento volumétrico do compressor
σ	Tensão superficial [N/m]
μ	Viscosidade cinemática do fluido [Pa.s]
Φ	Taxa de transferência de calor por unidade de superfície [W/m ²]
Φ^2	Multiplicador bifásico
δ	Espessura da aleta do evaporador [m]
π	Constante igual a 3,1416

Grupos Adimensionais

j	Coeficiente de Colburn [$StPr^{2/3}$]
Nu	Número de Nusselt [hD/k]
Pr	Número de Prandt [$c_p\mu/k$]
Re	Número de Reynolds [GD/ μ]
St	Número de Stanton [Nu/(RePr)]

Subscritos

a	Aleta, admissão do compressor
ae	Ar na entrada

ah	Ar úmido
ar	Ar
as	Ar na saída
1c	Região de resfriamento no condensador
2c	Região de condensação no condensador
3c	Região de sub-resfriamento no condensador
ca	Região de passo mínimo do ar pelo trocador
cond _{1c}	Saturação na região de resfriamento
cond _{2c}	Saturação na região de condensação
cond _{3c}	Saturação na região de sub-resfriamento
d	Descarga do compressor
e	Entrada,externo
econd	Entrada do condensador
es	Diâmetro equivalente circular, resultante da forma hexagonal adotada nas aletas do evaporador
ev1	Região de evaporação no evaporador
ev2	Região superaquecida no evaporador
evap _{ev1}	Saturação na região de evaporação
evap _{ev2}	Saturação na região superaquecida
ext	Exterior
f	Fluido frio, final
i	Interior, inicial
int	Interior
iso	Compressão isoentrópica
l	Fluido em fase líquida
lv	Calor latente do fluido
ln	Quantidade logarítmica natural
m	Médio, monofásico
m,e	Média na entrada
m,s	Média na saída
∞	Meio externo
q	Fluido quente

r	Fluido refrigerante
real	Compressão real
s	Saída, superfície total aletada
sa	Região de superaquecimento
sat	Saturação
scomp	Saída do compressor
scond	Saída do condensador
sr	Região de sub-resfriamento
v	Fase de vapor do fluido
t	Área total de troca de calor no lado do ar

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Considerações gerais e objetivos.....	19
2	FUNDAMENTOS.....	21
2.1	Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de vapor	21
2.2	Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de vapor	22
2.3	O sistema de ar condicionado automotivo.....	23
2.3.1	<i>Compressor.....</i>	24
2.3.2	<i>Condensador.....</i>	25
2.3.3	<i>Evaporador.....</i>	26
2.3.4	<i>Válvula de Expansão Termostática</i>	26
2.4	Revisão de Transferência de Calor e Massa e Mecânica dos Fluidos	27
2.4.1	<i>Coeficiente Global de Transferência de calor.....</i>	27
2.4.2	<i>Método NUT e a Efetividade do Trocador ϵ.....</i>	28
2.4.3	<i>Perda de Carga no Interior dos Dutos</i>	31
2.4.4	<i>Coeficiente de Transferência de Calor Interno</i>	34
2.4.4.1	<i>Escoamento Monofásico</i>	34
2.4.4.2	<i>Escoamento Bifásico</i>	35
2.4.5	<i>Coeficiente de Transferência de Calor Externo</i>	37
3	REVISÃO DA LITERATURA SOBRE REFRIGERANTES	39
3.1	Revisão histórica	39
3.2	Refrigerantes alternativos selecionados para simulação.....	43
4	MODELO MATEMÁTICO	45
4.1	Modelo do Compressor	45
4.2	Modelo do Condensador	49
4.2.1	<i>Região de Resfriamento.....</i>	50
4.2.2	<i>Região de Condensação</i>	51
4.2.3	<i>Região de Sub-resfriamento.....</i>	53
4.3	Modelo do Evaporador	54
4.3.1	<i>Região de Evaporação</i>	55

4.3.2	<i>Região de Superaquecimento</i>	56
4.4	Modelo da Válvula	57
4.5	Transferência de calor nas linhas.....	59
5	SIMULAÇÃO.....	61
6	RESULTADOS.....	63
6.1	Coeficiente local de transferência de calor por convecção.....	63
6.2	Efeito da rotação do compressor.....	64
6.2.1	<i>Vazão de refrigerante</i>	65
6.2.2	<i>Efeito frigorífico.....</i>	66
6.2.3	<i>Capacidade de refrigeração</i>	67
6.2.4	<i>Potência de compressão</i>	68
6.2.5	<i>Coeficiente de Eficácia</i>	69
6.2.6	<i>Calor rejeitado no condensador.....</i>	70
6.3	Efeito da temperatura de evaporação	71
6.3.1	<i>Vazão de refrigerante</i>	71
6.3.2	<i>Capacidade de Refrigeração.....</i>	72
6.3.3	<i>Potência de compressão</i>	73
6.3.4	<i>Coeficiente de eficácia</i>	74
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	76
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		78
ANEXO I.....		81

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações gerais e objetivos

A refrigeração é de suma importância para garantir a remoção de calor e manutenção da temperatura em diversas aplicações, as quais podem ser citadas: refrigeração industrial, a fim de proporcionar o processamento e conservação de alimentos, transferência de calor em indústrias químicas, petroquímicas, petróleo, construção e manufatura, ar condicionado industrial e residencial, a fim de proporcionar o conforto térmico necessário, além do ar condicionado em veículos. De acordo com Stoecker e Jones (1985), a mais difundida aplicação de refrigeração é o processo de condicionamento de ar, cujo objetivo é controlar a temperatura, umidade, nível de contaminação e distribuição, garantindo conforto dos ocupantes do recinto.

Dentre as aplicações de condicionamento de ar em veículos, as de automóveis são as mais utilizadas. Os principais componentes presentes neste sistema são: compressor alternativo, condensador, válvula de expansão termostática e evaporador. O compressor é movido pelo motor do veículo, acionado por uma polia solidária a seu eixo e ligada através de correia a uma polia solidária ao virabrequim do motor, o que mantém fixa a relação de transmissão. Uma embreagem permite o acoplamento do sistema quando o passageiro aciona o botão na cabine.

É interessante observar que algumas particularidades estão presentes neste tipo de aplicação, como por exemplo, a grande transitoriedade do regime de trabalho do motor do automóvel, que ocasiona uma grande variação na rotação do compressor, além das oscilações de velocidade do carro, ocasionando intensa variação da vazão de ar externo sobre o condensador, que fica posicionado à frente do veículo. Aliado a isso, também é importante citar as frequentes mudanças sobre a carga térmica do sistema, que são devidas, principalmente, à incidência de radiação solar através dos vidros transparentes, ao calor proveniente da condução através das paredes devido ao calor gerado da combustão no motor, à infiltração de ar externo

pelas janelas e sistema de recirculação de ar, ao calor emitido pela transpiração das pessoas.

O fluido refrigerante é o que sofre as diversas transformações de estado durante o ciclo de compressão a vapor, permitindo a transferência de calor do recinto interno para o externo. De acordo com Bandarra Filho (2011), o mais empregado hoje em dia para o aplicação automotiva é o hidrofluorcarbono R134a. No entanto, de acordo com Karagoz e Yilmaz et al. (2004), este fluido possui GWP¹ de 1300, sendo um dos Gases do Efeito Estufa que, conforme estabelecido pelo Protocolo de Kyoto (1997), deve ter sua utilização reduzida significativamente nas próximas décadas. Sendo assim, os principais candidatos para sua substituição são: o refrigerante artificial HFO-1234yf, os hidrocarbonetos butano e propano e os refrigerantes naturais dióxido de carbono (CO_2) e amônia(NH_3).

Este trabalho comprehende do estudo de refrigerantes alternativos ao R134a para aplicação em sistema de ar-condicionado automotivo. Com base na viabilidade da aplicação, alguns destes foram selecionados e simulações computacionais foram feitas a fim de comparação do desempenho dos mesmos.

¹ Potencial de Aquecimento Global (em inglês, *Global Warming Potential*) é uma medida de como uma determinada quantidade de gás do efeito estufa (GEE) contribui para o aquecimento global. Compara-se o gás em questão com a mesma quantidade de dióxido de carbono (cujo potencial é definido como 1).

2 FUNDAMENTOS

2.1 Ciclo Ideal de Refrigeração por Compressão de vapor

O ciclo termodinâmico mais utilizado em refrigeração e ar condicionado é o de compressão de vapor. O ciclo ideal consiste em quatro processos conforme descrito abaixo:

- 1-2 Compressão isoentrópica em um compressor
- 2-3 Rejeição de calor a pressão constante em um condensador
- 3-4 Estrangulamento em um dispositivo de expansão
- 4-1 Absorção de calor a pressão constante em um evaporador

Os estados de 1 a 4 e os processos descritos acima podem ser observados graficamente através do diagrama pressão-entalpia mostrado na Figura 2.1.

O fluido refrigerante entra no compressor no estado 1 como vapor saturado e é comprimido isoentropicamente até o estado 2, que está na pressão de condensação e como vapor superaquecido. O fluido então entra no condensador onde se retira calor à pressão constante de modo que seja resfriado até a temperatura de saturação quando se inicia o processo de mudança de fase até o estado 3 de saída, que é líquido saturado à mesma pressão. Passando pela válvula de expansão o refrigerante realiza o processo 3-4 à entalpia constante e entra no evaporador no estado 4, como mistura líquido-vapor de baixo título. Por fim, o refrigerante absorve calor do meio e é completamente evaporado até o estado 1 de vapor saturado, completando o ciclo.

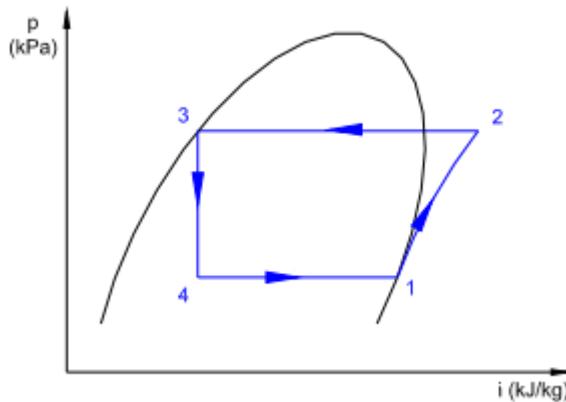


Figura 2-1 Diagrama pressão-entalpia do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

A capacidade frigorífica é a taxa de calor retirada do meio pelo evaporador e é calculada da seguinte forma:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (i_1 - i_4)$$

A potência de compressão é calculada através da relação:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r (i_2 - i_1)$$

A capacidade de condensação é calculada como:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r (i_3 - i_2)$$

O coeficiente de desempenho é calculado através da equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}$$

2.2 Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de vapor

O ciclo real de refrigeração por compressão difere do ciclo ideal em razão das irreversibilidades presentes, que se devem ao atrito do fluido e transferência de calor de ou para as vizinhanças.

Diferentemente do ciclo ideal, no ciclo real o vapor entra no compressor no estado superaquecido. Isto é necessário devido à dificuldade de se controlar de

modo preciso o estado do fluido na saída do evaporador. Assim, o superaquecimento garante que nenhum líquido entre no compressor, evitando, pois, a diminuição da eficiência e da vida útil do compressor. Como resultado do superaquecimento há um aumento na potência de compressão devido ao aumento do volume específico.

O processo de compressão real envolve efeitos de atrito que aumentam a entropia e a transferência de calor, não sendo, portanto, um processo isoentrópico, diminuindo a eficiência.

Ao final do processo de condensação há um sub-resfriamento antes da entrada na válvula de expansão.

As perdas de carga também estão presentes em todo o sistema, principalmente nos tubos dos trocadores de calor e nas linhas que ligam os componentes. Assim, tanto a pressão de condensação quanto a de evaporação não se mantêm constantes, diminuindo ao longo dos trocadores.

As diferenças entre os ciclos ideal e real podem ser comprovadas analisando a Figura 2.2 abaixo.

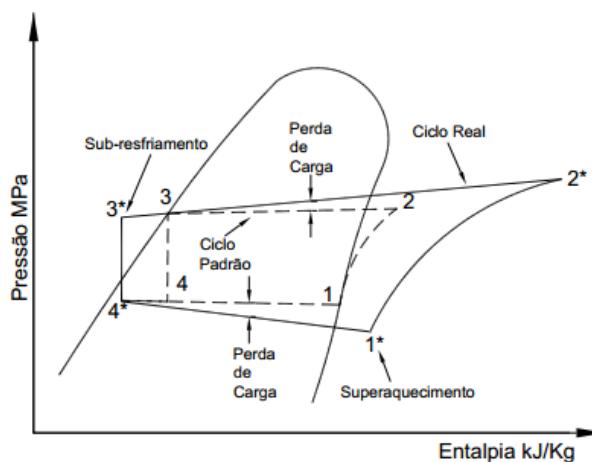


Figura 2-2 Diagrama pressão-entalpia do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

2.3 O sistema de ar condicionado automotivo

O sistema de ar condicionado automotivo é composto pelos seguintes componentes principais: compressor, condensador, evaporador, válvula de

expansão termostática. Além destes, também há um filtro secador antes da válvula de expansão, um separador de líquido antes do compressor e as linhas de fluido que conectam os componentes.

2.3.1 Compressor

O compressor dos sistemas de ar condicionado é responsável pela compressão de vapor superaquecido na pressão de evaporação até a pressão de condensação. Nos sistemas automotivos, o trabalho realizado pelo compressor provém da combustão do motor que transmite o movimento através de uma relação fixa através de polia. Assim, a otimização do compressor resulta em menos trabalho necessário do motor e maior economia de combustível. Além disso, procura-se a minimização de ruídos para melhorar o conforto.

O tipo de compressor mais utilizado atualmente é de deslocamento variável, de modo que há uma adaptação da taxa de fluido deslocada de acordo com a carga térmica do sistema e rotação do compressor, aumentando o deslocamento para altas cargas térmicas ou baixas rotações e diminuindo para baixas cargas térmicas ou altas rotações.

Essa adaptação é possível graças à válvula compensadora de vazão (MFCV – *Mass flow compensation valve*), que a partir do monitoramento da pressão de descarga, controla a passagem de refrigerante do cárter para a câmara de aspiração de modo a manter a pressão de aspiração constante. Quando há um alívio da pressão do cárter, o ângulo do disco oscilante (Figura 2-3) aumenta, aumentando o deslocamento do compressor e a vazão. De modo análogo, quando há um aumento da pressão do cárter, há uma diminuição do ângulo, diminuindo o deslocamento e a vazão.

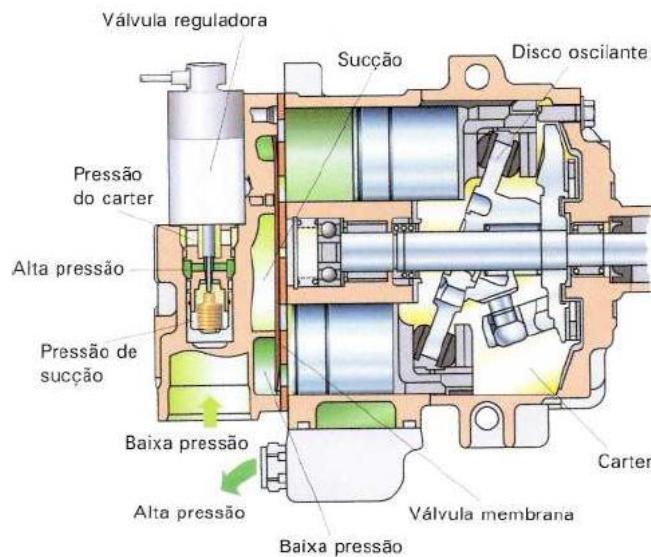


Figura 2-3 Compressor de deslocamento variável

2.3.2 Condensador

O condensador é responsável pela remoção do calor do fluido refrigerante para o ambiente externo, transformando vapor superaquecido em líquido sub-resfriado.

Na busca constante por eficiência, baixo custo e peso em sistemas automotivos, necessita-se de maior desempenho em menor volume. Para isso, uma boa configuração para esta finalidade é a de um trocador de calor de microcanais e fluxo paralelo. O trocador utilizado para simulação neste trabalho é feito de tubos de alumínio com canais internos da ordem de 1mm.

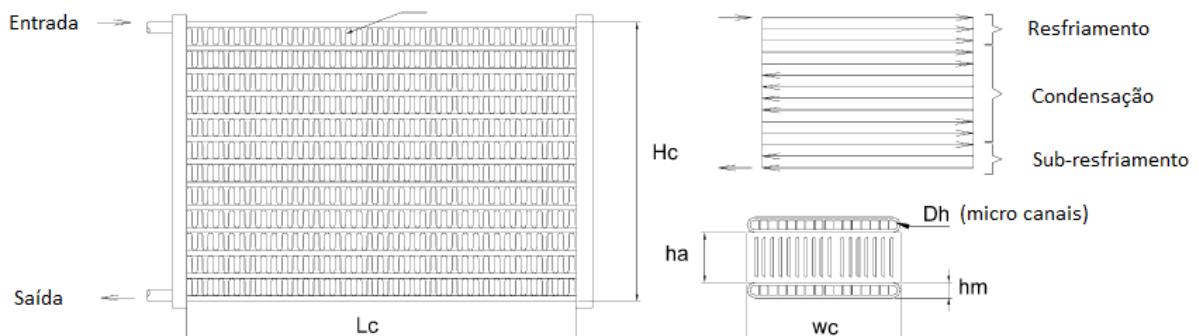


Figura 2-4 Esquema do condensador de microcanais e fluxo paralelo

2.3.3 Evaporador

O evaporador é responsável pela remoção do calor do ambiente refrigerado pela evaporação do fluido refrigerante, tendo como estado de saída vapor superaquecido.

O tipo de evaporador modelado por Mamani (1997) e testado por Ianella (1998) é do tipo tubo-aletas, e é o que será utilizado para simulação neste trabalho.

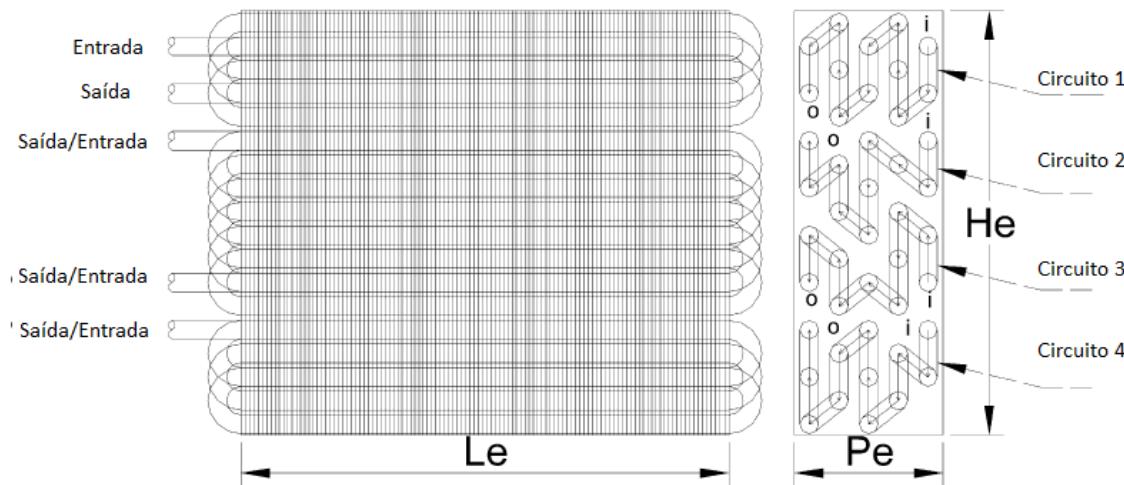


Figura 2-5 Evaporador de tubo-aletas

2.3.4 Válvula de Expansão Termostática

Para expansão do fluido refrigerante após a saída do condensador utiliza-se um dispositivo de expansão que é uma válvula termostática de equalização externa. A sua função compreende em abaixar a pressão até a de evaporação, mantendo certo de grau de superaquecimento na saída do evaporador para as diversas condições de carga térmica do sistema.

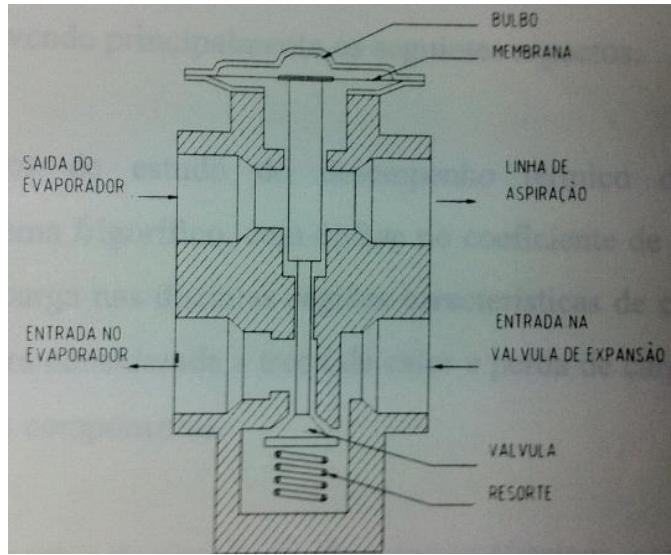


Figura 2-6 Corte transversal da válvula de expansão termostática

2.4 Revisão de Transferência de Calor e Massa e Mecânica dos Fluidos

2.4.1 Coeficiente Global de Transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor combina os efeitos de convecção e condução, principais responsáveis pela transferência de calor nos trocadores. A taxa de transferência de calor por unidade de área é definida pela equação:

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = U(T_q - T_f) \quad (2.1)$$

Com analogia a um sistema elétrico, estabelece-se que:

$$R_{total} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} \quad (2.2)$$

$$R_{total} = \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + R_{tubo} + R_{contato} + R_{incrust} + \frac{1}{\eta_e h_e A_e} \quad (2.3)$$

Se a superfície interna do tubo for aletada, então $\eta_i < 1$, caso contrário, $\eta_i = 1$

A eficiência da superfície externa é expressa por:

$$\eta_e = 1 - \frac{A_s}{A_t} (1 - \eta_a) = \frac{A_t - A_s}{A_t} + \frac{A_s}{A_t} \eta_a = \alpha + \lambda \eta_a \quad (2.4)$$

Neste estudo a resistência térmica de contato R_{contato} não será levada em conta em vista da sua pequena significância no coeficiente global perante os outros fatores.

A resistência térmica do tubo R_{tubo} é expressa, como:

$$R_{\text{tubo}} = \frac{e_{\text{parede}}}{k_{\text{tubo}} \times A_m} = \frac{\ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right)}{2k_{\text{tubo}} \times \pi \times L} \quad (2.5)$$

Uma vez que a parede do tubo é pequena e sua condutividade térmica bem alta, despreza-se também esta resistência.

O acúmulo de sujeira dentro da tubulação gera inscrustações que altera o valor de U . Supondo que a aplicação prática deste trabalho de simulação seria em equipamentos novos que não possuem deposição de materiais, despreza-se o efeito deste fator.

2.4.2 Método NUT e a Efetividade do Trocador ϵ

O Número de Unidades de Transferência NUT é um parâmetro adimensional que é amplamente utilizado para análise de trocadores de calor e é definido como:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.6)$$

A efetividade ϵ é a razão entre a taxa real de transferência de calor para um trocador de calor e a taxa máxima de transferência de calor possível:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (2.7)$$

A máxima transferência de calor entre dois fluidos ocorreria em um trocador de calor de correntes contrárias com área de troca infinita.

Define-se a razão das capacidades térmicas dos fluidos do trocador como:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.8)$$

Onde:

$$C_{\min} = \min(C_p, C_f) = \min(m_q c_{pq}, m_f c_{pf}) \quad (2.9)$$

$$C_{\max} = \max(C_p, C_f) = \max(m_q c_{pq}, m_f c_{pf}) \quad (2.10)$$

A efetividade é função direta do NUT, da razão das capacidades térmicas Cr e do arranjo do escoamento, ou seja:

$$\varepsilon = f(NUT, C_r, \text{arranjo}) \quad (2.11)$$

Segundo Incropera e De Witt (2003, p.465) para trocadores de calor de passo simples, correntes cruzadas e sem mistura² em ambos os fluidos, a equação que relaciona a efetividade é:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{1}{C_r} \times NUT^{0,22} \left[\exp(-C_r \times NUT^{0,78}) - 1 \right] \right\} \quad (2.12)$$

Para trocadores de passo simples, fluxo cruzado e com mistura de um dos fluidos, Shah³ (1985 apud MAMANI, 1997, p. 15) chegou na seguinte relação, para quando C_{\min} associado ao fluido com mistura e C_{\max} associado ao sem mistura:

² Define-se mistura em um fluido quando diferentes correntes do mesmo se misturam ao longo do trocador de calor. Não há mistura quando há presença de canais que separam o escoamento.

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{C_r} \times \{1 - \exp(-C_r \times NUT)\} \right\} \quad (2.13)$$

Para um trocador trabalhando com mudança de fase, tem-se que $C_r=0$, uma vez que C_{max} tende a infinito. Logo, tem-se que a equação para efetividade é:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT) \quad (2.14)$$

Para o condensador do sistema de ar condicionado há três regiões distintas, uma de resfriamento, uma de condensação e outra de sub-resfriamento. Para o evaporador há duas regiões, uma de evaporação e uma de superaquecimento. Como no condensador não há mistura em ambos os fluidos, utiliza-se a equação 2.12 para cálculo da efetividade nas regiões monofásicas do mesmo. Já no evaporador há mistura no lado do ar, logo, a equação 2.13 é utilizada para a região monofásica. A equação 2.14 é utilizada no cálculo nas regiões bifásicas para os dois trocadores.

Tabela 2-1 Relações $\varepsilon = f(NUT, C_r, arranjo)$ para o condensador

Região	Relação	Eq.
Resfriamento	$\varepsilon_{1c} = 1 - \exp \left\{ \frac{1}{C_r} \times NUT_{1c}^{0,22} \left[\exp(-C_r \times NUT_{1c}^{0,78}) - 1 \right] \right\}$	(2.15)
Condensação	$\varepsilon_{2c} = 1 - \exp(-NUT_{2c})$	(2.16)
Sub-resfriamento	$\varepsilon_{3c} = 1 - \exp \left\{ \frac{1}{C_r} \times NUT_{3c}^{0,22} \left[\exp(-C_r \times NUT_{3c}^{0,78}) - 1 \right] \right\}$	(2.17)

³ SHAH, R. K. **Compact Heat Exchangers, Handbook of Heat Transfer**. [S.I.]: W.M. Rohsenow, McGraw Hill, 1985.

Tabela 2-2 Relações $\varepsilon = f(NUT, C_r, \text{arranjo})$ para o evaporador

Região	Relação	Eq.
Evaporação	$\varepsilon_{ev1} = 1 - \exp(-NUT_{ev1})$	(2.18)
Superaquecimento	$\varepsilon_{ev2} = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C_r} \times \{1 - \exp(-C_r \times NUT_{ev2})\}\right\}$	(2.19)

2.4.3 Perda de Carga no Interior dos Dutos

O estudo da perda de carga nos dutos dos trocadores de calor é muito importante porque a variação de pressão nestes afeta diretamente o desempenho do sistema. No evaporador a pressão de saída influencia diretamente na vazão e eficiência do compressor; no condensador, a queda de pressão diminui o coeficiente de transferência de calor interno.

Através da equação da conservação da quantidade de movimento avaliam-se as perdas resultantes dos efeitos de atrito, aceleração do fluido, variação do volume específico médio e efeito da gravidade. Uma vez que os tubos estão na horizontal, este último efeito é nulo. Assim, tem-se equação:

$$-\frac{dp}{dz} = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrito}} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{aceleração}} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{gravidade}} \quad (2.20)$$

Com a mudança do volume específico, os efeitos de aceleração podem causar aumento ou queda de pressão. Para mudança de fase, este efeito é dado por:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{aceleração}} = G^2 \left\{ \frac{x_s^2}{\rho_v \varepsilon_{hs}} + \frac{(1-x_s)^2}{\rho_l(1-\varepsilon_{hs})} - \left[\frac{x_e^2}{\rho_v \varepsilon_{he}} + \frac{(1-x_e)^2}{\rho_l(1-\varepsilon_{he})} \right] \right\} \quad (2.21)$$

A fração de vazio homogênea “ ε_h ” utilizada em 2.21 é dada por:

$$\varepsilon_h = \frac{1}{1 + \left[\frac{u_v}{u_l} \frac{(1-x)}{x} \frac{\rho_v}{\rho_l} \right]} \quad (2.22)$$

Assumindo que as velocidades na interface da porção líquida e gasosa são iguais, tem-se que a razão $u_v/u_l = 1$.

A componente monofásica do atrito na parede do tubo pode ser assim representada:

$$\left(-\frac{dp}{dz} \right)_{\substack{\text{atrito} \\ \text{monofásico}}} = 2C_f \frac{G^2}{\rho_l D_h} \quad (2.23)$$

O efeito de atrito na mistura líquido-vapor é obtido a partir do produto da perda de carga monofásica pelo fator chamado “multiplicador bifásico”, Φ_l^2 , expresso pela equação:

$$-\left(\frac{dp}{dz} \right)_{\substack{\text{atrito} \\ \text{bifásico}}} = \phi_l^2 \times 2C_f \frac{G^2}{\rho_l D_h} \quad (2.24)$$

Cavallini et al. (2006) elaboraram uma correlação para perda de carga para condensação em microcanais em vários diâmetros e Matkovic et al. (2009) descobriram que esta prevê com boa precisão o comportamento em microcanais de 0,96mm, diâmetro praticamente igual ao usado neste trabalho, de 1mm. Logo, será usada esta correlação para a região bifásica do condensador, que é dada da seguinte forma:

Tabela 2-3 Correlação para avaliar o multiplicador bifásico Φ_l^2 no condensador

Autor	Correlação	Eq.
	$\phi_l^2 = Z + 3,595 \times F \times H \times (1-E)^W$	(2.25)
	$W = 1,398 \times p_r$	(2.26)

Cavallini et al. (2006)	$Z = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \times \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,2} \quad (2.27)$ $F = x^{0,9525} (1-x)^{0,414} \quad (2.28)$ $H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1,132} \times \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,44} \times \left(1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{3,542} \quad (2.29)$ $C_f = 0,046 \times \left(\frac{G \times D_h}{\mu_l} \right)^{-0,2} \quad (2.30)$
----------------------------	---

O entranhamento de líquido “E” da equação 2.25 é dado por:

$$E = 0,015 + 0,44 \log \left[\left(\frac{\rho_{vc}}{\rho_l} \right) \times \left(\frac{\mu_l \times u_v}{\sigma} \right)^2 \times 10^4 \right] \quad (2.31)$$

$$\rho_{vc} = \rho_{vc} \left[1 + \frac{(1-x) \times E}{x} \right] \quad (2.32)$$

Para o evaporador foi utilizado a correlação de Jung e Radermacher, desenvolvida para evaporadores com diâmetro de tubo similares ao utilizado neste trabalho.

Tabela 2-4 Correlação para avaliar o multiplicador bifásico Φ_l^2 no evaporador

Autor	Correlação	Eq.
Jung e Radermacher	$\phi_l^2 = 30,79 x^{1,323} (1-x)^{0,477} p_r^{-0,7232}$	(2.33)
	$p_r = \frac{p}{p_c}$	(2.34)

Nas zonas de resfriamento e sub-resfriamento do condensador o fluido se encontra no estado monofásico. Para cálculo da perda de carga em tubos nesta condição, diversas correlações foram desenvolvidas e Yang e Webb (1996) verificaram que o coeficiente de atrito nos trocadores de calor de tubo plano com microcanais e micro aletas é 36% superior ao do tubo liso circular, ao passo que no trocador de microcanais sem micro aletas é 14% superior. Esse fato leva a evitar as correlações comuns do tipo Blasius (1908, apud INCROPERA ; WITT ,1990), usadas em trocadores de calor de tubos lisos de seção circular.

O coeficiente de atrito em tubo plano com microcanais e micro aletas é dado pela seguinte equação:

$$C_{fmicro} = 0,0814 \text{Re}_{Dh}^{-0,22} \quad (2.35)$$

O coeficiente de atrito em tubos com microcanais sem micro aletas é:

$$C_{ftplano} = 0,0676 \text{Re}_{Dh}^{-0,22} \quad (2.36)$$

Para a queda de pressão na região superaquecida do evaporador utilizou-se a correlação de Blasius, considerando vapor saturado à pressão de evaporação.

2.4.4 Coeficiente de Transferência de Calor Interno

O estudo do coeficiente de transferência de calor é um tópico chave para o desempenho dos trocadores, por isso será bem detalhado. Será avaliado os coeficientes para o condensador de microcanais e fluxo paralelo e evaporador de tubo-aletas.

2.4.4.1 Escoamento Monofásico

As duas regiões monofásicas presentes no condensador são: resfriamento, com refrigerante no estado de vapor superaquecido e sub-resfriamento, com refrigerante no estado líquido. Já no evaporador há apenas uma região monofásica,

que é a região de superaquecimento onde o fluido se encontra no estado de vapor superaquecido.

Existem diversas correlações para cálculo do coeficiente de transferência de calor monofásico em regime turbulento. Uma correlação relativamente simples foi proposta por Dittus e Boelter (1930 apud INCROPERA e DE WITT, 2003, p. 350):

Tabela 2-5 Correlação para o número de Nusselt em escoamento monofásico

Autor	Correlação	Eq.
Dittus e Boelter (1930)	$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} \times Pr^n$ $0,7 \leq Pr \leq 160 \quad \frac{L}{D} \geq 10 \quad Re \geq 10000$ $n=0,3 \text{ para resfriamento}$ $n=0,4 \text{ para aquecimento}$	(2.37)

A partir desta correlação avalia-se o número de Nusselt para este escoamento. Em seguida, calcula-se o coeficiente de transferência de calor por convecção a partir da equação:

$$h = \frac{Nu \times k}{D} \quad (2.38)$$

2.4.4.2 Escoamento Bifásico

Para o escoamento bifásico com transição de líquido para vapor que ocorre no evaporador, seguiu-se a correlação de Klimenko⁴ (1988 apud MAMANI, 1997, p. 26), que foi testada por AWF(1995) no estudo de um evaporador automotivo similar ao simulado neste trabalho.

⁴ KLIMENKO, V. V. A generalized correlation for two-phase forced flow heat transfer. *International journal of heat and mass transfer*, 31, n. 3, 1988. 541-552.

Tabela 2-6 Correlação para coeficiente de transferência de calor h , para a região bifásica no evaporador

Autor	Correlação	Eq.
Klimenko (1988)	$h = 0,087 \text{Re}_m^{0,6} \text{Pr}_l \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,2} \left(\frac{k_v}{k_l} \right)^{0,09} \left(\frac{k_l}{D_L} \right)$ $u_m = \frac{\dot{m}_r}{A_{ci} \rho_l} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \quad D_L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$ $\text{Re}_m = \frac{u_m D_L}{\left(\frac{\mu_l}{\rho_l} \right)}$	(2.39)

Para a região bifásica do condensador, utilizou-se a correlação de Cavallini et al. (2006), que será conforme tabela abaixo.

Tabela 2-7 Correlação para o número de Nusselt para região bifásica no condensador de microcanais

Autor	Correlação	Eq.
Cavallini et al. (2006)	$h(x) = \frac{\rho_l c_{pl} \left(\frac{\tau}{\rho_l} \right)^{0,5}}{T^+}$	(2.40)
	$T^+ = \delta^+ \times \text{Pr}_l \quad \delta^+ \leq 5$	(2.41)
	$T^+ = 5 \left\{ \text{Pr}_l + \ln \left[1 + \text{Pr}_l \times \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \right\}_l \quad 5 < \delta^+ < 30$	(2.42)
	$T^+ = 5 \left\{ \text{Pr}_l + \ln \left(1 + 5 \text{Pr}_l \right) + 0,495 \times \ln \left(\frac{\delta^+}{30} \right) \right\}_l \quad \delta^+ \geq 30$	(2.43)
$\delta^+ = \left(\frac{\text{Re}_l}{2} \right)^{0,5} \quad \text{Re}_l \leq 1145$		(2.44)

$\delta^+ = 0,0504 \times \text{Re}_l^{7/8} \quad \text{Re}_l > 1145$	(2.45)
$\text{Re}_l = G(1-x)(1-E) \times \frac{D_h}{\mu_l}$	(2.46)
$\tau = \left(\frac{dp}{dz} \right)_{\substack{\text{atrito} \\ \text{bifásico}}} \times \frac{D_h}{4}$	(2.47)

2.4.5 Coeficiente de Transferência de Calor Externo

Para o cálculo do coeficiente de transferência para o lado do ar utiliza-se o fator de Colburn (j_{ar}), oriundo da relação:

$$j_{ar} = St_{ar} \Pr_{ar}^{2/3} \quad (2.48)$$

$$St_{ar} = \frac{Nu_{ar}}{\text{Re}_{ar} \Pr_{ar}} \quad (2.49)$$

Com a avaliação do número de Nusselt (Nu_{ar}), calcula-se o coeficiente de transferência de calor (h_{ar}) pela equação:

$$h_{ar} = \frac{Nu_{ar} \times k_{ar}}{D_{har}} \quad (2.50)$$

As correlações existentes para determinar o fator de Colburn (j_{ar}), são funções do número de Reynolds, dado pela equação:

$$\text{Re}_{ar} = \frac{G_{ar} \times D_{har}}{\mu_{har}} \quad (2.51)$$

$$G_{ar} = \frac{m_{ar}}{A_{ca}} = \rho_{ar} V_{ar} \quad (2.52)$$

A correlação utilizada para o fator de Colburn (j_{ar}), foi a proposta por AWF (1995) que foi testada em evaporadores automotivos.

Tabela 2-8 Correlação para o fator de Colburn j para o evaporador

Autor	Correlação	Eq.
AWF (1995)	$j = 0,91 \left(\frac{Re}{1000} \right)^{-0,39}$	(2.53)

Para o condensador de microcanais e fluxo paralelo, AWF (1995) desenvolveu a correlação que também foi adotada neste modelo.

Tabela 2-9 Correlação para o fator de Colburn j para o condensador

Autor	Correlação	Eq.
AWF (1995)	$j = 0,91 Re^{-0,5}$	(2.54)

3 REVISÃO DA LITERATURA SOBRE REFRIGERANTES

3.1 Revisão histórica

De acordo com Calm e Didion (1998), os primeiros refrigerantes foram introduzidos na década de 1830, com a invenção da máquina de compressão a vapor por J. Perkins, em 1834. Sua máquina foi projetada para utilizar éter como refrigerante. No entanto, o primeiro a ser utilizado foi um solvente destilado da borracha chamado caoutchoucine. A Tabela 3-1 cita os principais refrigerantes utilizados no século XIX.

Tabela 3-1 Introdução histórica dos refrigerantes (CALM e DIDION, 1998, p.309)

Year	Refrigerant (/absorbent)	Chemical formula or makeup
1830s	Caoutchoucine	Distillate of india rubber
	Sulfuric (ethyl) ether	$\text{CH}_3\text{--CH}_2\text{--O--CH}_2\text{--CH}_3$
1840s	Methyl ether (R-E170)	$\text{CH}_3\text{--O--CH}_3$
1850	Water/sulfuric acid	$\text{H}_2\text{O}/\text{H}_2\text{SO}_4$
1856	Ethyl alcohol	$\text{CH}_3\text{--CH}_2\text{--OH}$
1859	Ammonia/water	$\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$
1866	Chymogene	Petrol ether and naphtha (hydrocarbons)
	Carbon dioxide	CO_2
1860s	Ammonia (R-717)	NH_3
	Methyl amine (R-630)	$\text{CH}_3(\text{NH}_2)$
	Ethyl amine (R-631)	$\text{CH}_3\text{--CH}_2(\text{NH}_2)$
1870	Methyl formate (R-611)	HCOOCH_3
1875	Sulfur dioxide (R-764)	SO_2
1878	Methyl chloride (R-40)	CH_3Cl
1870s	Ethyl chloride (R-160)	$\text{CH}_3\text{--CH}_2\text{Cl}$
1891	Blends of sulfuric acid with hydrocarbons	$\text{H}_2\text{SO}_4, \text{C}_4\text{H}_{10}, \text{C}_5\text{H}_{12}, (\text{CH}_3)_2\text{CH--CH}_3$
1900s	Ethyl bromide (R-160B1)	$\text{CH}_3\text{--CH}_2\text{Br}$
1912	Carbon tetrachloride	CCl_4
	Water vapor (R-718)	H_2O
1920s	Isobutane (R-600a)	$(\text{CH}_3)_2\text{CH--CH}_3$
	Propane (R-290)	$\text{CH}_3\text{--CH}_2\text{--CH}_3$
1922	Dielene (R-1130) ^a	$\text{CHCl}=\text{CHCl}$
1923	Gasoline	Hydrocarbons
1925	Trielene (R-1120)	$\text{CHCl}=\text{CCl}_2$
1926	Methylene chloride (R-30)	CH_2Cl_2

^a Blend of *cis*- and *trans*-1,2-dichloroethene isomers.

Quase um século mais tarde, acelerado pelo crescimento pós Primeira Guerra Mundial, W. H. Carrier e R.W. Waterfill⁵ (1924 apud CALM e DIDION, 1998, p.309) pesquisaram intensamente vários refrigerantes, entre eles dióxido de carbono, dióxido de enxofre, tetracloreto de carbono, amônia e água. Os dois últimos combinados necessitavam de vários estágios de compressão para as condições pretendidas e possuíam baixa eficiência, o dióxido de carbono dependia do ciclo e do subresfriamento, dióxido de enxofre não era seguro e o tetracloreto atacava metais em ambiente úmido. Assim, o melhor selecionado foi o dicloroetileno (R1130), que passou a ser bastante utilizado.

Nesta época já se conhecia a viabilidade do uso de hidrocarbonetos como refrigerantes, sendo utilizado principalmente o propano (R290). Sua principal desvantagem, porém, é a alta inflamabilidade. As empresas que vendiam este composto utilizavam com propaganda a fato dele não ser corrosivo nem tóxico, promovendo o produto sobre outro refrigerante também muito utilizado, a amônia (R717).

Ainda à procura de um composto ideal, alguns anos mais tarde, Thomas Midgley⁶ (1937 apud CALM, 2008, p.1125) fez uma análise da tabela periódica à procura de elementos com propriedades desejáveis para um refrigerante, como alta volatilidade, boa estabilidade, baixa toxicidade. Por eliminação, sobraram 8 elementos plausíveis, sendo que 7 já haviam sido usados anteriormente. O elemento inédito era o flúor. Foram criados, assim, novos compostos que continham o elemento e realmente suas propriedades foram melhoradas. Em 1931, iniciou-se a produção do R12, dando origem assim à família dos clorofluorcarbonos que praticamente dominaram o setor de refrigeração durante quase todo o século.

Na década de 1970 foi descoberto o primeiro problema ambiental global, a destruição da camada de ozônio, causada pelos elementos cloro e bromo que catalisam a reação que desfaz o gás ozônio da camada superior da estratosfera, desfazendo assim a camada protetora que filtra a radiação ultravioleta proveniente

⁵ Carrier, W. H., Watertill, R. W., Comparison of thermodynamic characteristics of various refrigerating fluids. **Refrigerating Engineering**, June, 1924.

⁶ Midgley, T. Jr, From the periodic table to production. **Industrial and Engineering Chemistry**, 29, n. 2, 1937. 239-244.

do sol. Molina e Rowland⁷ (1974 apud CALM e DIDION, 1998, p.311) descobriram que a principal fonte de cloro na ozonasfera eram os CFC's utilizados como refrigerantes.

A fim de comparar o potencial de degradação da camada de ozônio de cada substância, existe o índice denominado ODP (do inglês, *Ozone Depletion Potential*) que indica a capacidade do refrigerante em contribuir para a destruição do ozônio, sendo o valor máximo 1, que é relativo ao gás CFC R-11.

Em 1987 foi assinado o Protocolo de Montreal, um acordo internacional onde os mais de 150 países participantes se comprometeram na redução do consumo dos gases com ODP alto, sendo eles: R-11, R-12, R-113, R-114, R-115, halon-1211, halon-1301, halon-2402. A meta estabelecida foi de completo banimento dos CFC's até 1996.

A partir do acordo, todos os tipos de sistemas de refrigeração que até então usavam gases CFC's necessitaram de substitutos. Foi a partir daí que entraram no mercado os chamados hidroclorofluorcarbonos (HCFC's), como o R-22, amplamente utilizado em sistemas de refrigeração residencial e comercial, e os hidrofluorcarbonos (HFC's), como o R-134a, muito utilizado em sistemas de ar condicionado automotivo. Como mostra a Figura 3.1, o valor de ODP para o primeiro é baixo e para o segundo é nulo.

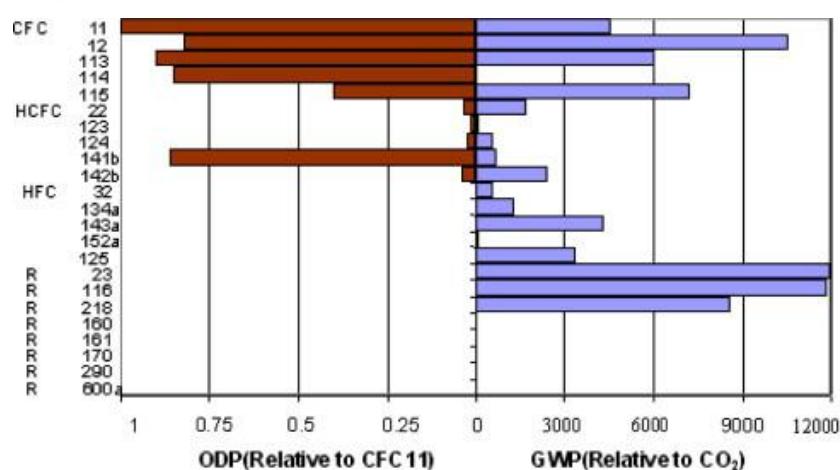
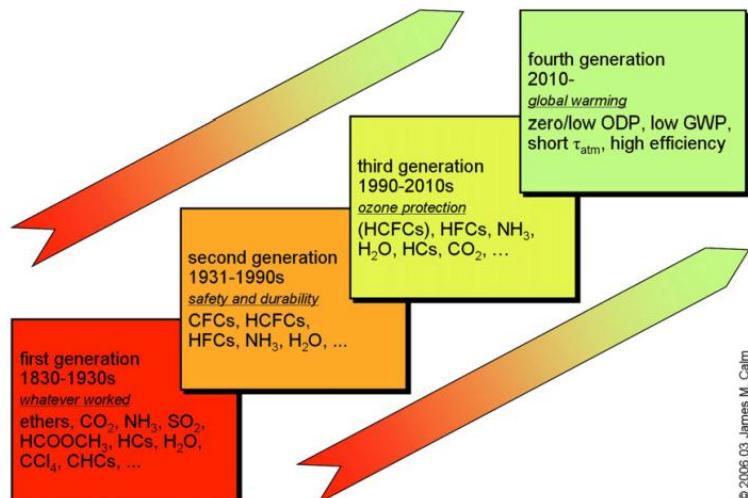


Figura 3-1 Comparação de ODP e GWP para refrigerantes puros. (KUMAR e RAJAGOPAL, 2007, p. 3055)

⁷ MOLINA, M. J.; ROWLAND, F. S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: Chlorine atom catalyzed destruction of ozone. **Nature**, n. 249, p. 810-812, 1974.

A manutenção da temperatura média global é resultado do efeito estufa, processo por meio do qual gases da atmosfera absorvem a radiação infravermelha emitida pela superfície terrestre. Este processo é fundamental para existência da vida na Terra. Entretanto, estudos mostram que a temperatura média global tem aumentado significativamente nas últimas décadas. (BROHAN, KENNEDY, *et al.*, 2006). A principal justificativa para este aumento de temperatura é dada pelo aumento dos gases do efeito estufa acumulados na atmosfera, que intensificam o fenômeno. Em 1997, o Protocolo de Kyoto veio justamente propor medidas para diminuição da produção destes gases, que são: dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4), óxido nitroso (N_2O), hidrofluorcarbonos (HFCs), perfluorcarbonos (PFCs), hexafluoreto de enxofre (SF_6).

O índice GWP (em inglês, *Global Warming Potential*) é uma medida de como uma determinada quantidade de gás do efeito estufa (GEE) contribui para o aquecimento global. O GWP é a razão entre o efeito de aquecimento de uma quantidade do gás em questão em um período de 20 anos e a mesma quantidade de dióxido de carbono, cujo potencial é definido como 1.



© 2008 03 James M. Calm

Figura 3-2 Progressão dos refrigerantes. (CALM, 2008)

Como pode ser observado na Figura 3-1, o R-22 possui GWP de 1700, que é consideravelmente alto. Quanto ao R-134a, o GWP é de 1300, portanto, também alto. Logo, concluímos a grande necessidade do estudo de compostos alternativos para diminuir as emissões de produtos nocivos ao meio ambiente, sejam prejudiciais à camada de ozônio ou intensificadores do efeito estufa. Observando a Figura 3-2, é

possível notar as diferentes gerações de fluidos refrigerantes durante os séculos XIX e XX, porém, para o século XXI os substitutos ainda são incertos.

3.2 Refrigerantes alternativos selecionados para simulação

Em sistemas de ar condicionado automotivo o fluido mais utilizado é o HFC-134a, sendo ele, portanto, o alvo de comparação.

Os refrigerantes naturais passíveis de análise são: propano (R290) e isobutano (R600a), que conforme é observado na Figura 3-1, possuem GWP e ODP iguais a zero. Dióxido de carbono (CO₂) e amônia (NH₃) não serão analisados porque suas aplicações envolvem algumas particularidades: o primeiro só é viável se trabalhar em um ciclo transcírtico, que foge da aplicação do programa de simulação; o segundo, envolve mais de um estágio de compressão, que também foge da aplicação neste trabalho. Também há o R-1234yf, que é produzido artificialmente.

Wongwises, Kamboon e Orachon (2006) fizeram uma análise experimental em um sistema de ar condicionado automotivo testando várias misturas de propano, butano e isobutano, chegando na proporção ideal 50%, 40% e 10%, respectivamente. Todas as misturas obtiveram valores de COP superiores ao do R134a. O óleo lubrificante utilizado foi o PAG (Polialquíleno Glicol), o mesmo utilizado com R-134a.

Lee e Jung (2012) fizeram ensaios com o R-1234yf e chegaram que para o novo composto o COP é 0,8%-2,7% menor que o R-134a. Além disso, sua capacidade frigorífica é até 4% menor. A carga de refrigerante também é 10%-11% menor. A sua vantagem é o aproveitamento do mesmo sistema, sendo este composto muito menos agressivo ao ambiente porque possui GWP no valor de 4.

A principal desvantagem tanto dos hidrocarbonetos quanto do R-1234yf é a característica inflamável. Desde o começo do século XX quando já se usava propano e butano, este era o principal freio para o uso contínuo dos mesmos, uma vez que acidentes aconteciam.

No entanto, a proposta deste trabalho é analisar os desempenhos em um sistema já existente e mostrar a viabilidade para uso. Espera-se que o

desenvolvimento de novas tecnologias permita o aumento da segurança de sistemas de compressão a vapor utilizando fluidos inflamáveis, minimizando, assim, os danos.

Analisaremos a seguir o modelo matemático que envolve o programa de simulação e seguiremos para análise e comparação.

4 MODELO MATEMÁTICO

4.1 Modelo do Compressor

O modelo do compressor foi desenvolvido por Mamani (1997) e aprimorado por Ianella (1998), sendo baseado em um compressor SANDEN SD7V16 de deslocamento variável. Este compressor foi desenvolvido para operação com refrigerante R-134a, no entanto, neste estudo também utilizaremos este modelo para simulação com outros tipos de refrigerantes, a fim de avaliar o desempenho no mesmo sistema.

A vazão de refrigerante deslocada pelo compressor é dada pela seguinte relação:

$$\dot{m}_r = \frac{DV}{v_{asp}} \times \frac{rpm}{60} \times \eta_v \quad (4.1)$$

$$DV = \frac{\pi}{4} D^2 \times L \times z \quad (4.2)$$

Para um compressor de deslocamento fixo o rendimento volumétrico do espaço nocivo é função da fração do espaço nocivo ε_n como segue:

$$\eta_v = 1 - \varepsilon_n \left[\left(\frac{P_d}{P_{asp}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (4.3)$$

O rendimento volumétrico real para o compressor em estudo depende de outros fatores, como deslocamento e rotação. Assim, Mamani (1997) propõe a introdução de um fator multiplicativo f_1 , que incorpora a influência destas variáveis, e a equação para o rendimento se torna:

$$\eta_{v_real} = \left\{ 1 - \varepsilon_n \left[\left(\frac{P_d}{P_{asp}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} \times f_1(rpm, DV) \quad (4.4)$$

A função f_1 pôde ser obtida a partir dos dados de catálogo do compressor (Tabela 4-1) da qual foi feita uma regressão múltipla pelo método dos mínimos quadrados. Apesar de Mamani (1997) ter feito uma regressão e Ianella (1997) tê-la refeito em seu trabalho, ainda havia erros a serem minimizados. Neste trabalho foi feita então uma nova regressão para $f_1(rpm, DV)$ com a variável “rpm” até quarta potência e variável “DV” até terceira potência, o que fez minimizar os erros dentro da faixa desejada. O resultado da regressão é mostrado na equação 4.6.

Tabela 4-1 Características do compressor SANDEN SD7V16F

		Velocidade do Compressor (rpm)							
		750	1000	1800	3000	4000	5000	6000	7000
100 % (163 cc)	\dot{Q} (kcal/h)	2301	3141	5526	7298	7553			
	\dot{Q} (kw)	2.675	3.652	6.452	8.486	8.782			
	\dot{W}_{real} (kw)	1.094	1.455	2.732	4.683	5.982			
	η_v (%)	69.8	71.6	70	55.5	43			
	COP	2.445	2.509	2.351	1.811	1.468			
	Td (°C)	80	79.1	85.2	91.7	97.9			
75 % (123 cc)	\dot{Q} (kcal/h)	1600	2166	3955	6130	7353	8273		
	\dot{Q} (kw)	1.861	2.519	4.599	7.127	8.549	9.619		
	\dot{W}_{real} (kw)	0.791	1.045	1.93	3.332	4.443	5.416		
	η_v (%)	64.9	65.8	66.8	62.1	55.9	50.3		
	COP	2.352	2.41	2.382	2.139	1.924	1.776		
	Td (°C)	79.5	78.2	82.4	87.2	93.8	96.2		
50 % (83 cc)	\dot{Q} (kcal/h)			2320	3918	5121	5857	6732	
	\dot{Q} (kw)				2.697	4.555	5.954	6.81	7.827
	\dot{W}_{real} (kw)				1.169	2.064	2.77	3.393	4.07
	η_v (%)				58.1	58.9	57.7	52.8	50.5
	COP				2.306	2.206	2.149	2.007	1.923
	Td (°C)				80	79.5	86.7	89.8	86.7
30 % (50 cc)	\dot{Q} (kcal/h)				1648	2065	2598	3297	3688
	\dot{Q} (kw)					1.916	2.401	3.021	3.834
	\dot{W}_{real} (kw)					1.022	1.365	1.778	2.192
	η_v (%)					40.7	38.3	38.6	40.8
	COP					1.874	1.759	1.699	1.749
	Td (°C)					87.7	89.8	93.2	95.7

Condições de teste:

$P_d =$ Pressão de descarga $P_d / P_a = 15 / 2 \text{ bar.}$

$P_a =$ Pressão de aspiração $\Delta T_{sr} = 6 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ Subresfriamento do líquido antes da V.E.}$

$\Delta T_{sa} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ Superaquecimento do vapor}$

$$f1(rpm, DV) = \frac{\eta_{v_regressão}(rpm, DV)}{\eta_v(P_d, P_{asp})_{tabela4-1}} = \frac{\eta_{v_regressão}(rpm, DV)}{0,7617} \quad (4.5)$$

$$\begin{aligned} \eta_{v_regressão}(rpm, DV) = & (p00 + p10 * DV + p01 * rpm + p20 * DV^2 \\ & + p11 * DV * rpm + p02 * rpm^2 + p30 * DV^3 + \\ & p21 * DV^2 * rpm + p12 * DV * rpm^2 + p03 * rpm^3 + \\ & p31 * DV^3 * rpm + p22 * DV^2 * rpm^2 + p13 * DV * rpm^3 \\ & + p04 * rpm^4) \end{aligned} \quad (4.6)$$

Onde:

$$\begin{array}{ll} p00 = 1.366 ; & p21 = -8.189e-008 ; \\ p10 = -0.01474 ; & p12 = -2.864e-009 ; \\ p01 = -0.00103 ; & p03 = -1.868e-011 ; \\ p20 = 8.071e-005 ; & p31 = 9.954e-011 ; \\ p11 = 1.791e-005 ; & p22 = 6.348e-012 ; \\ p02 = 2.21e-007 ; & p13 = 1.443e-013 ; \\ 30 = -1.075e-007 ; & p04 = 5.069e-016 ; \end{array}$$

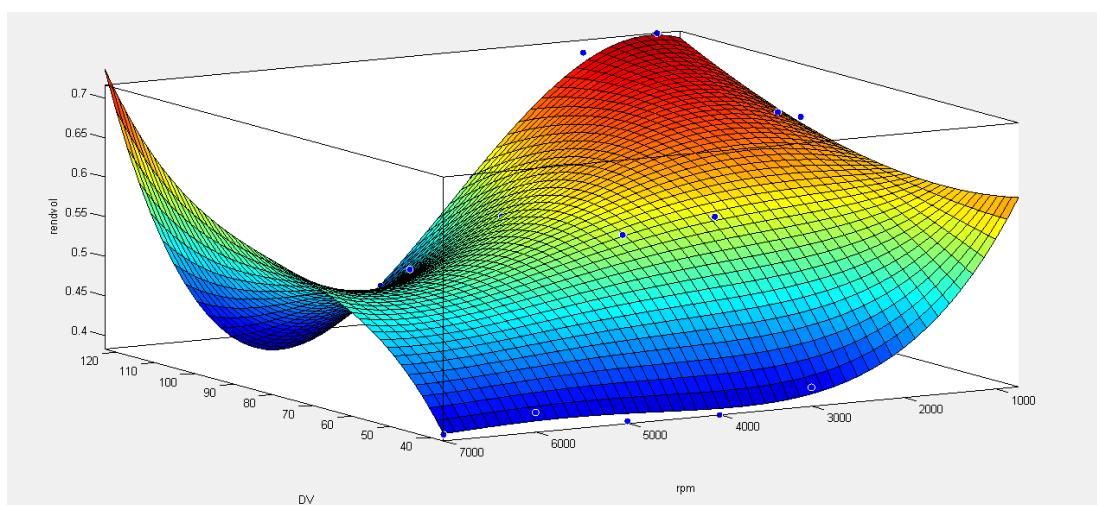


Figura 4-1 Curva de rendimento volumétrico ($\eta_{v_regressão}=f(rpm, DV)$) obtida por regressão múltipla pelo método dos mínimos quadrados à partir da Tabela 4-1

A regressão foi obtida para valores constantes de P_{asp} , P_d , ε_n , n . O rendimento de compressão adiabática é dado pela equação:

$$\eta_{ca} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}_{real}} = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} \quad (4.7)$$

$$\eta_{ca} = \frac{m_r(i_{2s} - i_1)}{\dot{W}_{real}} \quad (4.8)$$

Pelos dados fornecidos pelo fabricante do compressor utilizado, Ianella (1998) chegou que:

$$\eta_{ca} = -0,0000411 \times rpm + 0,86 \quad (4.9)$$

A entalpia do refrigerante na saída do compressor é dado por:

$$i_2 = \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_{ca}} + i_1 \quad (4.10)$$

A partir dos estados de admissão e de descarga do compressor obtém-se as entalpias i_1 e i_{2s} . O grau de superaquecimento ΔT_{as} do estado 1 foi fornecido pelo fabricante.

Obtém-se então a temperatura da saída do compressor que é função de P_d e i_2 .

O coeficiente de desempenho deste sistema frigorífico é avaliado pela equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{real}} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (4.11)$$

4.2 Modelo do Condensador

O condensador é constituído de três regiões: região de resfriamento, região de condensação e região de sub-resfriamento. Para cada uma destas existe um coeficiente global de transferência de calor avaliado de acordo com a Equação 2.3. As aletas foram modeladas como retangulares e sua eficiência pode ser avaliada com a seguinte equação:

$$\eta_a = \frac{\tanh\left(\frac{H_a}{2} \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k_a t_a}}\right)}{\frac{H_a}{2} \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k_a t_a}}} \quad (4.12)$$

O coeficiente de transferência de calor do lado do ar é calculado através do fator de Colburn conforme Equação 2.48.

Em cada região, avalia-se a efetividade ϵ conforme a Tabela 2.1.

O comprimento de uma região é definido pela superfície interior total de troca desta região, A_{ijc} (para $j=1,2$ ou 3), considerando o número de tubos por passo, N_{tubos} .

$$L_{jc} = \frac{A_{ijc}}{p_{it} N_{tubos}} \quad (4.13)$$

Neste trabalho, foi feita a discretização do condensador em áreas pequenas, de modo que o balanço de energia fosse aplicado em cada volume de controle, podendo assim avaliar localmente as propriedades do refrigerante e o coeficiente de transferência de calor em cada região.

4.2.1 Região de Resfriamento

Segundo a correlação de Dittus e Boelter (1930) mostrado na Equação 2.37, avalia-se o número de Nusselt Nu_{1c_n} para cada temperatura local desde a temperatura de saída do compressor até temperatura de saturação.

$$h_{1c_n} = \frac{Nu_{1c_n} \times k_{v_n}}{D_h} \quad (4.14)$$

O coeficiente global U_{1c_n} é então calculado pela equação 2.3, a partir de h_{1c_n} e h_{ar} , que é calculado pela equação 2.50.

A vazão de ar em cada área discretizada é dada por:

$$m_{ar_n} = \frac{m_{ar}}{n_{divisões_1c}} \quad (4.15)$$

As capacidades térmicas são avaliadas abaixo. C_{ar1c} ($j=1,2,3$) não varia para cada área discretizada pois a vazão de ar é a mesma (m_{ar_n}) e a temperatura do ar de entrada é sempre a mesma.

$$C_{ar1c} = c_{par} m_{ar_n} \quad (4.16)$$

$$C_{relc_n} = c_{pr1c_n} m_r \quad (4.17)$$

A área Δa é calculada a partir da divisão em $n_{divisões}$ da superfície interior total de troca de calor, A_i .

$$\Delta a = \frac{A_i}{n_{divisões_1c}} \quad (4.18)$$

O NUT_{1c_n} é calculado a partir de U_{1c_n} e Δa :

$$NUT_{1c_n} = \frac{U_{1c_n} \times \Delta a}{C_{min}} \quad (4.19)$$

A efetividade ϵ_{1c_n} é calculada pela equação 2.15. Assim, T_{cond1_n} e T_{asc1_n} podem ser calculados:

$$T_{cond1c_n} = T_{cond1c_n-1} - \varepsilon_{1c_n} C_{\min} \frac{(T_{cond1c_n-1} - T_{ae_cond})}{C_{re1c_n}} \quad (4.20)$$

$$T_{ascl_n} = T_{ae_cond} + \varepsilon_{1c_n} C_{\min} \frac{(T_{cond1c_n} - T_{ae_cond})}{C_{ar1c}} \quad (4.21)$$

Pela conservação da energia do lado do fluido refrigerante, tem-se:

$$\dot{Q}_{1c} = m_r c_{pr1c} (T_{cond_e} - T_{scond1c}) \quad (4.22)$$

A queda de pressão local nesta região é avaliada de acordo com a Equação 2.23 e adotando o coeficiente de atrito de acordo com a Equação 2.36.

$$P_{cond1c_n} = P_{cond1c_n-1} - \Delta p_{1c_n} \quad (4.23)$$

4.2.2 Região de Condensação

O volume específico do refrigerante nesta região diminui desde um valor para o estado de vapor saturado até um valor para líquido saturado. Resultado desta variação, o coeficiente de transferência de calor também varia e este é avaliado através da Equação 2.40.

O coeficiente global U_{2c_n} é então calculado a partir de h_{2c_n} e h_{ar} , pela equação 2.3.

A vazão de ar em cada área discretizada é dada por:

$$m_{ar_n} = \frac{m_{ar}}{n_{divisões_2c}} \quad (4.24)$$

As capacidades térmicas são avaliadas abaixo.

$$C_{ar2c} = c_{par} m_{ar_n} \quad (4.25)$$

$$C_{re2c_n} = c_{pr2c_n} m_r \rightarrow \infty \quad (4.26)$$

A área Δa é calculada a partir da divisão em $n_{divisões}$ da superfície interior total de troca de calor, A_i .

$$\Delta a = \frac{A_i}{n_{divisões2c}} \quad (4.27)$$

O NUT_{2c_n} é calculado a partir de U_{2c_n} e Δa :

$$NUT_{2c_n} = \frac{U_{2c_n} \times \Delta a}{C_{\min}} \quad (4.28)$$

A efetividade ε_{2_n} é calculada pela equação 2.16. Assim, T_{cond2c_n} e T_{asc2c_n} podem ser calculados:

$$x_n = x_{n-1} - \varepsilon_{2c_n} C_{\min} \frac{(T_{cond2c_n-1} - T_{ae_cond})}{i_{lv_n} m_r} \quad (4.29)$$

$$T_{asc2c_n} = T_{ae_cond} + \varepsilon_{2c_n} C_{\min} \frac{(T_{cond2c_n-1} - T_{ae_cond})}{C_{ar2c}} \quad (4.30)$$

Pela conservação da energia do lado do fluido refrigerante, tem-se:

$$\dot{Q}_{2c} = \dot{m}_r i_{lg} \quad (4.31)$$

A queda de pressão local nesta região é avaliada de acordo com a Equação 2.24, adotando o coeficiente de atrito de acordo com a equação 2.30 e o multiplicador bifásico de acordo com a equação 2.25.

$$P_{cond2c_n} = P_{cond2c_n-1} - \Delta p_{2c_n} \quad (4.32)$$

A temperatura de saturação decresce em função da queda de pressão. Esta variação é avaliada por:

$$T_{cond2c_n} = T_{sat}(P_{cond2c_n}) \quad (4.33)$$

4.2.3 Região de Sub-resfriamento

O líquido encontra-se sub-resfriado nesta região. Através da Equação 2.37 avalia-se o Nu_{3c_n} .

$$h_{3c_n} = \frac{Nu_{3c_n} \times k_{v_n}}{D_h} \quad (4.34)$$

O coeficiente global U_{3c_n} é então calculado a partir de h_{3c_n} e h_{ar} , pela equação 2.3.

A vazão de ar em cada área discretizada é dada por:

$$m_{ar_n} = \frac{m_{ar}}{n_{divisões_3c}} \quad (4.35)$$

As capacidades térmicas são avaliadas abaixo.

$$C_{ar3c} = c_{par} m_{ar_n} \quad (4.36)$$

$$C_{re3c_n} = c_{pr3c_n} m_r \quad (4.37)$$

A área Δa é calculada a partir da divisão em $n_{divisões}$ da superfície interior de troca de calor, A_i .

$$\Delta a = \frac{A_i}{n_{divisões_3c}} \quad (4.38)$$

O NUT_{3c_n} é calculado a partir de U_{3c_n} e Δa :

$$NUT_{3c_n} = \frac{U_{3c_n} \times \Delta a}{C_{\min}} \quad (4.39)$$

A efetividade ϵ_{3c_n} é calculada pela equação 2.15. Assim, T_{cond3_n} e T_{asc3_n} podem ser calculados:

$$T_{cond3c_n} = T_{cond3c_n-1} - \varepsilon_{3c_n} C_{\min} \frac{(T_{cond3c_n-1} - T_{ae_cond})}{C_{re3c_n}} \quad (4.40)$$

$$T_{asc3_n} = T_{ae_cond} + \varepsilon_{3c_n} C_{\min} \frac{(T_{cond3c_n} - T_{ae_cond})}{C_{ar3c}} \quad (4.41)$$

Pela conservação da energia do lado do fluido refrigerante, tem-se:

$$\dot{Q}_{3c} = m_r c_{pr3c} (T_{second2c} - T_{second3c}) \quad (4.42)$$

A queda de pressão local nesta região é avaliada de acordo com a Equação 2.23 e adotando o coeficiente de atrito de acordo com a Equação 2.36.

$$P_{cond3c_n} = P_{cond3c_n-1} - \Delta p_{3c_n} \quad (4.43)$$

4.3 Modelo do Evaporador

Como já foi citado anteriormente, este modelo considera um evaporador de tubo-aletas, como na Figura 1.5.

Existem duas regiões, a de evaporação e a de superaquecimento. Em cada região há um coeficiente de transferência de calor médio h_{ev} do lado do refrigerante e coeficiente global U_{ev} .

Para o evaporador é necessário um método que avalia a eficiência equivalente de uma aleta circular, chamado equivalente anular, pois diferente do condensador as aletas são do tipo placas com tubos circulares.

Segundo Shah⁸ (1985 apud MAMANI, 1997, p. 47) o rendimento da aleta é:

$$\eta_a = \frac{\tanh(\Psi)}{\Psi} \quad (4.44)$$

⁸ SHAH, R. K. **Compact Heat Exchangers, Handbook of Heat Transfer**. [S.I.]: W.M. Rohsenow, McGraw Hill, 1985.

Onde:

$$\Psi = m_o h_o r^{\exp(0,13m_o h_o - 1,3863)} \quad (4.45)$$

$$r = \frac{C_{ar}}{b_e} \quad (4.46)$$

$$h_o = l_f + \frac{\delta}{2} \quad (4.47)$$

$$l_f = \frac{b_{es} - b_e}{2} \quad (4.48)$$

$$m_o = \sqrt{\frac{2h_{ar}}{k\delta}} \quad (4.49)$$

O coeficiente de transferência de calor do ar seco h_{ar} é avaliado pelo fator de Colburn pela equação 2.50.

Em sistemas de ar condicionado automotivos as aletas do evaporador ficam úmidas devido a temperatura inferior a do ar externo, o que contribui para aumento da transferência de calor no lado do ar. Logo, considera-se um fator dado por Domanski e Didion (1985 apud MAMANI, 1997, p.48) como segue:

$$h_{arh} = h_{ar} \left(1 + \frac{i_{lv_a}(w - w_s)}{c_{pa}(T_{ae_{ev}} - T_{ag})} \right) \quad (4.50)$$

$T_{ae_{ev}}$ é a temperatura de entrada do ar, T_{ag} é a temperatura de orvalho na superfície exterior do trocador, i_{lv_a} é a entalpia de vaporização da água, w é a umidade absoluta do ar e w_s é a umidade absoluta na saturação, para a temperatura de entrada do ar.

4.3.1 Região de Evaporação

O coeficiente de transferência de calor local para a região bifásica é avaliado de acordo com a Equação 2.39. Avalia-se então o coeficiente médio \bar{h}_{ev1} em seguida o coeficiente médio global \bar{U}_{ev1} pela Equação 2.3.

Aplicando a equação da conservação da energia entre a entrada do evaporador com título x_e e o fim da região de evaporação onde o vapor é saturado, tem-se:

$$\dot{Q}_{ev1} = m_r (1 - x_e) (i_1 - i_5) \quad (4.51)$$

A superfície de troca necessária para a região é avaliada como:

$$A_{iev1} = \frac{\dot{Q}_{ev1}}{\bar{U}_{ev1} (T_{ea_{ev1}} - T_{ev1})} \quad (4.52)$$

A vazão de ar nesta região é dada como:

$$m_{ar_{ev1}} = \frac{A_{iev1}}{A_i} m_{ar} \quad (4.53)$$

Calcula-se o NUT_{ev1} pela expressão seguinte:

$$NUT_{ev1} = \frac{\bar{U}_{ev1} A_{ev1}}{c_{par} m_{ar}} \quad (4.54)$$

Avalia-se a efetividade ε_{ev1} pela equação 2.18.

Aplicando a equação da conservação da energia para o lado do ar, encontra-se a temperatura de saída do lado do ar.

$$T_{asev1} = T_{aeev1} - \varepsilon_{ev1} (T_{aeev1} - T_{ev1}) \quad (4.55)$$

A queda de pressão ao longo do comprimento da região Δp_{ev1} é avaliada de acordo com a equação 2.24, considerando o multiplicador bifásico da equação 2.33 e o coeficiente de atrito pela forma de Blasius. A temperatura de saturação que entra na região superaquecida avalia-se da seguinte forma:

$$T_{ev2} = T_{sat} (p_{ev1} - \Delta p_{ev1}) \quad (4.56)$$

4.3.2 Região de Superaquecimento

Avalia-se o coeficiente de transferência de calor médio \bar{h}_{ev2} e em seguida o coeficiente global \bar{U}_{ev2} , para a nova pressão de entrada da região.

A vazão de ar resultante é $m_{arev2}=m_{ar}-m_{arev1}$. As capacidades térmicas são:

$$C_{arev2} = c_{parev2} m_{arev2} \quad (4.57)$$

$$C_{reev2} = c_{pev2} m_r \quad (4.58)$$

Avalia-se então o coeficiente global \bar{U}_{ev2} , de acordo com a Equação 2.3. A efetividade ε_{ev2} é avaliada segundo Equação 2.19, onde:

$$NUT_{ev2} = \frac{\bar{U}_{ev2} A_{iev2}}{C_{\min}} \quad (4.59)$$

$$A_{iev2} = P_{it} L_{ev2} = P_{it} (L_e - L_{ev1}) \quad (4.60)$$

Pela conservação da energia para o lado do fluido refrigerante:

$$\dot{Q}_{ev2} = m_r c_{pev2} (T_{srev2} - T_{erev2}) \quad (4.61)$$

$$T_{asev2} = T_{aeev2} + \frac{\dot{Q}_{ev2}}{m_{arev2} c_{par}} \quad (4.62)$$

A queda de pressão nesta região é avaliada de acordo com a Equação 1.21 e adotando o coeficiente de atrito de acordo com a Equação 1.30. A pressão de saída então é:

$$P_{ev3} = P_{ev2} - \Delta p_{ev2} \quad (4.63)$$

4.4 Modelo da Válvula

Inicia-se a modelagem com o cálculo da vazão mássica que passa pela válvula através do balanço de energia no lado do refrigerante do evaporador:

$$m_r = \frac{\dot{Q}_{evap}}{i_1 - i_4} \quad (4.64)$$

Assume-se que a válvula é um orifício onde ocorre uma *vena contracta*. Admite-se ainda que só ocorre vaporização após o orifício. Assim, a vazão para válvula totalmente aberta – condição cujos dados são encontrados no catálogo – é:

$$m_{r\max} = C_d A_o \sqrt{2\rho_l(p_3 - p_4)} \quad (4.65)$$

sendo que C_d é o coeficiente de descarga e A_o a área do orifício da válvula.

Define-se k_A como sendo:

$$k_A = C_d A_o \sqrt{2} \quad (4.66)$$

Substituindo:

$$k_A = \frac{m_{r\max}}{\sqrt{\rho_l(p_3 - p_4)}} \quad (4.67)$$

Como k_A independe de Δp e $m_{r\max}$, obtém-se a relação:

$$k_A = f(T_{evap}) \quad (4.68)$$

Com os dados do catálogo é possível obter a curva da equação 4.68. Assim, conhecendo ρ_l e $(p_3 - p_4)$, avalia-se $m_{r\max}$ para válvula totalmente aberta.

Quando a válvula termostática com bulbo opera parcialmente aberta, as pressões atuantes definem a abertura. No equilíbrio, tem-se

$$P_{bulbo} = P_{evap} + P_{mola} \quad (4.69)$$

A válvula escolhida não possui bulbo, mas possui a pressão do fluido atuando sobre o diafragma. Como a pressão do fluido é função da temperatura de saída do evaporador, tem-se que:

$$P_{bulbo} = P_{sat}(T_{evap} + \Delta T_{sat}) \quad (4.70)$$

Sem superaquecimento, a pressão na mola é zero e a válvula se mantém fechada.

A vazão de refrigerante para a válvula parcialmente aberta é:

$$m_r = m_{r\max} \frac{p_{mola} - p_{mola_min}}{p_{mola_max} - p_{mola_min}} \quad (4.71)$$

Onde:

$$p_{mola} = p_{sat}(T_{evap} + \Delta T_{sa}) - p_{sat}(T_{evap}) \quad (4.72)$$

$$p_{mola_min} = p_{sat}(T_{aj} + \Delta T_{sai}) - p_{sat}(T_{aj}) \quad (4.73)$$

$$p_{mola_max} = p_{sat}(T_{aj} + \Delta T_{samax}) - p_{sat}(T_{aj}) \quad (4.74)$$

4.5 Transferência de calor nas linhas

Nas linhas de que conectam os componentes entre si ocorre transferência de calor de ou para o meio.

Admitindo T_{∞} a temperatura do ambiente exterior às linhas e assumindo que se mantém constante, aplica-se a Lei de Newton de resfriamento:

$$\Phi = U(T_{\infty} - T_m) \quad (4.75)$$

$$\frac{dT_m}{dz} = -\frac{d(\Delta T)}{dz} = \frac{\Phi P}{mc_p} = \frac{P}{mc_p} U(T_{\infty} - T_m) \quad (4.76)$$

Através de separação de variáveis, obtém-se:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right) = -\frac{PL}{mc_p} \left(\int_0^L \frac{1}{U} dz \right) \quad (4.77)$$

Considerando $\bar{U} = \int_0^L \frac{1}{U} dz$ o coeficiente médio global de transferência de calor e substituindo na Equação 2.67, tem-se:

$$\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} = \frac{T_{\infty} - T_{m,s}}{T_{\infty} - T_{m,e}} = \exp\left(-\frac{PL}{mc_p} \bar{U}\right) \quad (4.78)$$

Logo, obtém-se a taxa:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (\Delta T_e - \Delta T_s) = \bar{U} A \times \Delta T_{\ln} \quad (4.79)$$

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln\left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}\right)}$$

5 SIMULAÇÃO

O código fonte do programa utilizado para simulação está localizado no ANEXO I. O programa utilizado para compilação foi o *Engineering Equation Solver* (EES), um *software* que possui como principal vantagem as propriedades termodinâmicas e de transporte de uma grande variedade de substâncias, inclusive as dos refrigerantes a serem analisados.

O modelo matemático descrito no capítulo 4 comprehende em um sistema de equações não lineares, que tem com solução o ponto de operação do sistema de ar condicionado para as condições específicas de entrada, em regime permanente.

Através de um método iterativo por substituições sucessivas, encontra-se a condição de equilíbrio. Os valores de temperatura de condensação, superaquecimento na saída do evaporador e volume deslocado do compressor são adotados inicialmente de modo arbitrário. A cada iteração eles são atualizados até que a convergência a um valor final seja atingida. Na Figura 5-1 encontra-se o diagrama de fluxo da solução do programa.

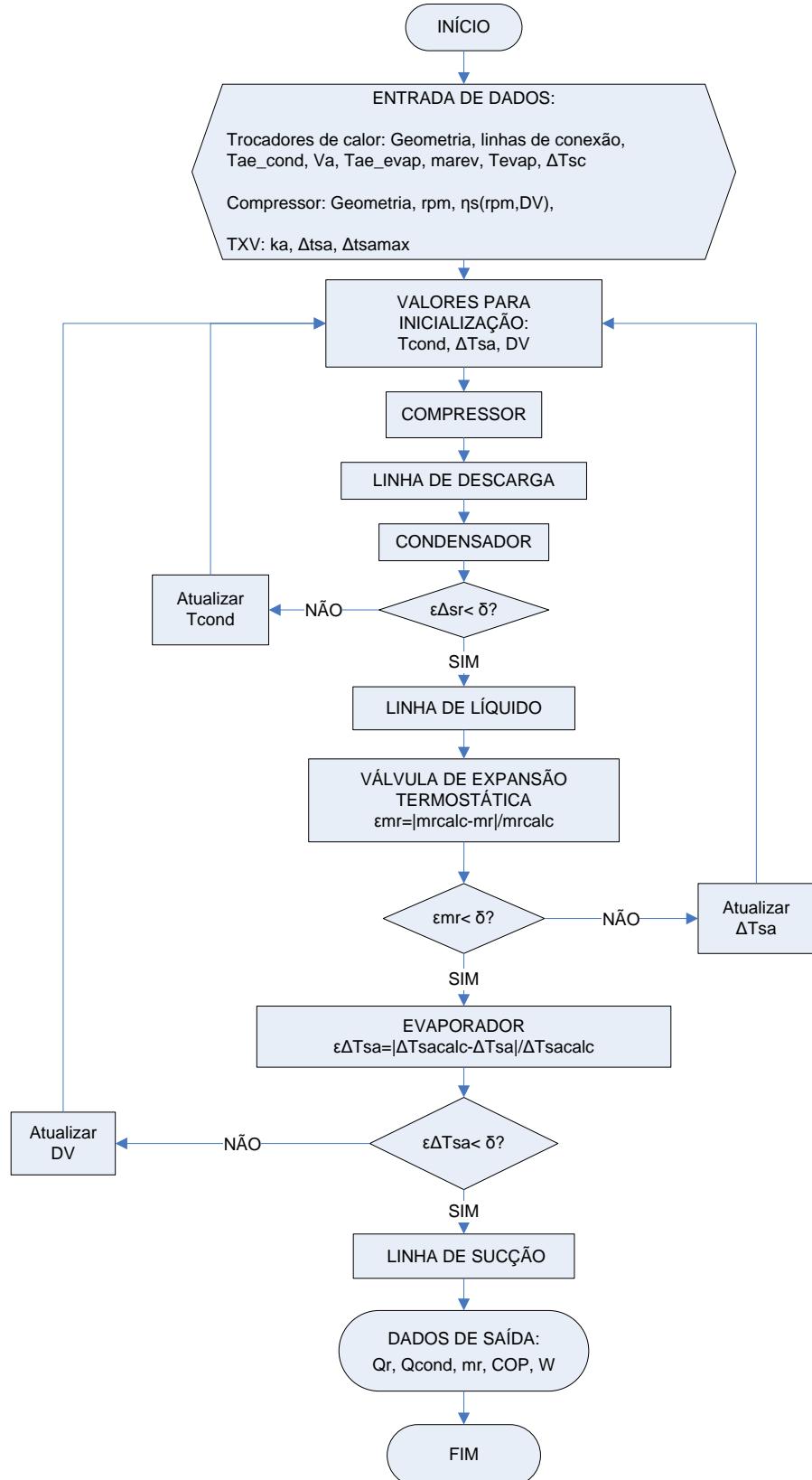


Figura 5-1 Diagrama de fluxo da solução do sistema frigorífico pelo método de substituições sucessivas

6 RESULTADOS

Os fluidos refrigerantes simulados foram: R134a, R290 (Propano), R600a (isobutano), R-1234yf e também o antigo R-12, gás CFC que já foi muito usado neste tipo de aplicação.

As comparações dos resultados serão feitas com base nos parâmetros de desempenho do sistema, como capacidade frigorífica, coeficiente de eficiência, taxa de rejeição de calor no condensador, potência de compressão, todos em função da variação das condições de entrada, como a rotação do compressor e temperatura de ar na entrada do evaporador.

Inicialmente, foi feita uma comparação com o modelo matemático original, criado por Mamani (1997) e implementado por Ianella (1998). Em seguida, foi utilizado o modelo de Cavallini et al. (2006) através da discretização da área do condensador. Os gráficos serão feitos para estas 2 situações.

6.1 Coeficiente local de transferência de calor por convecção

Primeiramente vamos analisar o coeficiente de transferência de calor local na região bifásica do condensador.

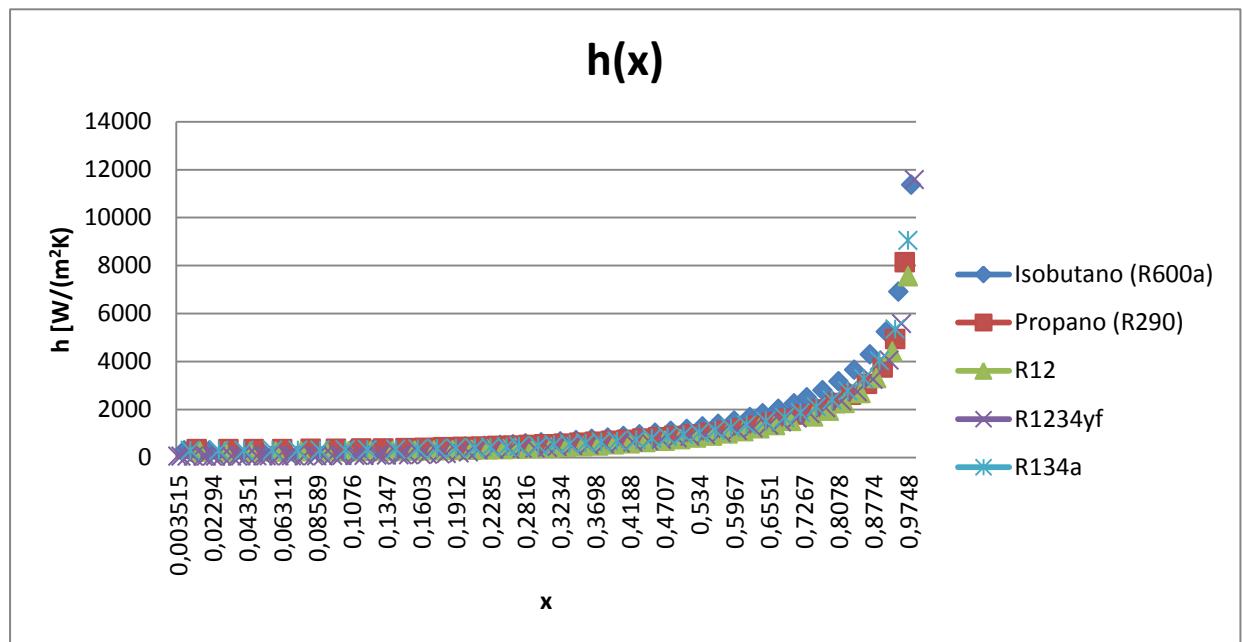


Gráfico 6-1 Coeficiente de transferência de calor por convecção na região de condensação em função do título x. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=10\text{m/s}$, Rotação do compressor=3000rpm. Modelo com discretização.

O coeficiente varia em função do título na região saturada e decresce rapidamente. Analisaremos então o efeito da utilização deste coeficiente local no desempenho do sistema.

6.2 Efeito da rotação do compressor

Como foi comentado anteriormente, a principal função do compressor de deslocamento variável é a de ajuste da vazão do sistema de acordo com variações de carga térmica e rotação. Analisaremos, portanto, a influência da rotação sobre algumas variáveis do sistema para cada fluido.

Os valores para temperatura de evaporação do sistema R134a variam entre 0°C e 1°C segundo o fabricante. Assim, para análise do comportamento dos fluidos desejados, foi utilizado para todos o valor de 1°C. É importante ressaltar que os resultados seguintes mostram duas condições distintas de simulação: na primeira foi utilizado o modelo sem a discretização do condensador, ou seja, o modelo original com a modificação do modelo do compressor feita neste trabalho, enquanto na segunda houve a discretização, com implementação do modelo de Cavallini et al. (2006). Como o R-1234yf não chegava à convergência na simulação com discretização para as condições do ar de entrada usadas no modelo sem discretização, foi necessária a diminuição da temperatura do ar entrada no condensador e aumento da velocidade do ar. Assim, chegou-se à convergência e a comparação pode ser feita entre os refrigerantes para este modelo. No entanto, a comparação entre o modelo sem discretização e o modelo com discretização não pode ser feita devido a esta diferença nas condições de entrada do ar do condensador.

6.2.1 Vazão de refrigerante

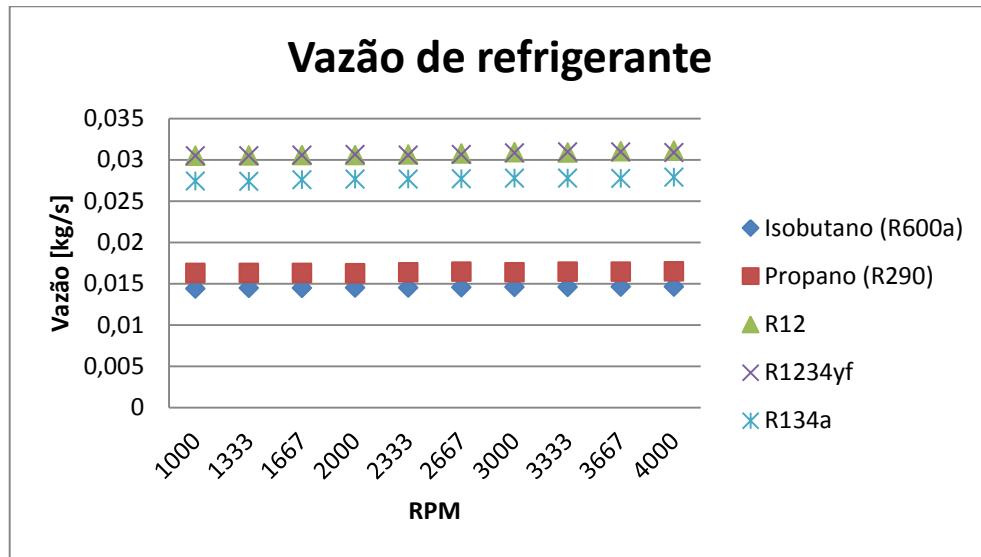


Gráfico 6-2 Vazão de refrigerante vs rotação do compressor. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização.

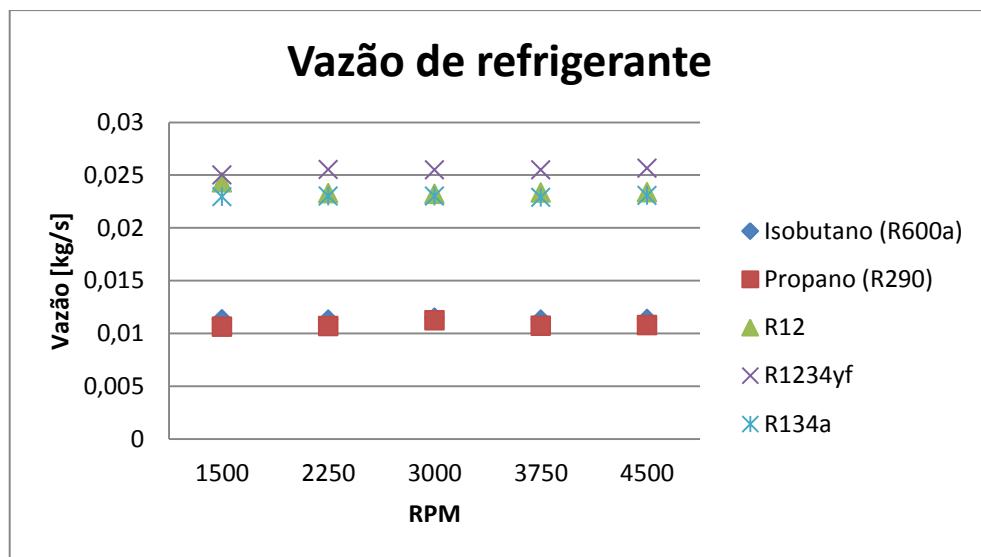


Gráfico 6-3 Vazão de refrigerante vs rotação do compressor. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização.

Observa-se nos gráficos 6-2 e 6-3 que a vazão se mantém praticamente constante para toda faixa de rotação. Como visto no capítulo 2, no sistema real isto é possível graças à válvula compensadora de vazão. Os hidrocarbonetos possuem vazões bem menores devido às baixas densidades à pressão de aspiração do compressor. Os dois modelos mantêm o mesmo comportamento do sistema.

6.2.2 Efeito frigorífico

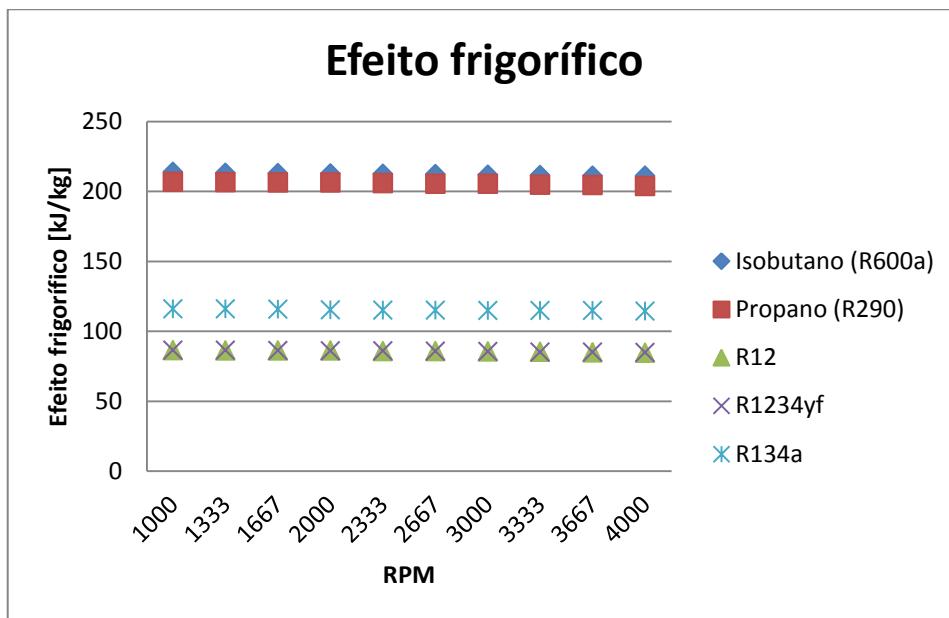


Gráfico 6-4 Efeito frigorífico vs rotação do compressor. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização

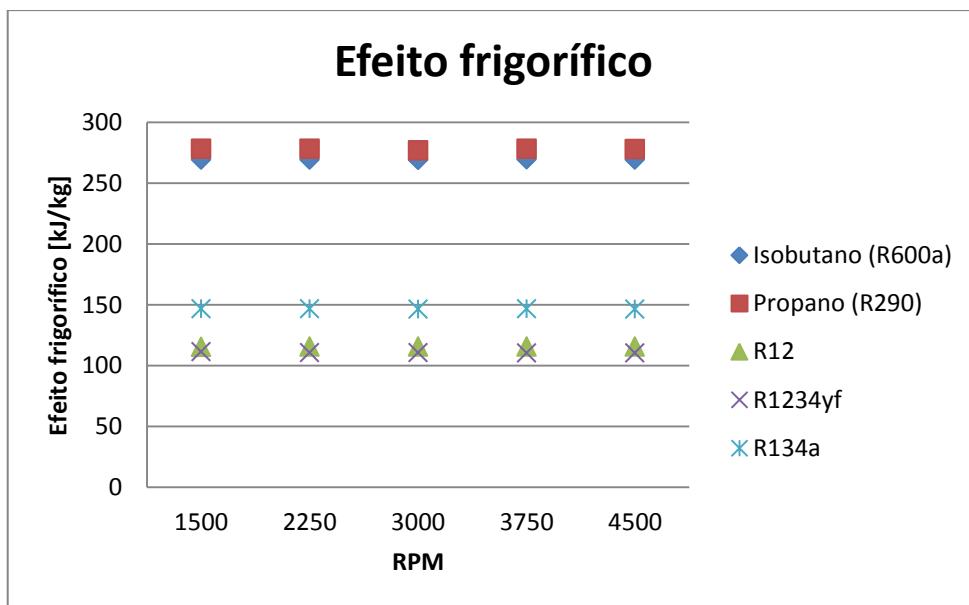


Gráfico 6-5 Efeito frigorífico vs rotação do compressor. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização

Observando os gráficos 6-4 e 6-5, nota-se que os maiores efeitos frigoríficos – diferença entre as entalpias dos estados de saída e entrada do evaporador – são dos hidrocarbonetos propano e isobutano.

6.2.3 Capacidade de refrigeração

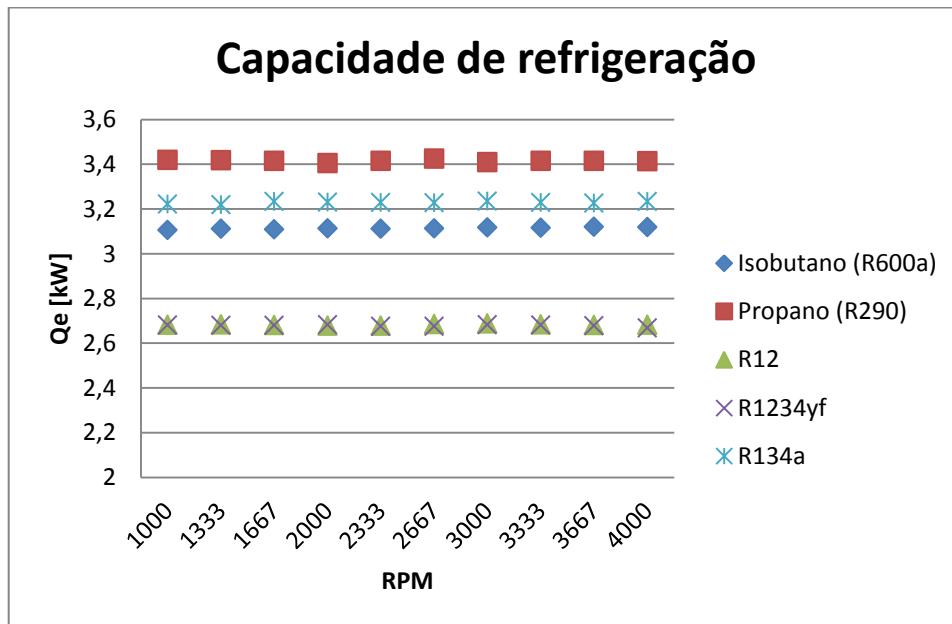


Gráfico 6-6 Capacidade de refrigeração vs rotação do compressor. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização

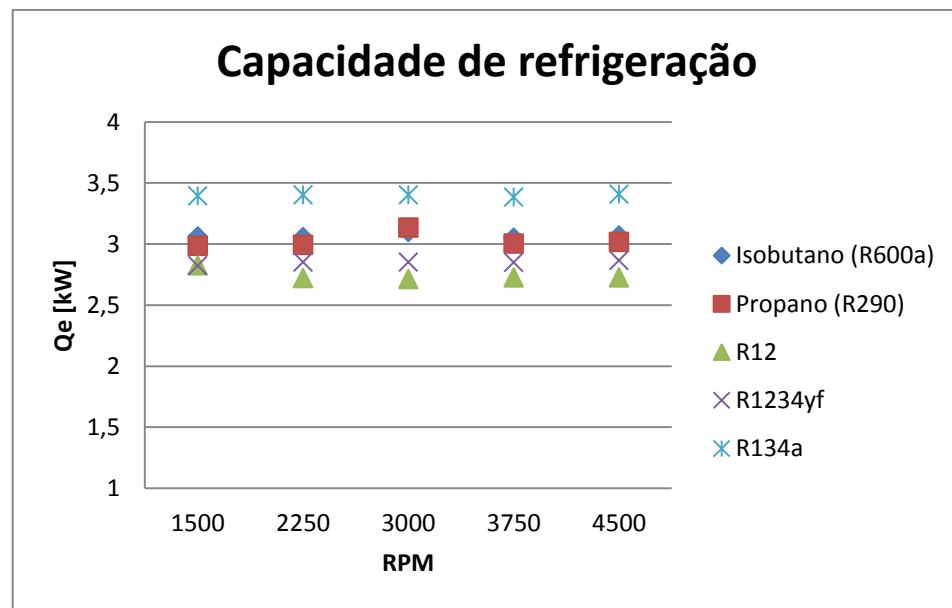


Gráfico 6-7 Capacidade de refrigeração vs rotação do compressor $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização.

A capacidade de refrigeração é o produto da vazão pelo efeito frigorífico. No gráfico 6-6 nota-se que o propano possui melhor capacidade de refrigeração, apesar de possuir vazão baixa. Já no gráfico 6-7 ele já não é o maior. Isso se deve a diferença na vazão devida às diferenças nas condições de entrada, como a velocidade maior do ar que exige menor vazão do refrigerante propano. As piores capacidades são de R12 e R1234yf. É interessante observar que as elas se mantêm constantes para toda faixa de rotação.

6.2.4 Potência de compressão

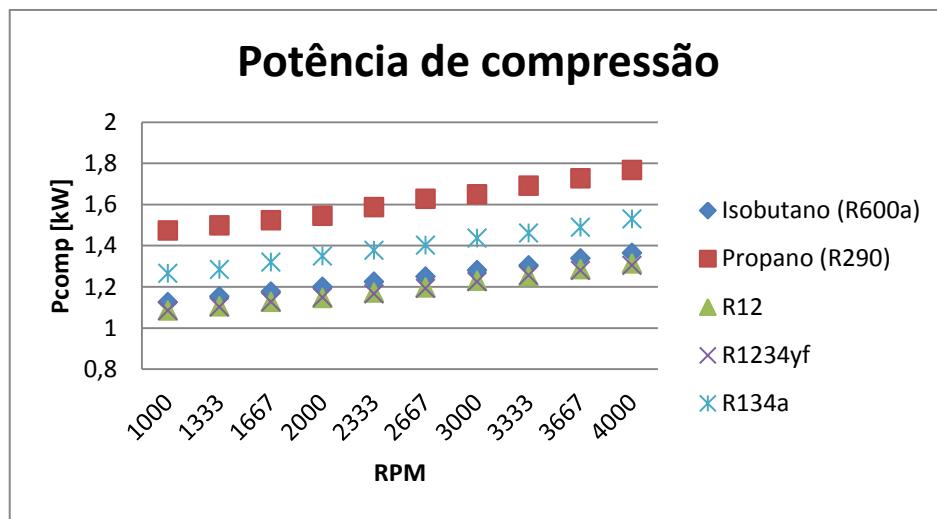


Gráfico 6-8 Potência de compressão vs rotação do compressor. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização

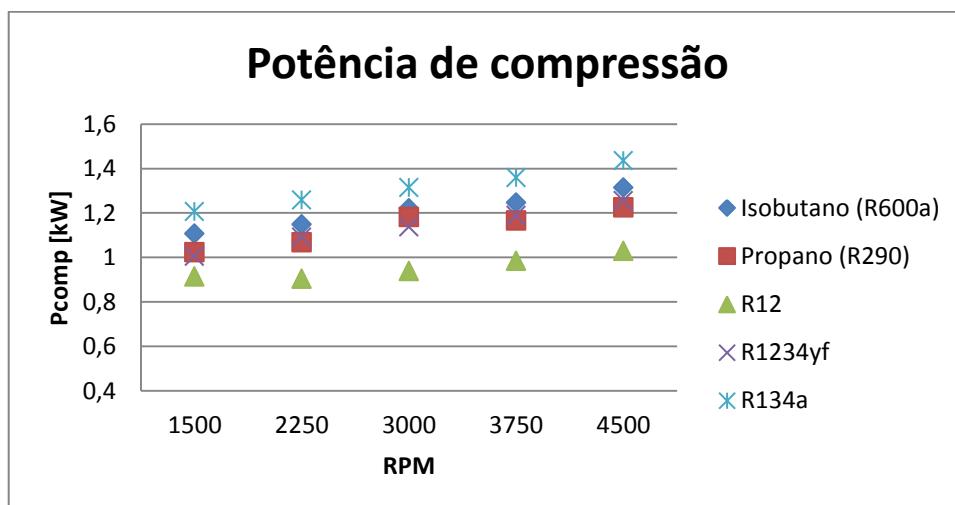


Gráfico 6-9 Potência de compressão vs rotação do compressor. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização

A potência de compressão aumenta com o aumento da rotação principalmente devido à diminuição da eficiência de compressão adiabática. Isso ocorre uma vez que as irreversibilidades aumentam com a rotação. De acordo com o gráfico 6-8 o propano é refrigerante que necessita maior potência de compressão nessas condições, diferentemente do outro hidrocarboneto que está entre as menores, junto com o CFC-12 e o HFO-1234yf. Já no gráfico 6-9 o cenário muda devido às diferenças nas vazões que se alteraram.

6.2.5 Coeficiente de Eficácia

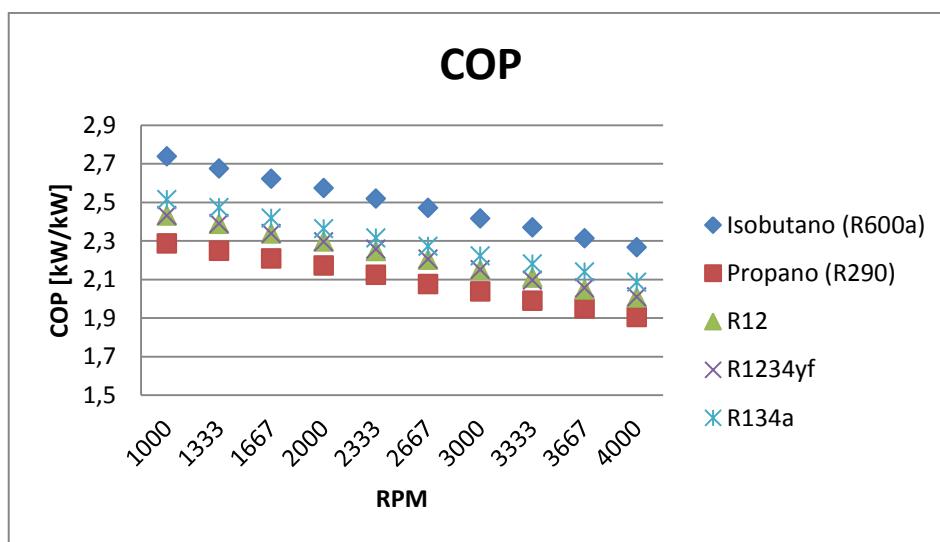


Gráfico 6-10 Coeficiente de eficácia vs rotação do compressor. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização.

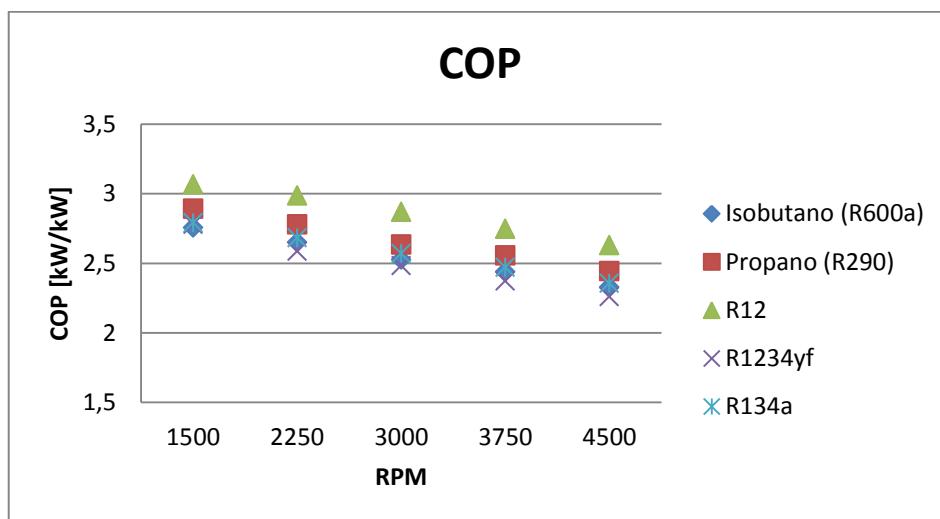


Gráfico 6-11 Coeficiente de eficácia vs rotação do compressor. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização.

O coeficiente de eficácia é obtido pela razão entre a capacidade de refrigeração e a potência de compressão. Os hidrocarbonetos possuem melhores COP's quando comparado ao R-1234yf.

6.2.6 Calor rejeitado no condensador

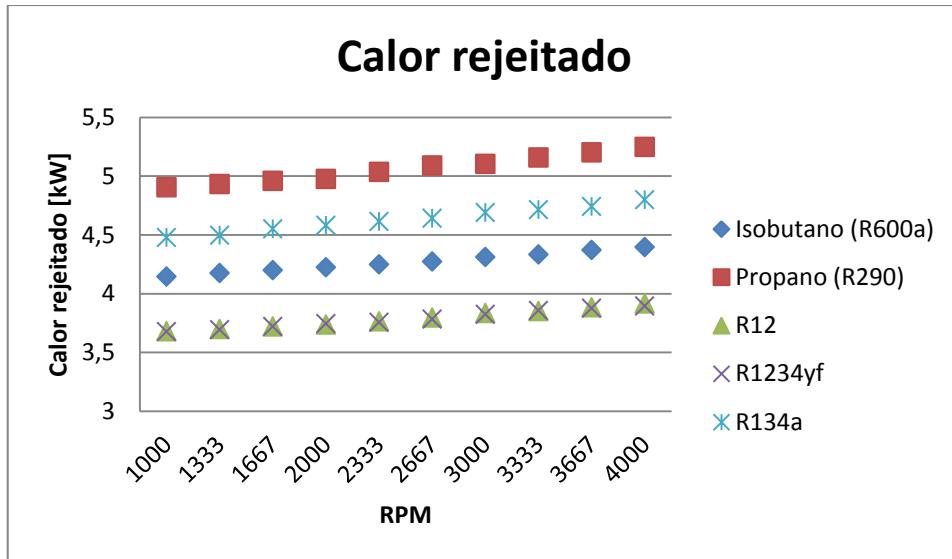


Gráfico 6-12 Calor rejeitado vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{arevap}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{cond}=3\text{m/s}$. Modelo sem discretização.

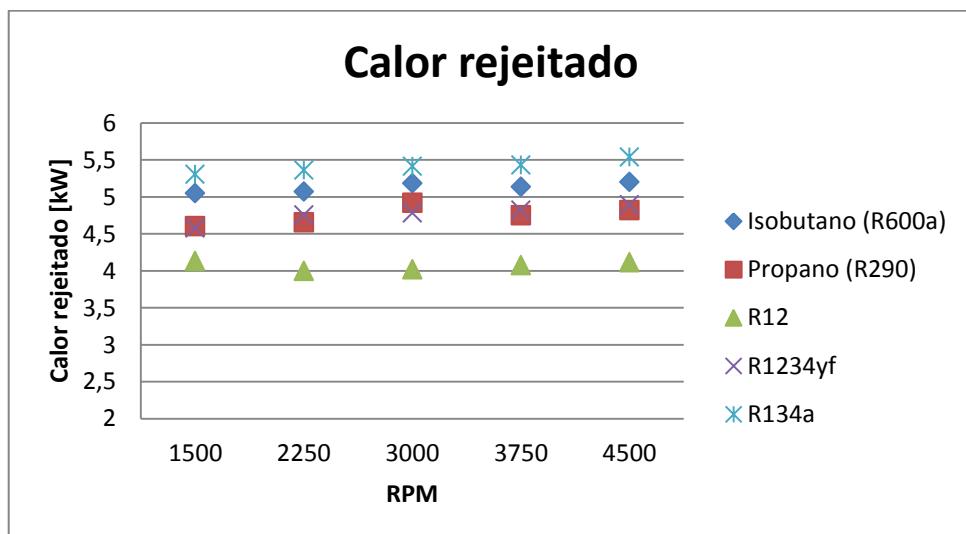


Gráfico 6-13 Calor rejeitado vs rotação do compressor. $T_{evap}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{arevap}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{cond}=10\text{m/s}$. Modelo com discretização.

O calor rejeitado no condensador aumenta com a rotação porque a temperatura de descarga do compressor também aumenta com a rotação devido ao afastamento do processo de compressão reversível, comentado anteriormente. Assim, maior será a entalpia na entrada do condensador, aumentando a rejeição.

6.3 Efeito da temperatura de evaporação

É necessário avaliarmos o comportamento do sistema com a temperatura de evaporação, pois o aumento desta implica em um aumento da carga térmica do sistema, que deve ser acompanhado por um aumento na capacidade frigorífica devido a atuação da válvula compensadora de vazão do sistema real.

6.3.1 Vazão de refrigerante

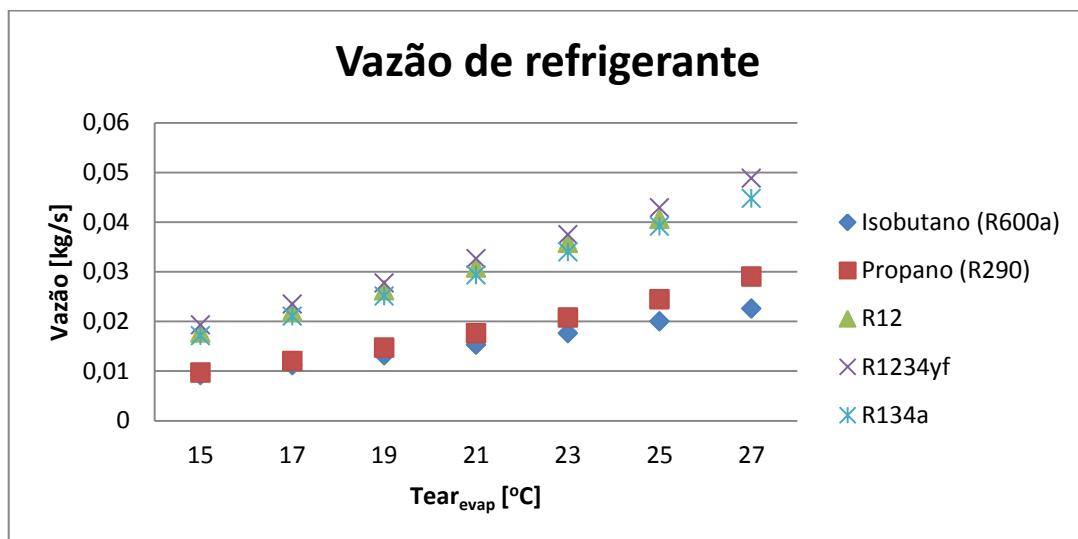


Gráfico 6-14 Vazão de refrigerante vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=3\text{m/s}$. Rotação do compressor=2500rpm. Modelo sem discretização.

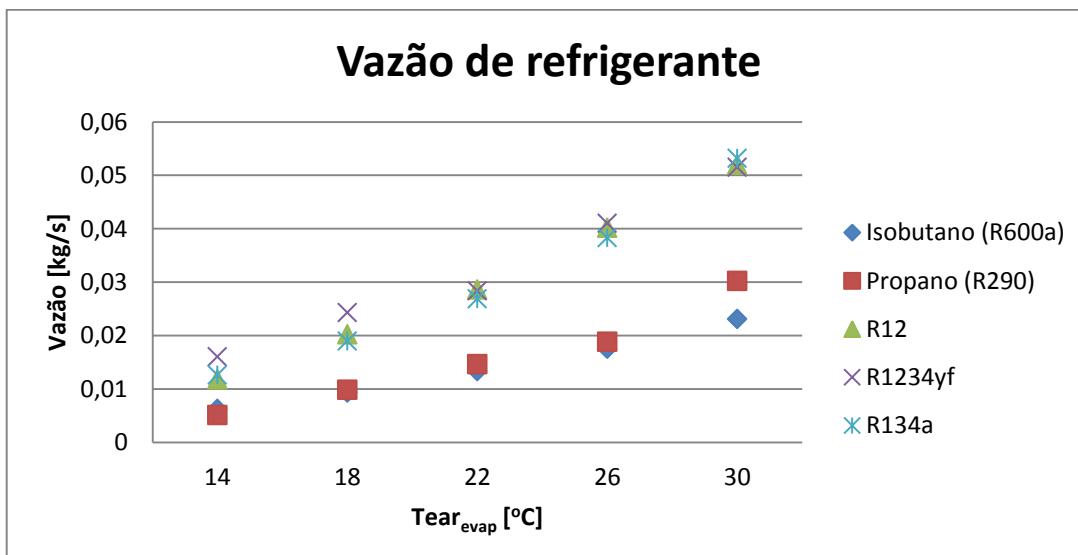


Gráfico 6-15 Vazão de refrigerante vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=10\text{m/s}$. Rotação do compressor=3000rpm. Modelo com discretização.

Como pode ser observada nos gráficos 6-14 e 6-15, a vazão de refrigerante aumenta com o aumento do ar no evaporador. Os maiores valores são alcançados pelo R1234yf.

6.3.2 Capacidade de Refrigeração

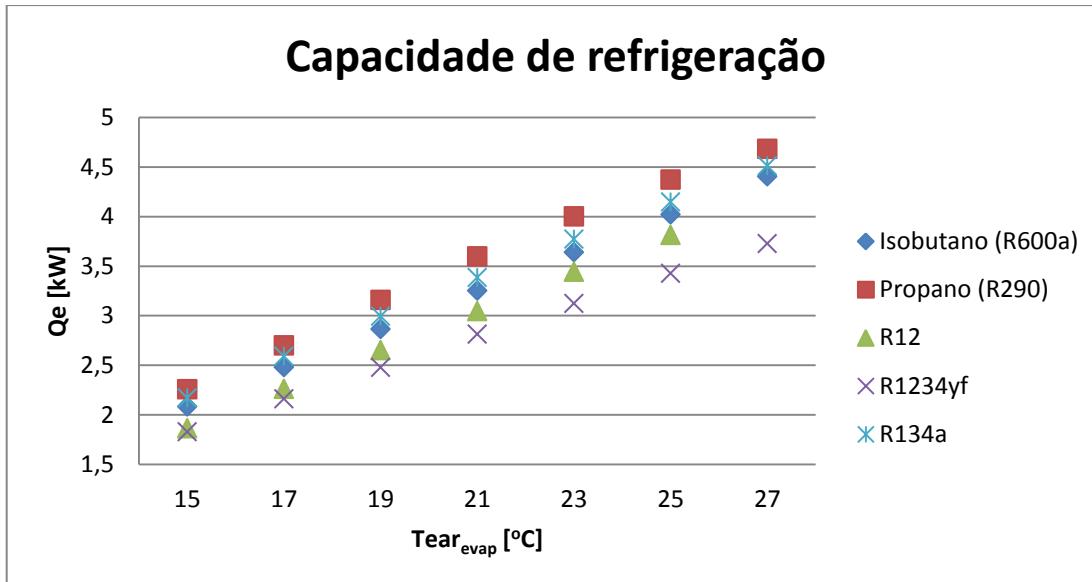


Gráfico 6-16 Capacidade de refrigeração vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{evap}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{arevap}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{cond}=3\text{m/s}$. Rotação do compressor=2500rpm. Modelo sem discretização.

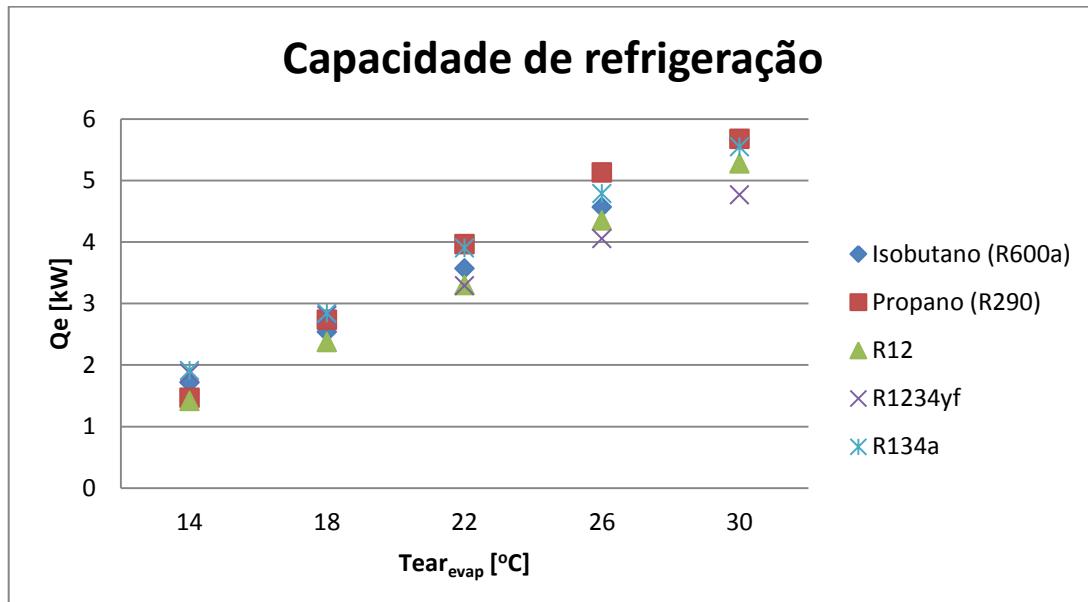


Gráfico 6-17 Capacidade de refrigeração vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{evap}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{arevap}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{cond}=10\text{m/s}$. Rotação do compressor=3000rpm. Modelo com discretização.

Como há um aumento da carga térmica do sistema devido ao aumento da temperatura no ar do evaporador, o sistema responde no sentido de aumentar a vazão para que se aumente a capacidade de refrigeração, como nota-se nos gráficos 6-16 e 6-17.

6.3.3 Potência de compressão

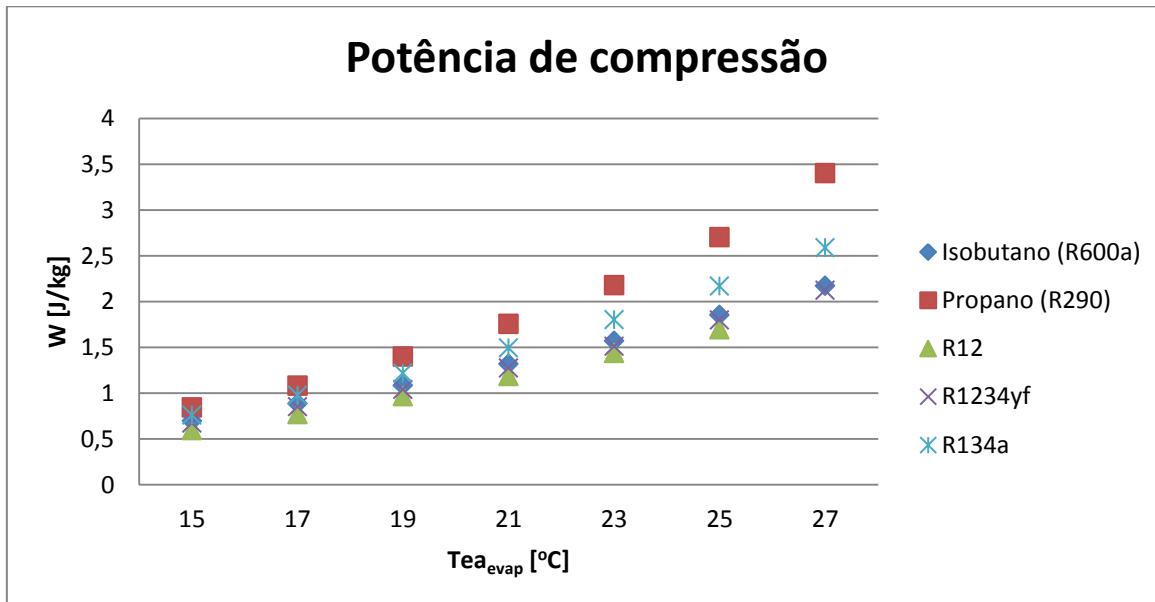


Gráfico 6-18 Potência de compressão vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=3\text{m/s}$. Rotação do compressor=2500rpm. Modelo sem discretização.

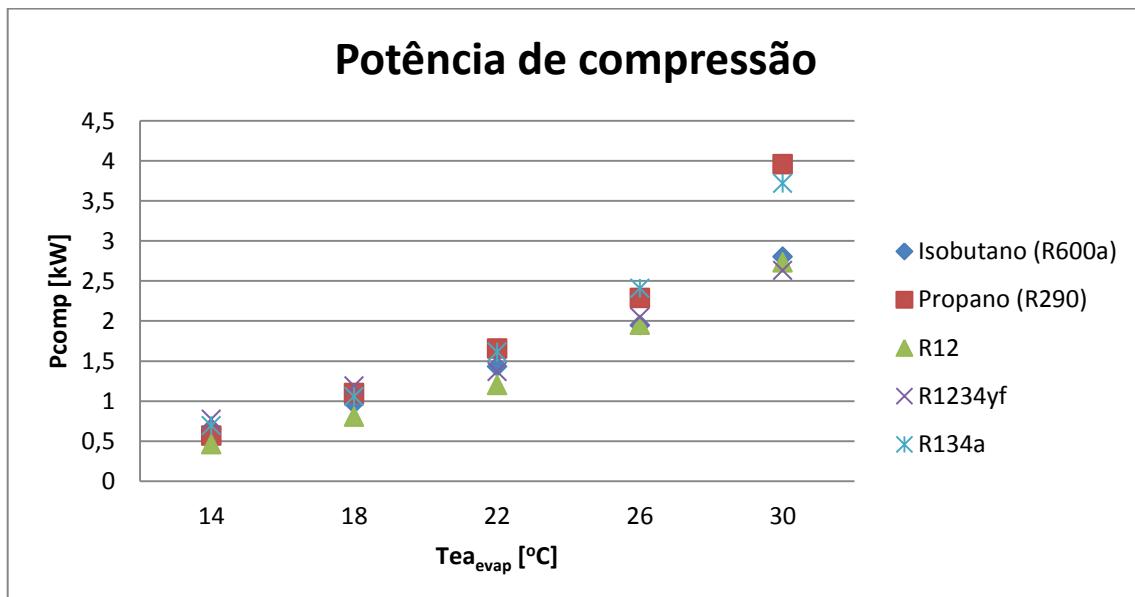


Gráfico 6-19 Potência de compressão vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{\text{evap}}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{arevap}}=500\text{kg/h}$, $T_{\text{arcond}}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{arevap}}=20^{\circ}\text{C}$, $\text{Var}_{\text{cond}}=10\text{m/s}$. Rotação do compressor=3000rpm. Modelo com discretização.

A potência de compressão aumenta conforme a temperatura do ar principalmente devido ao aumento da vazão, já que as entalpias de entrada e saída do compressor quase não se alteram com temperatura do ar no evaporador. Nos gráfico 6-18 e 6-19 observa-se que propano e R134a consomem maior energia na compressão.

6.3.4 Coeficiente de eficácia

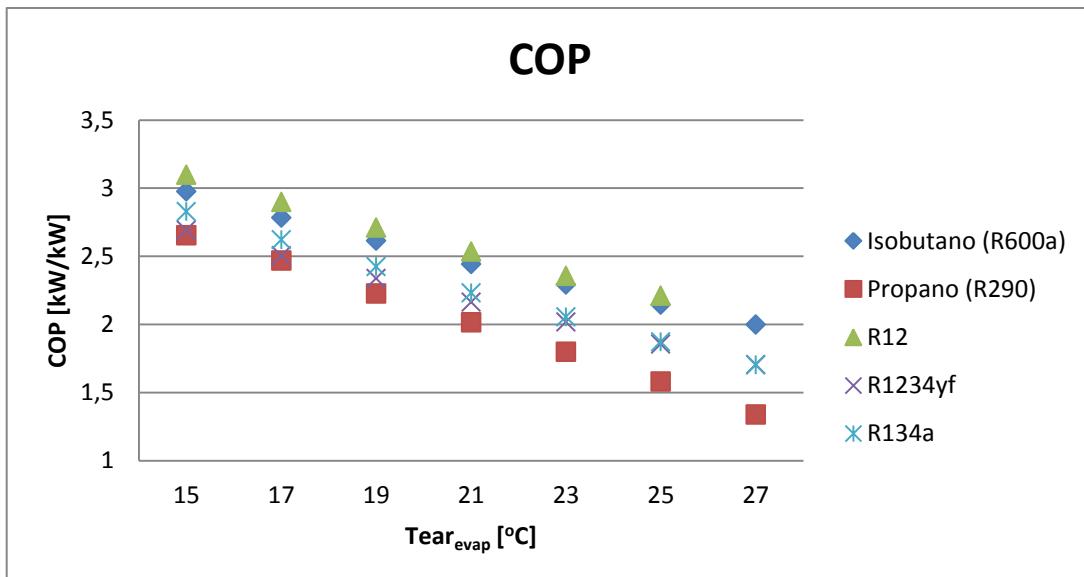


Gráfico 6-20 Coeficiente de eficácia vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{evap}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=40^{\circ}\text{C}$, $T_{arevap}=20^{\circ}\text{C}$, $Var_{cond}=3\text{m/s}$. Rotação do compressor=2500rpm. Modelo sem discretização.

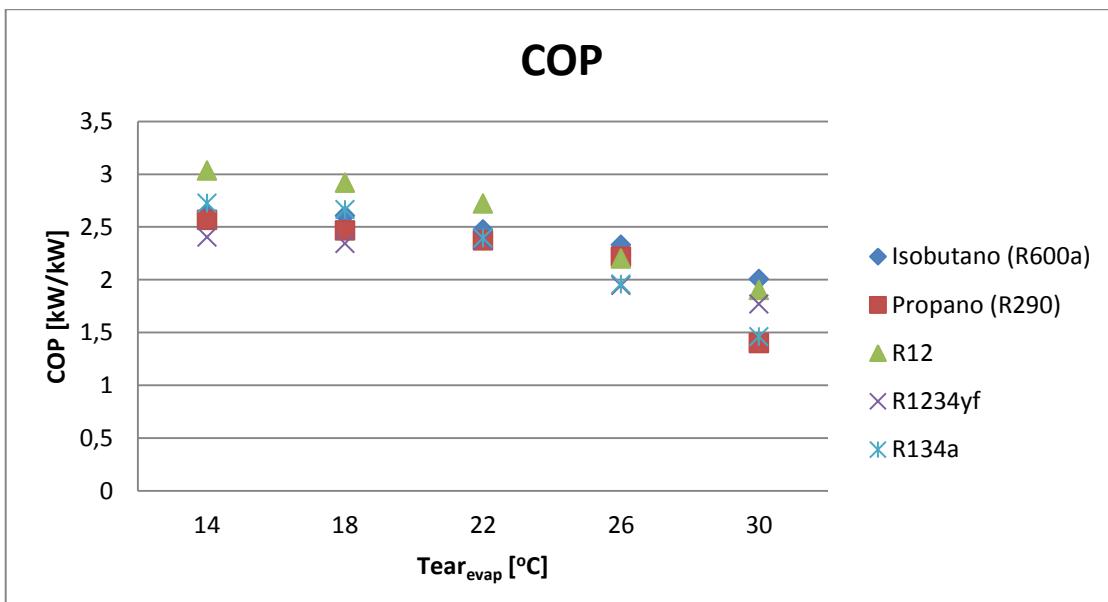


Gráfico 6-21 Coeficiente de eficácia vs temperatura de entrada do ar no evaporador. $T_{evap}=1^{\circ}\text{C}$, $m_{arevap}=500\text{kg/h}$, $T_{arcond}=35^{\circ}\text{C}$, $T_{arevap}=20^{\circ}\text{C}$, $Var_{cond}=10\text{m/s}$. Rotação do compressor=3000rpm. Modelo com discretização.

O coeficiente de eficácia também é função da temperatura no evaporador. Nos gráficos 6-20 e 6-21 observa-se que os maiores desempenhos são do R-12 e isobutano, para temperaturas acima de 20°C.

7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Este trabalho foi motivado pelas atuais necessidades por um fluido refrigerante que seja ecologicamente viável e ainda atenda exigências de eficiência, capacidade frigorífica, custo, toxicidade, inflamabilidade. Para aplicação frigorífica automotiva, os principais refrigerantes alternativos analisados foram propano, isobutano e R-1234yf. O desempenho foi comparado com o R-134a, em processo de substituição, e com o R-12, que por ser um gás CFC, já não é mais aplicado.

Comparando apenas capacidade de refrigeração para o mesmo sistema e mesmas condições em que é usado o R134a, chega-se ao resultado que o propano é o melhor refrigerante alternativo. No entanto, ele necessita de muito mais energia no processo de compressão. Assim, outro candidato se destaca no quesito eficiência energética, o isobutano, com valores de COP mais altos. Um maior coeficiente de eficácia implica em menor potência de compressão para a mesma capacidade frigorífica. Para um sistema automotivo onde o movimento do compressor é gerado pelo motor, é importante que se tenha a menor potência de compressão possível, pois isso implicará em uma menor carga sobre o motor, prejudicando menos o desempenho.

Entretanto, ambos são hidrocarbonetos parafínicos de cadeia curta, ou seja, são excelentes combustíveis e, portanto, inflamáveis. Isto não impede o seu uso, pois num sistema de compressão a vapor automotivo não são atingidas temperatura e pressão suficientes para auto-ignição destes compostos. De qualquer modo, a atenção deve ser redobrada quanto a segurança, a ponto de minimizar o índice de acidentes se houver vazamentos.

O outro candidato estudado foi o R-1234yf. Ele possui um desempenho abaixo dos hidrocarbonetos. Em comparação aos dois, sua vantagem é ser menos inflamável, com menores riscos de acidentes. No entanto, este que é produzido artificialmente, é mais caro quando comparado ao propano e isobutano, constituindo outra desvantagem.

Conclui-se, pois, que há alternativas viáveis para substituição do R-134a, e este trabalho mostrou os hidrocarbonetos como melhor solução, destacando o isobutano devido ao maior coeficiente de eficácia.

Com relação ao modelo matemático, houve uma maior aproximação do modelo real com a aplicação do modelo de Cavallini et al. (2006) para os microcanais do condensador, pois avalia-se localmente as propriedades e equações pela divisão do trocador em áreas menores. O próximo passo para trabalhos futuros poderá ser a aplicação deste processo para o evaporador e também para as linhas de fluidos. Também poderá ser simulado um evaporador de microcanais, que é a tendência atual para se obter boa capacidade frigorífica em menor volume.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS⁹

AWF, R. A. **Modelado de condensadores, evaporadores y del ciclo global en sistemas de aire acondicionado de automoción.** ETSII, Universidad de Valladolid. [S.I.]. 1995. Tesis de Doctorado.

BANDARRA FILHO, E. P. Tendências do Uso de Fluidos Refrigerantes Alternativos em Sistemas de Ar Condicionado Automotivo. **Uso de Fluidos naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar- Condicionado - Ministério do Meio Ambiente - MMA**, 2011. Publicação Técnica.

BROHAN, P. et al. Uncertainty estimates in regional and global observed temperature changes: a new dataset from 1850. **Journal of Geophysical Research**, 111, D12106, 2006.

CALM, J. M. The next generation of refrigerants – Historical review, consideration and outlook. **International Journal of Refrigeration**, 31, n. 7, 2008. 1123-1133.

CALM, J. M.; DIDION, D. A. Trade-offs in refrigerant selections: past, present, and future. **International Journal of Refrigeration**, 21, n. 4, 1998. 308-321.

CAVALLINI, et al. Update on condensation heat transfer and pressure drop in minichannels. **Heat Transfer Engineering**, 27, 2006. 74-87.

IANELLA, M. R. **Avaliação Teórico-experimental de um sistema de ar condicionado automotivo.** Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. São Carlos, p. 139. 1998.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa.** Tradução de Carlos Alberto Biolchini da Silva. 5a. ed. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora, 2003.

⁹ De acordo com a Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 6023.

JUNG, D.; RADERMACHER, R. Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 32, 1989. 2435-2446.

KARAGOZ, S. et al. R134a and various mixtures of R22/R134a as an alternative to R22 in vapour compression heat pumps. **Energy Conversion and Management**, 45, 2004. 181-196.

KLIMENKO, V. V. A generalized correlation for two-phase forced flow heat transfer. **International journal of heat and mass transfer**, 31, n. 3, 1988. 541-552.

KUMAR, K. S.; RAJAGOPAL, K. Computational and experimental investigation of low ODP and low GWP HCFC-123 and HC-290 refrigerant mixture alternate to CFC-12. **Energy Conversion and Management**, 48, n. 12, 2007. 3053-3062.

LEE, Y.; JUNG, D. A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications. **Applied Thermal Engineering**, 35, 2012. 240-242.

MAMANI, W. G. **Simulação de sistemas frigoríficos automotivos**. Dissertação (Mestrado). Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo. São Carlos, p. 133. 1997.

MATKOVIC, M. et al. Experimental study on condensation heat transfer inside a single circular. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 52, 2009. 2311-2323.

MOLINA, M. J.; ROWLAND, F. S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: Chlorine atom catalyzed destruction of ozone. **Nature**, n. 249, p. 810-812, 1974.

SHAH, R. K. **Compact Heat Exchangers, Handbook of Heat Transfer**. [S.I.]: W.M. Rohsenow, McGraw Hill, 1985.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar condicionado.** Tradução de José M. Saiz Jabardo; Euryale Zerbine, *et al.* São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

WONGWISES, S.; KAMBOON, A.; ORACHON, B. Experimental investigation of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in an automotive air conditioning system. **Energy Conversion and Management**, 47, n. 11-12, 2006. 1644-1659.

ANEXO I

Listagem do Programa de Simulação

Segue a listagem do programa de simulação desenvolvido por MAMANI (1997) e atualizado por IANELLA (1998), elaborado no ambiente do “software” EES (Engineering Equation Solver). O modelo do compressor contém uma função para o rendimento volumétrico desenvolvida neste trabalho. O modelo do condensador contém um processo de discretização da área e aplicação do coeficiente de transferência de calor local.

```
#####
{***** MODELO DO COMPRESSOR *****}
#####

PROCEDURE COMPRESSOR (Tcond,Tevap,dtsa,rpm,factor : despis, vazao, Tecond, h2, h1,
rendvol, pcond)

Pcond:=PRESSURE(R1234yf,T=Tcond,x=0)
Pevap:=PRESSURE(R1234yf,T=Tevap,x=1)
zcil:=7 {número de cilindros }
cn:=1.15 {coeficiente politropico de compressao}
pen:=0.05 {relacao de espaço nocivo}
dpistao:=0.0293 {diâmetro do pistão[m]}
despis:=0.0342*factor {deslocamento do pistão [m]}
vdeslo:=(pi/4)*dpistao^2*zcil*despis {cilindragem do compressor [m^3]}
rc:=pcond/pevap
v11:=vdeslo*1000000

p00 =    1.366 ;
p10 =   -0.01474 ;
p01 =   -0.00103 ;
p20 =  8.071e-005 ;
p11 =  1.791e-005 ;
p02 =  2.21e-007 ;
p30 = -1.075e-007 ;
p21 = -8.189e-008 ;
p12 = -2.864e-009 ;
p03 = -1.868e-011 ;
p31 =  9.954e-011 ;
p22 =  6.348e-012 ;
p13 =  1.443e-013 ;
p04 =  5.069e-016 ;

poly_34 = (p00 + p10*v11 + p01*rpm + p20*v11^2 + p11*v11*rpm + p02*rpm^2 + p30*v11^3 +
p21*v11^2*rpm + p12*v11*rpm^2 + p03*rpm^3 + p31*v11^3*rpm + p22*v11^2*rpm^2 +
p13*v11*rpm^3 + p04*rpm^4 )/0.7617 ;
```

```

rendvol:=(1-pen*((rc^(1/cn))-1))*poly_34
roadm:=1/(VOLUME(R1234yf,T=Tevap + dtsa,P=Pevap))
vazao:=vdeslo*(rpm/60)*roadm*rendvol
h1:=ENTHALPY(R1234yf,T=Tevap+dtsa,P=Pevap)
s1:=ENTROPY(R1234yf,T=Tevap+dtsa,P=Pevap)
h2s:=ENTHALPY(R1234yf,P=Pcond,S=s1) {Entalpia isoentrópica da saída do compressor}
etas:=-0.0000411*rpm+0.86

h2:=((h2s-h1)/etas)+h1 {Entalpia real de saída do compressor}
Tsecond:= TEMPERATURE(R1234yf,P=Pcond,H=h2) {Temperatura de saída do compressor}

END

{#####
***** MODELO DO CONDENSADOR *****
#####}

{***** PERDAS DE CARGA *****}

{#####
{queda de pressão na região bifásica}
#####}

PROCEDURE DPBIFASE(m,x_n,x_n_1,G,Tsat,Dht,dpdz_f_n,da,ntubos,pit:
epsh_n,dpac_n,dpbf_n,dpbi_n)

Psat=PRESSURE(R1234yf,T=Tsat,x=0)
rol=1/(VOLUME(R1234yf,T=Tsat,x=0))
rov=1/(VOLUME(R1234yf,T=Tsat,x=1))
mil=VISCOSEITY(R1234yf,T=Tsat,P=Psat+0.001)
miv=VISCOSEITY(R1234yf,T=Tsat,P=Psat-0.001)

{Queda de pressão por atrito}
dl=da/(ntubos*pit)
dpbf_n=dpdz_f_n*dl

{Queda de pressão por aceleração}
epsh_n=1/(1+((1-x_n)/x_n)*(rov/rol)) "fração de vazio homogênea"
epsh_n_1=1/(1+((1-x_n_1)/x_n_1)*(rov/rol))
dpac_n=-G^2*((1-x_n)^2/(rol*(1-epsh_n))+x_n^2/(rov*epsh_n)-((1-x_n_1)^2/(rol*(1-epsh_n_1))+x_n_1^2/(rov*epsh_n_1)))

{Queda de pressão total}
dpbi_n=(dpbf_n+dpac_n)/1000

END

{#####
{queda de pressão por atrito do refrigerante líquido}
#####}

PROCEDURE DPLIQUIDO (G,Tsat,Dht,da,pit,ntubos : dpl_n)
dl=da/(ntubos*pit)
Psat=PRESSURE(R1234yf,T=Tsat,x=0)
rol=1/VOLUME(R1234yf,T=Tsat,x=0)
mil=VISCOSEITY(R1234yf,T=Tsat,P=Psat+0.001)
Re=G*Dht/mil

```

```

fc=0.0676*Re^(-0.22)
dpl_n=(2*dL*fc*G^2/(rol*Dht*1000))

END

{#####
{queda de pressão por atrito do refrigerante vapor}
{#####

PROCEDURE DPVAPOR (G,Tsat,Dht,da,pit,ntubos : dpv_n)
dl=da/(ntubos*pit)
Psat=PRESSURE(R1234yf ,T=Tsat,x=0)
rov=1/VOLUME(R1234yf ,T=Tsat,x=1)
miv=VISCOSEITY(R1234yf ,T=Tsat,P=Psat-0.001)
Re=G*Dht/miv
fc=0.0676*Re^(-0.22)
dpv_n=(2*dl*fc*G^2/(rov*Dht*1000))

END

{#####
{Propriedades do ar}
{#####

PROCEDURE PROPSAR (Tai, Pai : rhoar,miar,cpar,kar)
rhoar=1/VOLUME(Air,T=Tai,P=Pai)
miar= VISCOSEITY(Air,T=Tai)
cpar=SPECHEAT(Air,T=Tai)
kar=CONDUCTIVITY(Air, T=Tai)
End

{#####
"Procedure para Cálculo do entranhamento de líquido"
{#####

PROCEDURE Entrain(rho_G,x_n,rho_L,mu_L, j_G_n,sigma : E_0,E_n,rho_gc_n)
E_0=x_n*0.001
rho_gc_n=rho_G* (1 + (1 - x_n)*E_0 / x_n)

10:
E_n= 0.015 + 0.44*log10((rho_gc_n/ rho_L )*(mu_L* j_G_n / sigma)^2*1e4)
if (E_n<0) then
  E_n=0

Else
  if (abs(E_n-E_0)>0.0001) then
    E_0=E_n
    Goto 10
  Else
    if(E_n>0.95) then
      E_n=
      Endif
    Endif
  Endif
END

```

```

{#####
" Procedure para Cálculo da espessura do filme - Cavallini 2006"
#####
PROCEDURE DELTA(Re_L_n : delta_m_n)
if (Re_L_n<=1145) then
    delta_m_n = (Re_L_n / 2)^ 0.5
else
    delta_m_n = 0.0504*Re_L_n^(7/8)
endif

END

{#####
"Procedure para Cálculo da temperatura adimensional T+ - Cavallini 2006"
#####
PROCEDURE TEMPERATURA(delta_m_n,Pr_L : T_m_n)

if delta_m_n<=5 then
    T_m_n=delta_m_n*Pr_L
else
    if delta_m_n>5 then
        If delta_m_n<30 then
            T_m_n=delta_m_n*Pr_L
        Else
            T_m_n=(delta_m_n-5)*Pr_L+5
        endif
    endif
endif

END

{#####
"Procedure de cálculo do coeficiente de transferência de calor do refrigerante local (hrc2_n) do
microcanal em função do título (x) e do entranhamento de líquido (E)"
#####
PROCEDURE
hrc2(x_n,G,Tscond1,Pscond1,vazao,ntubos,Dht,Aci,O:E_n,rho_gc_n,phi_LO_n,f_LO,dpdz_f_n,tau_i_n,Re_L_n,Pr_L,delta_m_n,T_m_n,hrc2_n,Nuc2_n)

mu_G=VISCOSITY(R1234yf,T=Tscond1,P=Pscond1-0.001)
cpvc=SPECHEAT(R1234yf,T= Tscond1,P=Pscond1-0.001)
kvc=CONDUCTIVITY(R1234yf,T= Tscond1,P=Pscond1-0.001)
rho_G=1/VOLUME(R1234yf,T=Tscond1,x=1)
mu_L=VISCOSITY(R1234yf,T=Tscond1,P=Pscond1+0.001)
c_pl=SPECHEAT(R1234yf,T= Tscond1,P=Pscond1+0.001)
klc=CONDUCTIVITY(R1234yf,T= Tscond1,P=Pscond1+0.001)
rho_L=1/VOLUME(R1234yf,t=Tscond1,x=0)
j_G_n=G*x_n/rho_G

sigma=SURFACETENSION(R1234yf,T=Tscond1)

Psat=P_SAT(R1234yf,T=Tscond1)
Pcrit=P_CRIT(R1234yf)
pr=Psat/Pcrit

"Cálculo do entranhamento de líquido"

```

CALL Entrain(rho_G,x_n,rho_L,mu_L, j_G_n,sigma : E_0,E_n,rho_gc_n)

"Cálculo do multiplicador bifásico PHI - Cavallini 2006"

W=1.398*pr

Z_n=(1-x_n)^2 + (x_n^2)*(rho_L/rho_G)*(mu_G/mu_L)^0.2

F_n=(x_n^0.9525)*((1-x_n)^0.414)

H=((rho_L/rho_G)^1.132)*(mu_G/mu_L)^0.44*(1-mu_G/mu_L)^3.542

phi_LO_n=Z_n+3.595*F_n*H*(1-E_n)^W

"Cálculo da perda de carga por atrito- Cavallini 2006"

f_LO=0.046*(G*Dht/mu_L)^(-0.2)

dpdz_f_n=phi_LO_n*2*f_LO*G^2/(Dht*rho_L)

"Cálculo da tensão de cisalhamento "

tau_i_n = dpdz_f_n*Dht/4

"Cálculo do Número de Prandtl"

Pr_L=mu_L*c_pl/klc

"Cálculo do Número de Reynolds "

Re_L_n= G*(1 - x_n)*(1 - E_n)*Dht/ mu_L

"Cálculo da espessura do filme "

CALL DELTA(Re_L_n : delta_m_n)

" Cálculo da temperatura adimensional T+ "

CALL TEMPERATURA(delta_m_n,Pr_L : T_m_n)

"Cálculo de hcr2 - Cavallini 2006 "

hrc2_n=rho_l*c_pl*(tau_i_n/rho_l)^0.5/T_m_n

Nuc2_n=hrc2_n*Dht/klc

END

{#####}

"Discretização da zona de resfriamento do condensador"

{#####}

PROCEDURE

Qcre(Pcond,G,Dht,pit,ntubos,Aci,mar,cpar,harc,alpa,lambda,xi1,Tecond,Tai,Tcond,vazao,Ai:Tscond1,P scond1,Acond1,Qce,mar1,dpv,U1c_n,hrc1_n)

\$Arrays ON

ndiscret=100

da=Ai/ndiscret

Tcond1[0]=Tecond

Pcond1[0]=Pcond

qq[0]=0

qf[0]=0

m=0

mf[0]=0

mq=vazao

Tsat1[0]=Tcond

cpf=cpar

```

20:
m=m+1
DUPLICATE N=1,m
cpq[n]=SpecHeat(R1234yf,T=Tcond1[n-1],P=Pcond1[n-1])
cpq=cpq[n]
kvc[n]=Conductivity(R1234yf,T=Tcond1[n-1],P=Pcond1[n-1])
mivc[n]=Viscosity(R1234yf,T=Tcond1[n-1],P=Pcond1[n-1])
Prvc[n]=mivc[n]^(cpq[n]^1000)/kvc[n]
Revc[n]=(vazao/ntubos)*Dht/(Aci*mivc[n])
Nu1[n]=0.023*(Revc[n])^0.8*(Prvc[n])^0.3 {Dittus-Boettner resfriamento}
hrc1[n]=Nu1[n]*kvc[n]/Dht
hrc1_n=hrc1[n]

U1c[n]=1/((1/hrc1[n])+1/(harc*(alpa+xi1*lamda)))
U1c_n=U1c[n]

mf[n]=(mar/ndiscret)
Ccar1=cpf*mf[n]
Ccre1=cpq*mq
If (Ccar1 < Ccre1) then
    Cmin1 =Ccar1
    Cmax1 =Ccre1
Else
    Cmin1 =Ccre1
    Cmax1 =Ccar1
Endif
CCR1=Cmin1/Cmax1

NUT1n=U1c[n]*da/(1000*Cmin1)
eps1[n]=1-exp((1/CCR1)*NUT1n^0.22*(exp(-CCR1*NUT1n^0.78)-1))

Tcond1[n]= Tcond1[n-1] - Cmin1*eps1[n]*(Tcond1[n-1]-Tai)/(mq*cpq)
Tasc1[n]=Tai + (eps1[n]*Cmin1*(Tcond1[n]-Tai))/(mf[n]*cpf)

Tcond1n=Tcond1[n-1]
Tasc1n=Tasc1[n]
qq[n]:=-mq*cpq*(Tcond1[n]-Tcond1[n-1])
qf[n]:=mf[n]*cpf*(Tasc1[n]-Tai)
mar1=mf[n]^(n-1)
call DPVAPOR(G,Tcond,Dht,da,pit,ntubos : dpv_n)
dpv[n]=dpv_n
Pcond1[n]=Pcond1[n-1]-dpv_n
Pcond1_n=Pcond1[n-1]
Tsat1[n]=T_sat(R1234yf,P=Pcond1[n])
Tsat1_n=Tsat1[n-1]

END
if(Tcond1n>Tsat1_n) Then
    Goto 20
Else
    Tscond1=Tcond1n
    Pscond1=Pcond1_n
    Qce=mq*cpq*(Tecond-Tscond1)
    dpv=Pcond-Pscond1

Endif

```

```

Acond1=n*da
END

{#####
"Discretização da zona de saturação do condensador"
#####
PROCEDURE Qcsat(Att,harc,alpa,lamda,xi1,L,pit,G,Tcond,Pcond,vazao,ntubos,Dht,Aci,A0,O,
mar,cpar,mar1,Tscond1,Pscond1,Tai,Pai,Acond1,Ai:Tscond2,Pscond2,Acond2,Qco,mar2,hrc2_n,U2c
_n,dpbi)
$Arrays ON
ndiscret=50
da=Ai/ndiscret

qq[0]=0
qf[0]=0
m=0
mf[0]=0
x[0]=0.99
x_n=0.99
call hrc2( x_n,G,Tscond1,Pscond1,vazao,ntubos,Dht,Aci,O :
E_n,rho_gc_n,phi_LO_n,f_LO,dpdz_f_n,tau_i_n,Re_L_n,Pr_L,delta_m_n,T_m_n,hrc2_n,Nuc2_n)
Pcond2[0]=Pscond1
Tcond2[0]=Tscond1
Ai_micro=pi*Dht*L
mq=vazao
cpf=cpar

30:
m=m+1
DUPLICATE N=1,m
if (x[n-1]>0) Then
cpq[n]=SpecHeat(R1234yf,T=Tcond2[n-
1],P=Pcond2[n-1]-0.001)
cpq=cpq[n]
mf[n]=(mar/ndiscret)

"Lado do refrigerante - Cavallini 2006 - condensador de microcanais"

call hrc2 ( x_n,G,Tscond1,Pscond1,vazao,ntubos,Dht,Aci,O : E_n, rho_gc_n, phi_LO_n, f_LO,
dpdz_f_n, tau_i_n,Re_L_n,Pr_L,delta_m_n,T_m_n,hrc2_n,Nuc2_n)

E[n-1]=E_n
rho_gc[n-1]=rho_gc_n
phi_LO[n-1]=phi_LO_n
dpdz_f[n-1]=dpdz_f_n
tau_i[n-1]=tau_i_n
Re_L[n-1]=Re_L_n
delta_m[n-1]=delta_m_n
T_m[n-1]=T_m_n
hrc2[n-1]=hrc2_n           "Coeficiente de transf. de calor por convecção em 1 microcanal"

"Coef. global na zona de condensação"
U2c[n-1]=1/(1/O*hrc2[n-1]*Ai_micro/Att)+1/(harc*(alpa+xi1*lamda))          {kW/m^2/K}
U2c_n=U2c[n-1]
hlg[n]=Enthalpy(R1234yf,T=Tcond2[n-1],x=1)-Enthalpy(R1234yf,T=Tcond2[n-1],x=0)
hlg=hlg[n]
dtco[n]=(Tcond2[n-1]-Tai)/(1+(hrc2[n-1]/harc)*(Ai_micro/A0))

```

```

hlvp[n]=hlg[n]+(3/8)*cpq*dtco[n]
hlvp_n=hlvp[n]

"Discretização das áreas e-nut"

Ccar1=cpf*mf[n]
Ccre1=cpq*mq
If (Ccar1<Ccre1) then
    Cmin1 =Ccar1
    Cmax1 =Ccre1
Else
    Cmin1 =Ccre1
    Cmax1 =Ccar1
Endif
CCR1=Cmin1/Cmax1

NUT2[n]=U2c[n-1]*da/(Cmin1*1000)
eps2[n]=1-exp(-NUT2[n])

x[n]= x[n-1] - Cmin1*eps2[n]*(Tcond-Tai)/(mq*hlg)
Tasc2[n]=Tai + (eps2[n]*Cmin1*(Tcond-Tai))/(mf[n]*cpf)

qq[n]=-mq*hlg*(x[n]-x[n-1])
qf[n]=mf[n]*cpf*(Tasc2[n]-Tai)
x_n=x[n]
x_n_1=x[n-1]
mar2=mf[n]*(n-1)
call DPBIFASE(m,x_n,x_n_1,G,Tcond,Dht,dpdz_f_n,da,ntubos,pit: epsh_n,dpac_n,dpbf_n,dpbi_n)
dpbi[n]=dpbi_n
dpac[n]=dpac_n
dpbf[n]=dpbf_n
epsh[n]=epsh_n
Pcond2[n]=Pcond2[n-1]-dpbi_n
Pcond2_n=Pcond2[n-1]
Tcond2[n]=T_sat(R1234yf,P=Pcond2[n])
Tcond2_n=Tcond2[n-1]
endif

END

if(x_n>0) Then
    Goto 30
Else

    Tscond2=Tcond2_n
    Pscond2=Pcond2_n
    dpbi=Pscond1-Pscond2

    Qco=mq*hlvp_n

Endif
Acond2=Acond1+n*da

END

{#####
"Discretização da zona de sub-resfriamento do condensador"
#####}

```

```

PROCEDURE
Qcsre(Tscond2,Acond1,Acond2,Pscond2,G,Dht,pit,ntubos,Aci,mar,cpar,harc,alpa,lambda,xi1,Tai,Tcon
d,vazao,Ai:Tscond3,Pscond3,Acond3,Qcs,mar3,dpl,U3c_n,hrc3_n)
$Arrays ON

ndiscret=100
da=Ai/ndiscret
Acond3=Ai-Acond1-Acond2
Tcond3[0]=Tscond2
Pcond3[0]=Pscond2
qq[0]=0
qf[0]=0
m=0
mf[0]=0
mq=vazao
cpf=cpar

40:
m=m+1
DUPLICATE N=1,m
cpq[n]=SpecHeat(R1234yf,T=Tcond3[n-1],P=Pcond3[n-1]+0.001)
cpq=cpq[n]
klc[n]=Conductivity(R1234yf,T=Tcond3[n-1],P=Pcond3[n-1]+0.001)
milc[n]=Viscosity(R1234yf,T=Tcond3[n-1],P=Pcond3[n-1]+0.001)
Prlc[n]=milc[n]*1000/klc[n]
Relc[n]=(vazao/ntubos)*Dht/(Aci*milc[n])
Nu3[n]=0.023*(Relc[n])^0.8*(Prlc[n])^0.3
hrc3[n]=Nu3[n]*klc[n]/Dht
hrc3_n=hrc3[n]
U3c[n]=1/((1/hrc3[n])+1/(harc*(alpa+xi1*lambda)))
U3c_n=U3c[n]
mf[n]=(mar/ndiscret)
Ccar1=cpf*mf[n]
Ccre1=cpq*mq
If (Ccar1<Ccre1) then
    Cmin1 =Ccar1
    Cmax1 =Ccre1
Else
    Cmin1 =Ccre1
    Cmax1 =Ccar1
Endif
CCR1=Cmin1/Cmax1
NUT3n=U3c[n]*da/(Cmin1*1000)
eps3[n]=1-exp((1/CCR1)*NUT3n^0.22*(exp(-CCR1*NUT3n^0.78)-1))

Tcond3[n]= Tcond3[n-1] - Cmin1*eps3[n]*(Tcond3[n-1]-Tai)/(mq*cpq)
Tasc3[n]=Tai + (eps3[n]*Cmin1*(Tcond3[n]-Tai))/(mf[n]*cpf)

Tcond3n=Tcond3[n]
Tasc3n=Tasc3[n]
qq[n]:=-mq*cpq*(Tcond3[n]-Tcond3[n-1])
qf[n]:=mf[n]*cpf*(Tasc3[n]-Tai)
mar3:=mf[n]^(n-1)
call DPLIQUIDO(G,Tcond,Dht,da,pit,ntubos : dpl_n)
dpl[n]=dpl_n
Pcond3[n]=Pcond3[n-1]-dpl_n
Pcond3_n=Pcond3[n-1]

```

```

Tsat3[n]=T_sat(R1234yf,P=Pcond3[n])

END
if(Acond3>0) Then
if(m*da<Acond3) Then
    Goto 40
Else
    Tscond3=Tcond3n
    Pscond3=Pcond3_n
    Qcs=mq*cpq*(Tscond2-Tscond3)
    dpl=Pscond2-Pscond3

Endif
Else
    Tscond3=Tscond2
    Pscond3=Pscond2
    Qcs=0
    dpl=0
Endif
END

{#####
*****CONDENSADOR*****
#####}

PROCEDURE CONDENSADOR
(Tai,Pai,Va,Tcond,Tecond,vazao:hrc1_n,hrc2_n,hrc3_n,U1c_n,U2c_n,U3c_n,Lenf,Lcond,Lsre,Qce,Qc
o,Qcs,dpv,dpbi,dpl,Tscond,Pscond,Qcond )

Pcond=PRESSURE(R1234yf, T=Tcond, x=0)

kAl=202 { [W/mK] Coeficiente de condutividade térmica do alumínio}
rhoAl=2702 { [kg/m^3] Massa específica do alumínio}
grav=9.81 { [m/s^2]}

{#####
{!Informação geométrica do condensador}
#####}

tweb=0.00025 {[m] Espessura da parede do tubo}
twall= 0.00025 {[m] Espessura da parede entre os microcanais}
Hfin= 0.0086 { [m] Altura da aleta do condensador}
tfin= 0.000127 {[m] Espessura da aleta}
pfin= 720 {aletas/m Distribuição das aletas ao longo do comprimento}
Dh= 0.001 { [m] Diâmetro hidráulico do microcanal}
O= 16 {[canais/tubo] Número de microcanais no tubo}
L=0.568 { [m] Comprimento do condensador}
Ntubos= 7
Npasos= 5

{#####
{Cálculo dos parâmetros geométricos do condensador}
#####}

hext= Dh+2*twall
hint= Dh

```

$$wc = 2*t_{wall} + (O-1)*t_{web}+O*D_h$$

$$wi=wc-2*t_{wall}$$

{Perímetro exterior do tubo}

$$pet= 2*(wc-h_{ext})+\pi*h_{ext}$$

{Perímetro interior do tubo}

$$pit=2*(wi-h_{int})+\pi*h_{int}+2*h_{int}(O-1)$$

{Área transversal interior e exterior do tubo}

$$Aci= h_{int}*(wi-h_{int})+(\pi/4)*h_{int}^2-t_{web}*h_{int}(O-1)$$

$$Aet=h_{ext}*(wc-h_{ext})+(\pi/4)*h_{ext}^2$$

{Área frontal do condensador}

$$H_c=N_{tubos}*N_{pasos}*(h_{ext}+H_{fin})-H_{fin}$$

$$Ar_{fr}=L*H_c$$

{Superfície interior de cada tubo}

$$Att= pit*L$$

{Superfície exterior de cada tubo}

$$Ap=pet*L$$

{Superfície interior de troca dos tubos por passo}

$$Ai=Att*N_{tubos}*N_{pasos}$$

{Superfície exterior de troca dos tubos por passo}

$$Apt=Ap*N_{tubos}*N_{pasos}$$

{Número de aletas por linha}

$$Na=p_{fin}*L$$

{Superficie total das aletas}

$$Aff=2*H_{fin}*wc*Na*(N_{tubos}*N_{pasos}-1)$$

{Superfício de troca de calor no lado do ar}

$$A_0=Apt+Aff$$

{Comprimento entre eixos de tubos}

$$Car=(H_c-(N_{tubos}*N_{pasos}*h_{ext}*0.5))/(N_{tubos}*N_{pasos}-1)$$

{Área livre de passo mínimo no lado do ar}

$$A_{ca}=L*H_c-L*h_{ext}*N_{pasos}*N_{tubos}-h_{fin}*t_{fin}*Na*(N_{pasos}*N_{tubos}-1)$$

{Diametro Hidráulico para o fluxo de refrigerante}

$$D_{ht}=4*Aci/Pit$$

{Diametro hidráulico para o fluxo de ar}

$$D_{he}=4*A_{ca}*wc/A_0$$

{Parametros geométricos}

$$\alpha_{pa}=Ap/Att$$

$$\lambda_{ma}=Aff/Ai$$

{#####}

{Calculo das propriedades do refrigerante}

{#####}

$$m_{vc}=\text{VISCOSEITY}(R1234yf,T=T_{cond},P=P_{cond}-0.001)$$

```

cpvc=SPECHEAT(R1234yf,T= Tcond,P=Pcond-0.001)
kvc=CONDUCTIVITY(R1234yf,T= Tcond,P=Pcond-0.001)
rovc=1/VOLUME(R1234yf,T=Tcond,x=1)
milc=VISCOSITY(R1234yf,T=Tcond,P=Pcond+0.001)
cplc=SPECHEAT(R1234yf,T= Tcond,P=Pcond+0.001)
klc=CONDUCTIVITY(R1234yf,T= Tcond,P=Pcond+0.001)
rolc=1/VOLUME(R1234yf,t=Tcond,x=0)

{#####
{Calculo dos coeficientes de transferência de calor}
{#####

{No lado do ar}

CALL PROPSAR(Tai,Pai : rhoar,miar,cpar,kar)

mar=rhoar*Va*Aca
Prar=miar*(cpar*1000)/kar
Rear=rhoar*Va*Dhe/miar
jar=0.91*Rear^(-0.5)
Nuar=jar*Rear*Prar^(1/3)
harc=Nuar*kar/Dhe

{calculo da eficiência das aletas}
mm1=sqrt(2*harc/(Kal*tfin))
xi1=tanh(mm1*Hfin/2)/(mm1*Hfin/2)

{#####
{Calculo do fluxo de calor no condensador}
{#####
"Velocidade mássica nos microcanais"
G=(vazao/ntubos)/Aci

"Zona de resfriamento"
CALL
Qcre(Pcond,G,Dht,pit,ntubos,Aci,mar,cpar,harc,alpa,lamda,xi1,Tecond,Tai,Tcond,vazao,Ai:Tscond1,P
scond1,Acond1,Qce,mar1,dpv,U1c_n,hrc1_n)
Lenf=Acond1/(Pit*Ntubos)

"Zona de condensação"
CALL Qcsat(Att,harc,alpa,lamda,xi1,L,pit,G,Tcond,Pcond,vazao,ntubos,Dht,Aci,A0,O,
mar,cpar,mar1,Tscond1,Pscond1,Tai,Pai,Acond1,Ai:Tscond2,Pscond2,Acond2,Qco,mar2,hrc2_n,U2c
_n,dpbi)
Lcond=Acond2/(Ntubos*pit)

"Zona de subresfriamento"
CALL
Qcsre(Tscond2,Acond1,Acond2,Pscond2,G,Dht,pit,ntubos,Aci,mar,cpar,harc,alpa,lamda,xi1,Tai,Tcon
d,vazao,Ai:Tscond3,Pscond3,Acond3,Qcs,mar3,dpl,U3c_n,hrc3_n)
Lsre=L*Npasos-Lcond-Lenf
Tscond=Tscond3
Pscond=Pscond3

"Calculo do calor trocado total"
Qcond=Qcs+Qco+Qce
END

```

```

{#####
#####
#####
#####
#####
#####}
{***** MODELO DA
VÁLVULA *****}
{#####
#####
#####
#####
#####}

PROCEDURE VALVEXPA(Tscond,Tevap,Tcond,dtsa,Pscond:mrcal,mr,fmr)
Pcond=P_sat(R1234yf,T=Tcond)
Pevap=PRESSURE(R1234yf,T=Tevap,x=1)
rol=1/VOLUME(R1234yf,T=Tscond,x=0)
dp=(Pscond-Pevap)
kcal=(5.6369e-5+1.3575e-7*tevap)*1.6
mrcal=kcal*sqrt(rol*dp)

{***cálculo da válvula con fechamento parcial***}

Ta=0
dtsi=2
dtsm=16
Pm=PRESSURE(R1234yf,T=Tevap+dtsa,x=1)-PRESSURE(R1234yf,T=Tevap,x=1)
Pmmin=PRESSURE(R1234yf,T=dtsi+Ta,x=1)-PRESSURE(R1234yf,T=Ta,x=1)
Pmmax=PRESSURE(R1234yf,T=dtsm+Ta,x=1)-PRESSURE(R1234yf,T=Ta,x=1)
fmr=(Pm-Pmmin)/(Pmmax-Pmmin)
mr=mrcal*fmr

END

{#####
#####
#####
#####
#####}
{***** MODELO DO EVAPORADOR *****}
{#####}

PROCEDURE CCEVAPO(Cear2,Cere2,Aevap2,Uevap2:Cmin2,Cmax2,Nutevap2,CCRRe2,epse2)
If (Cear2<Cere2) then
  Cmin2=Cear2
  Cmax2=Cere2
  Nutevap2=Uevap2*Aevap2/(Cmin2*1000)
  CCRRe2=Cmin2/Cmax2
  epse2=1-exp(-(1-exp(-Nutevap2*CCRRe2))/CCRRe2)
Else
  Cmin2=Cere2
  Cmax2=Cear2
  Nutevap2=Uevap2*Aevap2/(Cmin2*1000)
  CCRRe2=Cmin2/Cmax2
  epse2=(1/CCRRe2)*(1-exp(-CCRRe2*(1-exp(-nutevap2))))
Endif
End

{#####
#####
#####
#####
#####}
{Propriedades do ar}
{#####}

PROCEDURE PROPSAR (Tai,Pai:rhoar,miar,cpar,kar)
rhoar=1/VOLUME(Air,T=Tai,P=Pai)
miar=VISCOSEITY(Air,T=Tai)
cpar=SPECHEAT(Air,T=Tai)
kar=CONDUCTIVITY(Air,T=Tai)
End

```

```

#####
{Queda de pressão da zona de evaporação do refrigerante JUNG & RADEMACHER}
#####

PROCEDURE DPBIFA (Tsat,G,D,L:dpev)
Psat=PRESSURE(R1234yf,T=Tsat,x=1)
Pcrit=P_crit(R1234yf)
Pred=Psat/Pcrit
Kk=0
filosum=0
50:
x=kk/10
filo2=30.79*x^1.323*(1-x)^0.477*Pred^(-0.7232)
filosum=filosum+filo2
If (Kk<10) Then
  Kk=Kk+1
  Goto 50
Else
  filo2m=filosum/kk

Endif
mil=VISCOSITY(R1234yf,T=Tsat,P=Psat+0.001)
rol=1/VOLUME(R1234yf,T=Tsat,x=0)
Rel=G*D/mil

If (Rel<2300) Then
  cf=16/Rel
Else
  cf=0.046*Rel^(-0.2)
Endif

dp=(2*cf*G^2*L*filo2m)/(D*rol)

#####
{aumento de pressão por aceleração. considerando um padrão de escoamento homogêneo}
#####

rov=1/VOLUME(R1234yf,T=Tsat,x=1)
miv=VISCOSITY(R1234yf, T=Tsat,P=Psat-0.001)
xtte2=0.021*(rov/rol)*(mil/miv)^0.25
xtts2=46.765*(rov/rol)*(mil/miv)^0.25
alpae=1/(1+xtte2^(1/2.375))
alpas=1/(1+xtts2^(1/2.375))
dpac=G^2*((0.1^2/(rov*alpas)+0.9^2/(rol*(1-alpas))) - (0.9^2/(rov*alpae)+0.1^2/(rol*(1-alpae))))*L
dpev=(dpac+dp)/1000
End

#####
{Queda de Pressão da fase vapor do refrigerante no evaporador}
#####

PROCEDURE DPMONO(Tsat,G,D,L:dpm)
Psat=PRESSURE(R1234yf,T=Tsat,x=1)
ro=1/VOLUME(R1234yf,T=Tsat,x=1)
mi=VISCOSITY(R1234yf,T=Tsat,P=Psat-0.001)
Re=G*D/mi
If (RE<2300) Then

```

```

    cfm=16/Re
Else
    cfm=0.079*Re^(-0.25)
Endif
    dpm=(2*cfm*G^2*L)/(D*ro*1000)
END

{#####
{Procedimento de cálculo do Evaporador}
{#####

PROCEDURE EVAPORADOR (h4,vazao,Tevap,tea,marev,umed :
hrev1,Levap1,Levap2,Uevap1,Uevap2,Tasevap2,dpev,dpm,Qevap,tsevap2,tevap2,jae)

{GEOMETRIA DO EVAPORADOR}

bi=0.008{Diametro interno do tubo[m]}
be=0.010{Diametro externo do tubo[m]}
n1=624{No. de aletas/m}
delta=0.0002 {espessura da aleta [m]}
lc=0.263{Comprimento to evaporador[m]}
hc=0.228{Altura do evaporador[m]}
pc=0.080{Profundide do evaporador [m]}
nt=12 {Numero de tubos}
nf=4 {Numero de linhas}
car=0.0254 {Distancia emtre eixos dos tubos [m]}
k=202.4 {Condutividade das aletas [w/m K]}

{No. de Colunas do evaporador}
nc=5

{Perimetro interno e externo do tubo}
pit=pi*bi
pet=pi*be

{Area transversal interior e exterior do tubo}
aci=(pi/4)*bi^2
aet=(pi/4)*be^2

{Area frontal por linha}
arfr=lc*hc/nf

{Comprimento de troca em cada tubo}
le=lc

{Superficie interior de cada tubo}
att=pit*le

{Superficia das aletas por linha}
aff=(2*n1*lc/nf)*(pc*hc-nf*nt*aet)

{Superficie exterior de troca de um tubo}
ap=pet*le*(1-delta*n1)

{superficie interior de troca por linha}
ai=att*nt

{A superficie de troca externa por linha total e a superficie das aletas}

```

{de uma linha mais a superficie exterior de troca dos tubos da fila}
 $ao = ap * nt + aff$

{Area exterior livre de passo minimo por linha}
 $ace = (lc - delta * n1 * lc) * (hc / nf - 5 * be)$

{diametro hidraulico do conduto}
 $dht = 4 * aci / pit$

{Diametro hidraulico para o ar numa linha}
 $dhe = 4 * ace * pc / ao$

{calculo de alpa}
 $alpa = ap / att$

{calculo de lambda}
 $lambda = aff / ai$

{DADOS NECESSARIOS PARA O TESTE DO MODELO}

$maf = marev / nf$ {vazao de ar que atravessa o evaporador por linha [kg/s]}

$patm = 101.3$ {Pressao atmosferica}

$graved = 9.81$ {aceleracao da gravidade}

$tensao = 12.58 * 0.001$ {tensao superficial assumida N/m}

{CALCULO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR}

{No lado do Ar úmido}

$Pevap = PRESSURE(R1234yf, x=0, T=Tevap)$

$wea = HUMRAT(AirH2O, T=Tea, P=patm, R=umed)$ {umidade absoluta do ar [kg vapor/kg ar seco]}

$miae = VISCOSEITY(AirH2O, T=Tea, P=patm, w=wea)$ {viscociidade do ar umido [kg/m s]}

$reae = (maf / ace) * dhe / miae$ {numero de reynolds do ar}

$cпае = SPECHEAT(AirH2O, T=Tea, P=patm, w=wea)$ {capacidade calorifica [kj/kg K]}

$kae = CONDUCTIVITY(AirH2O, T=Tea, P=patm, w=wea)$ {condutividade [W/m K]}

$prae = miae * cпае * 1000 / kae$ {Numero de prant do ar úmido}

$jae = 0.0104 * (reae / 1000) ^ 0.39$ {Coeficiente de Colburn}

$stanae = jae / (prae ^ (2/3))$ {Numero de Stanton do ar no evap}

$hase = stanae * cпае * maf / ace$ {cef. de transf. de calor do ar seco [kW/ m² K]}

$hwg = ENTHALPY(Water, T=tea, x=1)$

$hwf = ENTHALPY(Water, T=tea, x=0)$

$hwfg = hwg - hwf$ {entalpia de vaporizacao da agua a Temp. de entrada do ar}

$tdwae = DEWPOINT(AirH2O, T=tea, P=patm, w=wea)$ {temperatura de orvalho do ar}

$weas = HUMRAT(AirH2O, T=tdwae, P=patm, R=umed)$ { umidade absoluta a T de orvalho do ar}

$factorh = 1 + (hwfg / cпае) * (wea - weas) / (tea - tdwae)$ {fator que multiplica o coef. de transf. seco}

$hahe = hase * factorh * 1000$ {coeficiente de transferencia de calor úmido no lado do ar [w/m² K]}

{No lado do refrigerante}

$mirle = VISCOSEITY(R1234yf, T=tevap, P=pevap + 0.001)$

$cprle = SPECHEAT(R1234yf, T=tevap, P=pevap + 0.001)$

$krle = CONDUCTIVITY(R1234yf, T=tevap, P=pevap + 0.001)$

$mirve = VISCOSEITY(R1234yf, T=tevap, P=pevap - 0.001)$

$cprve = SPECHEAT(R1234yf, T=tevap, P=pevap - 0.001)$

$rorle = 1 / (VOLUME(R1234yf, T=tevap, x=0))$

$krve = CONDUCTIVITY(R1234yf, T=tevap, P=pevap - 0.001)$

$rorve = 1 / (VOLUME(R1234yf, T=tevap, x=1))$

$h1 = ENTHALPY(R1234yf, T=tevap, x=1)$

$h5 = ENTHALPY(R1234yf, T=tevap, x=0)$

{Zona de evaporação}

$xx = (h4 - h5) / (h1 - h5)$

```

prlle=mirle*1000*cprle/krle
umix=(vazao/(nf*aci*rorle))*(1+xx*((rorle/rorve)-1))
laplace=sqrt(tensao/(graved*(rorle-rorve)))
rerev=umix*laplace/(mirle/rorle) {numero de Reynolds de la Mixtura}
hrev1=0.087*(rerev^0.6)*(prlle^0.1667)*(rorve/rorle)^0.2*(krve/krle)^0.09*(krle/laplace) {w/m2 K}
{Zona de superaquecimento}
Rev2=(vazao*dht)/(nf*Aci*mirve)
Prve2=mirve*cprve*1000/krve
Nuev2=0.023*Rev2^0.8*Prve2^0.4
hrev2=Nuev2*krve/Dht
{calculo da eficiencia da aleta}
rr=car/be
bes=0.525*car
lf=(bes-be)/2
hh=lf+(delta*0.5)
mm=sqrt(2*hahe/(k*delta))
fiefi=mm*hh*rr^(exp(0.13*mm*hh-1.3863))
efialeta=(tanh(fiefi))/fiefi
{calculo do coeficiente global de trova de calor do evaporador}
{Zona de evaporação}
uevap1=1/((1/hrev1)+(1/(hahe*(alpa+efialeta*lambda)))) {w/m2 K}
{Calculo do calor absorvido pelo evaporador}
Qevap1=(vazao/nf)*(1-xx)*(h1-h5)
Aevap1=Qevap1*1000/(uevap1*(Tea-Tevap))
Levap1=Aevap1/(pi*bi)
nutevap1=uevap1*Aevap1/(cpae*1000*maf)
epsevap1=1-exp(-nutevap1)
Tasevap1=Tea-epsevap1*(Tea-Tevap)
Ge=vazao/(nf*Aci)
CALL DPBIFA (Tevap,Ge,bi,Levap1:dpev)
{Zona de superaquecimento}
Call PROPSAR (Tasevap1,Patm:rhoar2,miar2,cpar2,kar2)
Levap2=nt*Le-Levap1
uevap2=1/((1/hrev2)+(1/(hahe*(alpa+efialeta*lambda)))) {w/m2 K}
Aevap2=Levap2*pi*bi
maf2=maf
Cear2=cpar2*maf2
Cere2=cprve*(vazao/nf)
CALL CCEVAPO (Cear2,Cere2,Aevap2,Uevap2:Cmin2,Cmax2,Nutevap2,CCRRe2,epse2)
Tevap2=TEMPERATURE (R1234yf,P=Pevap-dpev,x=1)
Tsevap2=Tevap2-epse2*Cmin2*(Tevap2-Tasevap1)/Cere2
CALL DPMONO (Tevap2,Ge,bi,Levap2:dpm)
Psevap2=Pevap-dpev-dpm
Qevap2=Cere2*(Tsevap2-Tevap2)
Tasevap2=Tasevap1-Qevap2/Cear2
{Capacidade total do evaporador}
Qevap=nf*(Qevap1+Qevap2)
END

```

```

#####
#####}
{***SUBPROGRAMA DE TROCA DE CALOR NAS LINHAS*****}
#####
#####}

```

PROCEDURE QLINHAS (d,L,tavg,Pavg,vazao,n,kk:tsduto,qduto,Umduto,hiduto,hcev)

{Calculo do coeficiente de transferencia de calor no lado do ar}

```

Tsup=Tavg+(-1)^(kk)*1
wind=3.6
C=11.58
k=CONDUCTIVITY(R1234yf,T=Tavg,P=Pavg)
cp= SPECHEAT(R1234yf,T=Tavg,P=Pavg)*1000
mi=VISCOSITY(R1234yf,T=Tavg,P=Pavg)
pr=mi*cp/k
hcev=C*(1/d)^0.2*(1/(tavg+17.8))^0.181*(abs(Tavg-Tsup))^0.266*(1+0.7935*wind)^0.5

{calculo do coeficiente de transferência de calor interno}
Reduto=4*vazao/(pi*d*0.001*mi)
Nuduto=0.023*Reduto^(4/5)* Pr^n
hiduto=Nuduto*k/(D*0.001)

{calculo do coeficiente global}
Umduto=1/(1/hiduto+1/hcev)
dtin=tsup-tavg
dtout=dtin*exp(-pi*d*0.001*L*Umduto/(vazao*cp))
Tsduto=Tavg+dtout
qduto=Umduto*pi*0.001*L*(dtout-dtin)/ln(dtout/dtin)
End

{#####
*****SUBPROGRAMA PRINCIPAL *****
#####
PROCEDURE SISTEMA (Tai, Pai, Va, rpm, tea, marev, umed: dtsa, Tcond, Tevap, vazao, tecond,
U1c_n, U2c_n, U3c_n, Lenf, Lcond, Lsre, Qcond, Tscond, mrcal, mr, h4, hrev1, Levap1, Levap2,
Uevap1, Uevap2,dpv,dpbi,dpl,Tasevap2, dpev, dpm, Qevap, tsevap2, tevap2, supa, factor, jae)
Tcond=50
Tevap=
dtsa=4.9 {Superaquecimento na entrada ao compressor [C]}
factor=0.39

80:
CALL COMPRESSOR (Tcond,Tevap,dtsa,rpm,factor:despis,vazao,Tscomp,h2,h1,rendvol,Pcond)
CALL QLINHAS(12.5,1.5,Tscomp,Pcond,vazao,0.3,1:Tecond,qcduto,Umduto,hiduto,hcev)
CALL
CONDENSADOR(Tai,Pai,Va,Tcond,Tecond,vazao:hrc1_n,hrc2_n,hrc3_n,U1c_n,U2c_n,U3c_n,Lenf,L
cond,Lsre,Qce,Qco,Qcs,dpv,dpbi,dpl,Tscond,Pscond,Qcond )

If (Lsre<0) Then
  Tcond=Tcond+0.2
  GoTo 80
Endif

CALL VALVEXPA (Tscond,Tevap,Tcond,dtsa,Pscond : mrcal,mr,fmr)

fvaz=abs((vazao-mr)/vazao)
If (fvaz>0.01) Then
  If (vazao>mr) Then
    dtsa=dtsa+0.0025
    GoTo 80
  Else
    dtsa=dtsa-0.0025
    GoTo 80
  Endif
Endif

```

```

h4=ENTHALPY (R1234yf,T=Tscond,x=0)

CALL EVAPORADOR (h4,vazao,Tevap,tea,marev,umed :
hrev1,Levap1,Levap2,Uevap1,Uevap2,Tasevap2,dpev,dpm,Qevap,tsevap2,tevap2,jae)

Pevap2=PRESSURE(R1234yf,T=Tsevap2,x=1)

CALL QLINHAS(19,0.5,Tsevap2,Pevap2-0.001,vazao,0.4,2 : Tecomp,qeduto,Umduto,hiduto,hcev)
supa=tecomp-tevap
fsupa=abs (dtsa-supu)

If (fsupa>0.05) Then
  If (dtsa>supa) Then
    factor=factor-0.002
    GoTo 80
  Else
    factor=factor+0.002
    GoTo 80
  Endif
Endif
END

{#####
*****PROGRAMA PRINCIPAL*****
#####}

Tai=35 {temperatura de entrada do ar no condensador [C]}
Pai=101.3 {Pressão de entrada do ar no condensador [C]}
{Va=8 }{Velocidade do ar na entrada ao condensador [m/s]}
marev=0.139 {Vazão de ar que atravessa o evaporador [kg/s]}
{tea=20} {Temperatura de entrada do ar no evaporador [C]}
umed=0.6 {Humidade relativa do ar [%/100]}
{rpm=3000} {Número de revoluções do compressor [rev/min]}
CALL SISTEMA (Tai, Pai, Va, rpm, tea, marev, umed: dtsa, Tcond, Tevap, vazao, tecond, U1c_n,
U2c_n, U3c_n, Lenf, Lcond, Lsre, Qcond, Tscond, mrcal, mr, h4, hrev1, Levap1, Levap2, Uevap1,
Uevap2,dpv,dpbi,dpl,Tasevap2, dpev, dpm, Qevap, tsevap2, tevap2, supa, factor, jae)

dpevap=dpev+dpm
Pevap=PRESSURE(R1234yf, T=Tevap, x=1)
Pcond=PRESSURE (R1234yf,T=Tcond,x=0)
hentcomp=ENTHALPY(R1234yf,T=(Tsevap2), x=1)
hsaicomp=ENTHALPY (R1234yf, T=Tecond, P=Pcond)
cop=(hentcomp-h4)/(hsaicomp-hentcomp)
Pcomp=vazao*(hsaicomp-hentcomp)

```