

ROBERTO DE AGUIAR PEIXOTO

Eng^o Naval, Escola Politécnica da USP, 1977

**MODELAGEM PARA A OTIMIZAÇÃO DE APLICAÇÕES
INDUSTRIAIS DE BOMBAS DE CALOR**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo, para obtenção
do título de "Mestre em Engenharia"

**Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Brinati
Livre Docente do Departamento de
Engenharia Naval da EPUSP**

SÃO PAULO - 1986

A Viviane

AGRADECIMENTOS

Ao Marco Antonio Brinati, pela orientação fornecida ao longo de todo trabalho e pela dedicação mostrada na elaboração desta dissertação.

Aos companheiros e amigos do Agrupamento de Engenharia Térmica do IPT: Silvio de Oliveira Junior, de quem recebi apoio constante e com quem tenho tido o prazer de atuar conjuntamente em projetos na área de bombas de calor; Chern C. Chim (o "mago da informática") pela valiosa ajuda prestada na consecução das tarefas computacionais e Ronaldo J. Sant'Anna pelas informações fornecidas sobre os processos têxteis.

A Maria Cristina de Campos e Maria Conceição P.Santos pela solicitude demonstrada e pela competência na execução dos serviços de datilografia e edição e Ivan Vieira Santos pela elaboração dos desenhos.

Aos demais amigos e companheiros do IPT que colaboraram para a realização deste trabalho.

R E S U M O

Este trabalho apresenta um modelo para a análise de viabilidade de técnico-econômica e a otimização da configuração operacional de bombas de calor convencionais utilizadas para aquecimento de água em processos industriais.

O modelo é constituído por dois componentes: o submodelo de desempenho e dimensionamento e o de custos. Através do primeiro, elaborado a partir da simulação do ciclo ideal de compressão de vapor, do desvio do ciclo real e do equacionamento termodinâmico e de transferência de calor, são determinados os parâmetros operacionais e de desempenho do sistema e as características dimensionais de seus principais componentes.

Com o segundo submodelo são estimados os custos de aquisição dos principais componentes da bomba de calor, através de regressões em termos dos parâmetros dimensionais, e é calculada a economia obtida pela redução líquida no consumo de energia atualmente utilizada para aquecimento da água.

Para avaliação da viabilidade econômica e seleção da configuração operacional da bomba de calor, adota-se como figura de mérito básica o valor presente líquido e, alternativamente, o tempo de retorno. A seleção é feita através de otimizações cíclicas nas direções dos eixos coordenados, utilizando nestas buscas lineares o algoritmo de ajuste quadrático por 3 pontos ou o de Fibonacci.

O modelo é aplicado a dois processos industriais, ficando evidenciada sua utilidade para a avaliação da viabilidade técnico-econômica do emprego de bombas de calor, a otimização da configuração operacional e a análise de sensibilidade da solução ótima com relação aos principais parâmetros do processo.

A B S T R A C T

This study presents a model for the technical and economic feasibility analysis, and the operational optimization of conventional heat pumps used for water heating in industrial processes.

The model is made up by two sub-models. The first one built up from the simulation of Rankine reverse cycle, the real cycle deviations, and the thermodynamics and heat transfer equations, enables the calculation of the system operational and performance parameters, and the estimation of the size characteristics of its main components.

With the second submodel, the acquisition costs of the heat pump components are calculated by means of regression functions of its size parameters, and the economy obtained from the net reduction in energy consumption for water heating is estimated.

For evaluating the economic feasibility and selecting the operation pattern of the heat pump, one assumes the net present value as the basic investment criteria, and alternatively the discounted payback is used. The selection is done by means of cyclic coordinate optimizations, using the three point quadratic fitting or the Fibonacci algorithm for line search.

The model is applied to two industrial processes making evident its usefulness for the evaluation of technical and economic feasibility of the use of heat pumps, the optimization of its operational pattern, and the sensitivity analysis of the optimal solution with respect to the principal process parameters.

I N D I C E

	pag.
NOTAÇÃO E NOMENCLATURA	i
LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABELAS	xii
1. INTRODUÇÃO	1
2. BOMBAS DE CALOR	4
2.1 Considerações Gerais	4
2.1.1 Breve histórico do desenvolvimento das bombas de calor	5
2.1.2 Conceitos e definições	8
2.1.3 Medidas de eficiência	10
2.1.3.1 Coeficiente de performance (COP) ...	10
2.1.3.2 Rendimento exergetico (η_{ex})	11
2.1.4 Pesquisa e desenvolvimento	11
2.2 Ciclos termodinâmicos e princípios de operação	12
2.2.1 Ciclo de compressão de vapor	12
2.2.1.1 O ciclo ideal de Carnot	12
2.2.1.2 Modificações no ciclo ideal de Carnot	15
2.2.1.3 Bomba de calor operando conforme um ciclo de compressão de vapor	17
2.2.2 Ciclos de absorção	22
2.2.3 Ciclo de compressão e expansão de gás	26
2.2.4 Outros ciclos e princípios de operação	28

	pag.
2.3 Bomba de calor a compressão de vapor.....	31
2.3.1 Trocadores de calor - condensadores e evaporadores.....	32
2.3.2 Compressores.....	35
2.3.3 Dispositivos de expansão.....	44
2.3.4 Refrigerantes.....	45
3. MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE BOMBAS DE CALOR.....	55
3.1 Considerações preliminares.....	55
3.2 Experiências desenvolvidas.....	57
4. MODELO DESENVOLVIDO.....	61
4.1 Introdução.....	61
4.2 Submodelo de desempenho e dimensionamento da bomba de calor.....	63
4.2.1 Desempenho e parâmetros operacionais de uma bomba de calor.....	65
4.2.2 Dimensionamento dos principais componentes: condensador, evaporador e compressor.....	74
4.3 Submodelo de custo.....	81
4.3.1 Determinação do custo do condensador (C_{CD}) e do evaporador (C_{EV}).....	83
4.3.2 Determinação do custo do compressor (C_{CP}).....	84
4.3.3 Determinação do custo da bomba de calor (CBC)....	84
4.4 Cálculo das economias obtidas (EBA e ELA).....	85
4.4.1 Cálculo da economia bruta anual (EBA).....	85
4.4.2 Cálculo da economia líquida anual (ELA).....	87
4.5 Figuras de mérito econômicas.....	88

	pag.
4.6 Programa computacional desenvolvido e método de otimização utilizado	90
4.6.1 Método de otimização	93
4.6.2 Método de busca de Fibonacci	94
4.6.3 Método de Newton com ajuste quadrático	98
5. APLICAÇÕES DO MODELO EM PROCESSOS INDUSTRIAIS	102
5.1 Setor têxtil	102
5.1.1 Considerações sobre o consumo de energia no beneficiamento por via úmida	103
5.1.2 Complementação do modelo com a inclusão de um trocador de calor	105
5.1.3 Alternativa 1	109
5.1.3.1 Resultados obtidos	111
5.1.3.2 Análise dos resultados	118
5.1.4 Alternativa 2	120
5.1.4.1 Resultados obtidos	121
5.1.4.2 Análise dos resultados	124
5.2 Setor de alimentos	126
5.2.1 Utilização de bomba de calor em processo de lavagem de frigorífico	127
5.2.2 Resultados obtidos	129
5.2.3 Análise dos resultados	137
6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	140
6.1 Conclusões	140
6.2 Recomendações	142

	pag.
7. BIBLIOGRAFIA	145
7.1 Bibliografía referenciada	145
7.2 Bibliografía complementar consultada	149
APÉNDICE A	152
APÉNDICE B	186
APÉNDICE C	194

NOTAÇÃO E NOMENCLATURA

- a, A = constante de equações do Apêndice A
 A_{cd} = área de troca de calor do condensador (m^2)
 A_{ev} = área de troca de calor do evaporador (m^2)
 ATC = área de troca de calor do trocador de calor a placas (m^2)
 b, B = constante de equações do Apêndice A
 c, C = constante de equações do Apêndice A
 C_p = calor específico (J/kgK)
 d, D = constante de equações do Apêndice A
 e, E = constante de equações do Apêndice A
 E = energia fornecida (J)
 E_x = exergia (J)
 F_n = número de Fibonacci
 $f(x)$ = função a ser otimizada
 $f'(x)$ = primeira derivada de $f(x)$
 h = entalpia específica (J/kg)
 h_{lv} = entalpia de vaporização (J/kg)
 I = intervalo de incerteza no processo de otimização
 I = investimento inicial (US\$)
 i = taxa anual de juros (%)
 k = relação entre o custo total da bomba de calor e o custo dos seus principais componentes.
 k = constante de equações do Apêndice A

\dot{m} = vazão mássica (kg/s)

\dot{m}_o = vazão mássica do fluido que escoa pelo evaporador (kg/s)

\dot{m}_{ref} = vazão mássica do fluido refrigerante (kg/s)

\dot{m}_u = vazão mássica do fluido que escoa pelo condensador (kg/s)

n = vida útil do equipamento (ano)

p = pressão (Pa)

$q(x)$ = função quadrática

\dot{Q} = taxa de troca de calor (W)

\dot{Q}_{CD} = taxa de troca de calor no condensador (W)

\dot{Q}_{EV} = taxa de troca de calor no evaporador (W)

QTC = taxa de troca de calor no trocador de calor a placas (W)

Q_f = energia recuperada (J)

Q_u = energia útil (J)

r = taxa de imposto de renda (%)

s = entropia específica (J/kg K)

T = temperatura (K)

T_e = temperatura ambiente (K)

T_c = temperatura crítica (K)

T_{cd} = temperatura de condensação (K)

T_{ec} = temperatura de entrada no condensador (K)

- T_{ef} = temperatura de entrada de água no trocador de calor a placas (K)
- T_{ee} = temperatura de entrada no evaporador (K)
- T_{eq} = temperatura de entrada do líquido efluente no trocador de calor a placas (K)
- T_{ev} = temperatura de evaporação (K)
- T_f = temperatura da fonte fria (K)
- T_p = temperatura de processo (K)
- T_s = temperatura da região que fornece energia à bomba de calor tri-térmica (K)
- T_{sc} = temperatura de saída do condensador (K)
- T_{se} = temperatura de saída do evaporador (K)
- T_{sf} = temperatura da água na saída do trocador de calor a placas (K)
- T_{sq} = temperatura do líquido efluente na saída do trocador de calor a placas (K)
- T_u = temperatura do utilizador de energia (K)
- U_{cd} = coeficiente global de transferência de calor no condensador ($w/m^2 K$)
- U_{ev} = coeficiente global de transferência de calor no evaporador ($w/m^2 K$)
- U_{TC} = coeficiente global de transferência de calor no trocador de calor a placas ($w/m^2 K$)
- W = trabalho (J)

\dot{W}_{bc} = potência efetivamente fornecida ao refrigerante (W)

\dot{W}_{cp} = potência consumida pelo compressor (W)

\dot{W}_e = potência consumida pelo motor do compressor (W)

\dot{W}_i = potência fornecida ao refrigerante na compressão isoentrópica (W)

x = variável independente a ser otimizada

X = constante de equações do Apêndice A

Y = constante de equações do Apêndice A

LETRAS GREGAS

η_E = rendimento do motor elétrico

η_{ex} = rendimento exergetico

η_i = rendimento do ciclo de compressão ideal

η_{ise} = rendimento isoentrópico do compressor

η_M = rendimento mecânico do compressor

η_v = eficiência volumétrica do compressor

ΔT_m = diferença logarítmica de temperatura

\prod = "produtório"

Σ = somatória

ABREVIATURAS

- BC = bomba de calor
- C_{BC} = custo da bomba de calor (US\$)
- C_{CD} = custo do condensador (US\$)
- C_{CP} = custo do compressor (US\$)
- C_{ee} = custo de energia elétrica (US\$/kw)
- C_{EV} = custo do evaporador (US\$)
- C_{vapor} = custo do vapor (US\$/kg)
- CCTC = custo do trocador de calor a placas (US\$)
- CO_A = custo operacional antes da implantação da bomba de calor (US\$)
- CO_D = custo operacional depois da implantação da bomba de calor (US\$)
- COP = coeficiente de performance
- COP_C = coeficiente de performance do ciclo de Carnot
- DT_{cd} = diferença mínima de temperaturas no condensador (k)
- DT_{ev} = diferença mínima de temperaturas no evaporador (k)
- EBA = economia bruta anual (US\$/ano)
- ELA = economia líquida anual (US\$/ano)
- GCHP = bomba de calor "acoplada" ao solo
- R = refrigerante

TR = tempo de retorno do investimento (ano)

VPL = valor presente líquido (US\$)

VS = vazão volumétrica na sucção do compressor, ciclo real (m³/s)

VS_i = vazão volumétrica na sucção do compressor, ciclo ideal (m³/s)

LISTA DE FIGURAS

FIGURA	TÍTULO	PAG.
2.1	Evolução da potência térmica instalada das bombas de calor para Suíça, Alemanha Federal e Austria	8
2.2	Fluxos de energia em uma bomba de calor	9
2.3	Esquema e diagrama temperatura-entropia do motor térmico de Carnot	13
2.4	Esquema e diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração de Carnot	14
2.5	Ciclo de refrigeração de Carnot com mudanças de fase..	15
2.6	Ciclo de refrigeração de Carnot utilizando compressão seca	16
2.7	Diagrama temperatura-entropia do ciclo ideal de compressão de vapor	17
2.8	Esquema de uma bomba de calor a compressão	18
2.9	Diagrama pressão-entalpia do ciclo ideal de compressão de vapor	19
2.10	Variação de pressão (temperatura) de condensação ...	20
2.11	Diferença no processo de compressão entre os ciclos ideal e real de compressão de vapor	21
2.12	Ciclos ideal e real de compressão de vapor	22
2.13	Bomba de calor com ciclo de absorção	23
2.14	Bombas de calor a compressão de vapor e absorção ...	24
2.15	Princípio de uma bomba de calor tritérmica	25

FIGURA	TÍTULO	PAG.
2.16	Princípio de funcionamento de uma bomba de calor com ciclo a gás e diagramas pressão-volume e temperatura-entropia para o ciclo ideal	27
2.17	Bomba de calor por compressão e expansão de ar em circuito aberto, utilizada para aquecimento de ambientes	28
2.18	Módulo de Peltier	29
2.19	Bomba de calor com ejetor de vapor	30
2.20	Trocador de calor tipo casco e tubos	33
2.21	Principais tipos de compressores	36
2.22	Tipos de compressores usados em bombas de calor em função da carga térmica no condensador	37
2.23	Compressor alternativo hermético	39
2.24	Compressor parafuso	40
2.25	Instalação para recompressão de vapor	42
2.26	Esquema de bomba de calor com compressor acionado por motor de combustão interna	43
2.27	Capacidade volumétrica de aquecimento na temperatura de condensação de 50 °C	50
2.28	Diagrama de Mollier para um refrigerante	50
2.29	Representação do ciclo de compressão de vapor ideal para fluidos tipo A e B	54
3.1	Fluxograma simplificado de otimização de um sistema "GCHP"	58
3.2	Sistema de destilação integrado a bomba de calor ...	59

FIGURA	TÍTULO	PAG.
3.3	Sistema de aquecimento distrital envolvendo bomba de calor	60
4.1	Estrutura geral do modelo para otimização de aplica- ções industriais de bombas de calor	64
4.2	Esquema de bomba de calor	65
4.3	Ciclos, ideal e real, de compressão de vapor	67
4.4	Comportamento das temperaturas do fluido refrigera- nte, fluido a ser aquecido e fluido resfriado no con- densador e evaporador de uma bomba de calor	70
4.5	Rendimento isoentrópico de compressores alternativos em função da razão de compressão	72
4.6	Curvas de η_i para R-22	73
4.7	Curva de VS_i para $T_{ev}/T_{cd} = 0,9$ para o refrigerante R-12	78
4.8	Eficiência volumétrica de compressão em função da ra- zão de compressão	80
4.9	Estrutura do programa computacional	91
4.10	Estrutura das subrotinas utilizadas no programa com- putacional	92
4.11	Método de "partição"	95
4.12	Situações extremas obtidas através da localização dos pontos x_1 e x_2 (a) favorável, (b) desfavorável..	96
4.13	Evolução do método de Fibonacci para $N=6$	97
4.14	Método de Newton para minimização	99
4.15	Método de Newton para achar a raiz de uma equação $f'(x) = 0$	99

FIGURA	TÍTULO	PAG.
4.16	Método de Newton com ajuste quadrático por 3 pontos.	101
5.1	Fluxograma do processo de lavagem contínua de tecidos	104
5.2	Esquema de trocador de calor a placas com fluxo dos dois fluidos em contracorrente	107
5.3	Esquema de utilização de bomba de calor conjuntamente a trocador de calor em processo de lavagem contínua, Alternativa 1	110
5.4	Esquema de utilização de bomba de calor conjuntamente a trocador de calor em processo de lavagem contínua, Alternativa 2	120
5.5	Fluxograma do processo de aquecimento de água para lavagem	127
5.6	Utilização de bomba de calor em processo de lavagem de frigorífico	128

LISTA DE TABELAS

TABELA	TÍTULO	PAG.
2.1	Tipos de condensadores e evaporadores	33
2.2	Refrigerantes para bombas de calor	47
2.3	Decomposição térmica de alguns fluidos refrigerantes.....	51
2.4	Limites de temperaturas para alguns refrigerantes ..	52
4.1	Temperaturas de condensação limites adotadas para R-12, R-22 e R-114	71
4.2	Valores de T_{ev} máximo para R-12, R-22 e R-114	73
5.1	Características energéticas do setor têxtil	103
5.2	Resultados obtidos para as condições de processo e os parâmetros adotados no modelo. (setor têxtil - ALTERNATIVA 1), R-114 e R-12	112
5.3	Resultados obtidos variando-se \dot{m}_o (setor têxtil - ALTERNATIVA 1), R-114	113
5.4	Resultados obtidos variando-se T_{rej} (setor têxtil - ALTERNATIVA 1), R-114 e R-12	114
5.5	Resultados obtidos variando-se T_{rej} e adotando-se $T_p = 100$ °C (setor têxtil - ALTERNATIVA 1), R-114 e R-12	115
5.6	Resultados obtidos variando-se h_{lv} (setor têxtil - ALTERNATIVA 1), R-114.....	115
5.7	Resultados obtidos variando-se C_{vapor} (setor têxtil - ALTERNATIVA 1), R-114 e R-12	116
5.8	Resultados obtidos variando-se C_{ee} (setor têxtil - ALTERNATIVA 1), R-114 e R-12	116

TABELA	TÍTULO	PAG.
5.9	Resultados obtidos variando-se a vida útil do equipamento (setor têxtil - ALTERNATIVA 1), R-114	117
5.10	Resultados obtidos variando-se η_{ise} (setor têxtil - ALTERNATIVA 1), R-114	117
5.11	Resultados obtidos para as condições de processo e os parâmetros adotados no modelo (setor têxtil - ALTERNATIVA 2), R-12 e R-114	121
5.12	Resultados obtidos variando-se \dot{m}_o (setor têxtil - ALTERNATIVA 2), R-12	122
5.13	Resultados obtidos variando-se T_{rej} (setor têxtil - ALTERNATIVA 2), R-114 e R-12	122
5.14	Resultados obtidos variando-se T_{rej} e adotando-se $T_p = 100^\circ C$ (setor têxtil - ALTERNATIVA 2) R-114 e R-12	123
5.15	Resultados obtidos variando-se C_{vapor} (setor têxtil-ALTERNATIVA 2), R-114 e R-12	123
5.16	Resultados obtidos variando-se C_{ee} (setor têxtil - ALTERNATIVA 2), R-114 e R-12	124
5.17	Comparação entre o trocador de calor a placas e o sistema de bomba de calor mais trocador de calor a placas	126
5.18	Características energéticas do setor de alimentos ..	127
5.19	Resultados obtidos para as condições de processo e os parâmetros adotados no modelo (setor alimentos), R-114, R-22 e R-12	130
5.20	Resultados obtidos variando-se T_{rej} (setor alimentos), R-114, R-22 e R-12	131

TABELA	TÍTULO	PAG.
5.21	Resultados obtidos variando-se T_{rej} e adotando-se $T_p = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ (setor alimentos), R-114, R-22 e R-12 ...	132
5.22	Resultados obtidos variando-se $h_{\lambda v}$ (setor alimentos), R-12	133
5.23	Resultados obtidos variando-se C_{vapor} (setor alimentos), R-12 e R-22	134
5.24	Resultados obtidos variando-se C_{ee} (setor alimentos), R-12 e R-22	135
5.25	Resultados obtidos variando-se η_{ise} (setor alimentos), R-22	136
5.26	Resultados obtidos variando-se k (setor alimentos) , R-22	136
5.27	Resultados obtidos variando-se $T_{operação}$ (setor alimentos), R-12 e R-22	137

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, em função do desenvolvimento tecnológico, existe a possibilidade de aplicação de bombas de calor em vários setores industriais que utilizam energia térmica a baixa temperatura (até 120°C), visando a redução do consumo de derivados de petróleo e o uso racional da energia elétrica.

Na Europa, desde o início dos anos 80, o uso das bombas de calor em aplicações industriais tem-se mostrado viável na transferência de calor de uma fonte de energia, não utilizável, para um fluido necessário a um determinado processo, que já está ou será aquecido a uma temperatura mais alta que a da fonte (de energia). No Brasil o estudo da aplicação desta alternativa de conservação e uso racional de energia vem avançando no decorrer dos últimos anos, o que pode ser avaliado através do crescente número de trabalhos, acadêmicos ou de fabricantes de equipamentos, apresentados em congressos na área de energia ou de ciências térmicas e pelo interesse de agências governamentais de fomento à pesquisa no financiamento de estudos sobre o tema.

No ano de 1986 foi apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de São Paulo uma dissertação de mestrado sobre aplicações industriais de bombas de calor. No trabalho é feito um levantamento da potencialidade de uso de bombas de calor em processos industriais. Algumas de suas conclusões assinalam a perspectiva promissora de utilização de bombas de calor e a definição, a partir de estudo de casos, dos setores industriais preferenciais para implantação.

Um dos problemas existentes na análise das aplicações identificadas é a complexa interação entre os parâmetros de ordem técni

ca e operacional, que caracteriza uma determinada configuração do sistema, e os fatores econômicos envolvidos. O objetivo deste trabalho é o estudo destes aspectos, através do desenvolvimento de um modelo para análise e otimização técnico-econômica de configuração de bombas de calor convencionais "água-água" para aplicações industriais.

O modelo matemático do sistema bomba de calor elaborado, é constituído de dois sub modelos: um de análise de desempenho e dimensionamento e outro de avaliação de custos. O sub modelo de análise de desempenho e dimensionamento foi formulado a partir da simulação do ciclo termodinâmico utilizado, do equacionamento geral da bomba de calor e das equações específicas para cada um dos seus principais componentes (condensador, evaporador e compressor).

O sub modelo de análise dos custos foi desenvolvido, considerando-se o custo dos componentes mais importantes e a sua relação com o custo total da bomba de calor. Para tanto foi feita uma pesquisa com fabricantes destes equipamentos que, conjuntamente com informações de literatura, foi utilizada na definição das funções de custo.

Os parâmetros dimensionais gerados no sub modelo de análise de desempenho são utilizados no sub modelo de custo. A otimização é feita escolhendo-se, alternativamente, como figuras de mérito o Valor Presente Líquido e o Tempo de Retorno.

Um delineamento do trabalho realizado é exposto a seguir.

No capítulo 2 são apresentados os principais aspectos históricos e conceituais a respeito de bombas de calor, são descritos os principais ciclos termodinâmicos para bombas de calor e analisados, com mais detalhes, os principais elementos de uma bomba de calor

operando conforme um ciclo de compressão de vapor (bomba de calor convencional).

No capítulo 3 são feitas breves considerações preliminares a respeito da modelagem e otimização de sistemas de bombas de calor e apresentadas algumas experiências realizadas.

A modelagem desenvolvida é o objeto do capítulo 4. Neste são apresentados, em detalhes, o sub modelo de desempenho e dimensionamento, o sub modelo de custos, o cálculo da economia obtida, os critérios de análise econômica e os métodos de otimização utilizados, assim como a estrutura do programa computacional desenvolvido.

No capítulo 5 são analisadas as aplicações do modelo desenvolvido em dois processos industriais: um do setor têxtil e o outro do setor de alimentos; para a aplicação no processo têxtil, o modelo foi complementado com a inclusão de um trocador de calor a placas, cuja utilização em conjunto com bomba de calor foi estudada.

As conclusões e recomendações do trabalho constam do capítulo 6; e no capítulo 7 são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas na sua execução.

O Apêndice A descreve o programa de simulação do ciclo ideal de compressão de vapor, utilizado na obtenção das regressões para o cálculo do rendimento do ciclo e das regressões para o cálculo da vazão volumétrica na sucção do compressor. O Apêndice B expõe a metodologia utilizada no cálculo dos custos dos principais componentes da bomba de calor (compressor, condensador e evaporador); o Apêndice C apresenta uma cópia do programa computacional desenvolvido.

2 BOMBAS DE CALOR

As origens da bomba de calor, bomba térmica ou ainda bomba entrópica⁽¹⁾ remontam os trabalhos de Lord Kelvin(Thomson) na metade do século XIX, que concebeu um sistema para aquecimento e refrigeração de ambientes utilizando um ciclo de compressão e expansão de ar. Desta época até os dias de hoje houve uma grande evolução dos equipamentos de refrigeração e nos últimos tempos das bombas de calor, havendo atualmente uma grande número de sistemas termodinâmicos possíveis de serem utilizados para o objetivo de refrigeração e/ou aquecimento.

Neste capítulo são apresentados os principais aspectos históricos e conceituais das bombas de calor, são descritos os principais ciclos termodinâmicos possíveis de serem utilizados por bombas de calor (compressão de vapor, absorção e compressão de um gás) e analisado, com mais detalhes, os principais elementos de uma bomba de calor operando conforme um ciclo de compressão de vapor (bomba de calor convencional).

2.1 Considerações Gerais

Com o objetivo de estabelecer um conjunto de informações básicas sobre bombas de calor, que serão utilizadas ao longo deste trabalho, são descritos a seguir os principais aspectos referentes à evolução de utilização de bombas de calor, desde as primeiras experiências desenvolvidas até os dias de hoje; definições e

(1) A discussão da terminologia mais correta, envolve aspectos conceituais da Termodinâmica e considerações a respeito da utilização histórica de certos termos, o que transcende o escopo deste trabalho. Com o objetivo de padronização será adotada a denominação bomba de calor.

parâmetros de avaliação de desempenho utilizados e principais linhas de pesquisa e desenvolvimento atualmente existentes.

2.1.1 Breve histórico do desenvolvimento das bombas de calor

A história do desenvolvimento das bombas de calor está diretamente ligada às crises energéticas que o mundo conheceu depois da primeira metade do século XIX. A revista Brown Boveri de abril de 1921 publicava *"A falta inquietante de carvão e o encarecimento excessivo de todos os combustíveis fazem surgir hoje, mais que nunca, numerosos problemas de ordem econômica, cuja solução é de importância capital para todos os ramos da indústria que se utilizam de energia proveniente da queima destes combustíveis no seu processo produtivo. Examinando-se as diferentes soluções que foram propostas, tendo em vista a utilização mais racional de energia, verifica-se a volta de procedimentos conhecidos há muito tempo".*

Tratava-se da utilização de bombas de calor, cujos principios remontam ao começo do século XIX, quando Carnot estabeleceu as bases termodinâmicas do processo de conversão de trabalho em calor (L. Borel et alii - [4]).

Lord Kelvin (W. Thomson) foi o primeiro a propor uma bomba de calor. Em 1852 L. Kelvin publicou um artigo descrevendo um sistema que usava compressão e expansão do ar para aquecimento e refrigeração residencial. Este sistema, no entanto, não foi construído.

O desenvolvimento de equipamentos de refrigeração utilizando estas idéias progrediu rapidamente a partir de 1870. Enquanto os sistemas de refrigeração respondiam a uma necessidade determinada, o desenvolvimento da bomba de calor dependia da disponibilidade e dos custos de energéticos e das alternativas de geração de

calor disponíveis.

Em termos práticos, a principal diferença existente entre sistemas de refrigeração e bombas de calor é com relação ao efeito útil pretendido. Nos primeiros, o objetivo existente é o resfriamento de um determinado meio, enquanto que para as bombas de calor este objetivo é o aquecimento.

A partir de 1920, começa a existir um certo desenvolvimento das bombas de calor através de estudos teóricos resgatando os princípios do artigo de L. Kelvin (1852).

Em 1925, Haldane construiu uma bomba de calor experimental para aquecimento interior e de água na sua casa na Escócia. O fluido refrigerante era amônia. Em 1931 tem-se, provavelmente, a primeira aplicação em grande escala, nos escritórios da Southern California Edison Company, utilizando-se equipamentos de refrigeração como bombas de calor.

As dificuldades econômicas surgidas a partir de 1930 propiciaram as condições para o desenvolvimento na Europa, das bombas de calor, em processos industriais envolvendo concentração de líquidos, (fabricação de açúcar, concentração de produtos químicos) e no aquecimento de interiores e de piscinas.

No período de 1950 a 1970 houve queda no interesse e redução no desenvolvimento das bombas de calor em função da disponibilidade a baixo custo dos combustíveis líquidos derivados de petróleo.

Nos USA, durante os anos 60 foram instaladas um grande número de bombas de calor ar-ar reversíveis - equipamentos que funcionam como bomba de calor no inverno e como condicionadores de ar no verão. No entanto, devido ao mau desempenho destes equipamentos, não houve uma difusão das vantagens apresentadas pelas bombas de calor, mas sim um descrédito com relação a sua utilização. Os problemas apresentados na operação de bombas de calor reversíveis

veis se originaram na concepção, incorreta, dos fabricantes de que para a realização das funções de refrigeração e aquecimento, poderia ser utilizado um equipamento de ar condicionado com uma válvula reversível do controle do fluxo de refrigerante.

Com a crise do petróleo de 1973, que acarretou uma majoração dos preços de seus derivados, verificou-se o ressurgimento do interesse pela utilização de bombas de calor.

A Figura 2.1 mostra a evolução da potência térmica instalada das bombas de calor para diferentes países da Europa.

As aplicações no setor industrial cresceram substancialmente no período 1976-1982. Muitas delas foram apresentadas em Simpósio Internacional realizado em 1982 (International Symposium, Warwick, [16]). Estas aplicações podem, basicamente, ser classificadas da seguinte forma:

- i) recuperação de energia térmica de processo para aquecimento ambiental e de água;
- ii) recuperação de energia térmica de efluentes para fornecimento de energia térmica ao processo;
- iii) recuperação de calor latente de processos de destilação e concentração;
- iv) secagem de material.

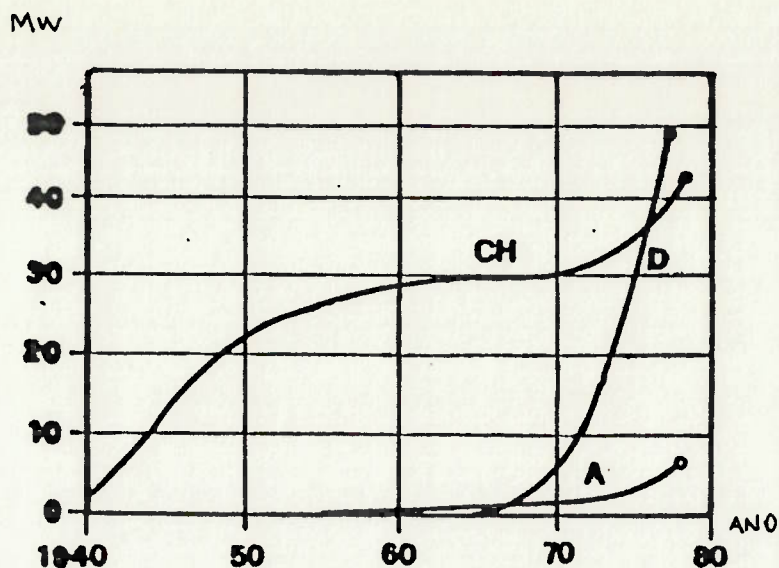


Figura 2.1 - Evolução da potência térmica instalada das bombas de calor para Suíça (CH), Alemanha Federal (D) e Áustria (A). Fonte: Borel, L. et alii [4].

2.1.2 Conceitos e definições

Conforme mencionado anteriormente, desde a metade do século XIX é conhecida a forma de transferir calor de um meio, a uma determinada temperatura, para um outro meio a uma temperatura mais alta. O equipamento que realiza tal função é chamado de refrigerador, se o efeito desejado é extrair calor a baixa temperatura (refrigeração) ou bomba de calor se o objetivo é o de fornecer calor a uma alta temperatura (aquecimento). Conforme ressaltado nestas definições o efeito desejado ou o objetivo é que diferencia uma bomba de calor de um refrigerador, pois tanto o aquecimento quanto o resfriamento ocorrem simultaneamente.

Em uma geladeira residencial, os alimentos são mantidos a uma baixa temperatura através da transferência de calor do interior da geladeira para o ambiente, via o trocador de calor localizado na sua parte posterior. Embora ela não seja projetada para aquecimento do ambiente no qual está localizada, este acaba ocor

rendo. Contrariamente, uma bomba de calor é especificamente projetada para realizar aquecimento de um determinado meio, mas ao mesmo tempo pode proporcionar resfriamento de outro (Holland F.A.- [14]).

Conforme Borel et alii - [4], uma bomba de calor é um sistema termodinâmico capaz de retirar energia, na forma de calor, de um meio chamado "fonte fria", ou "fonte de calor", que está a uma temperatura T_f , e de fornecer energia na forma de calor a um outro meio, que podemos chamar de utilizador desta energia, a uma temperatura T_u , superior a T_f , tendo para tanto um consumo de energia.

A energia consumida para realizar a operação da bomba de calor pode ser energia mecânica (bombas de calor a compressão), calor (bombas de calor a absorção ou a ciclos combinados) ou energia elétrica (efeito Peltier).

Designando por Q_f a energia recuperada (calor) da fonte fria, E a energia consumida para a operação da bomba de calor e Q_u a energia útil (calor), obtem-se a seguinte relação:

$$Q_u = Q_f + E \quad (1.^{\text{a}} \text{ Lei da Termodinâmica}) \quad (2.1)$$

A Figura 2.2 representa os fluxos de energia envolvidos em uma bomba de calor ditérmica.

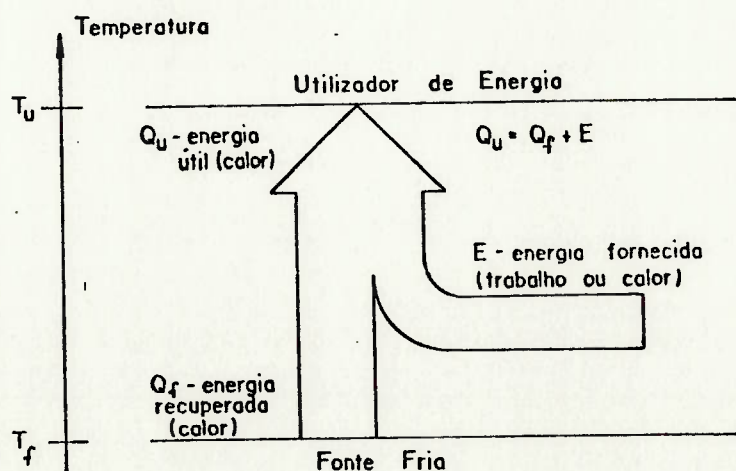


Figura 2.2 - Fluxos de energia em uma bomba de calor ditérmica

2.1.3 Medidas de eficiência

A eficiência de uma bomba de calor pode ser avaliada de duas formas diferentes: o coeficiente de "performance" (COP) e o rendimento exergético (η_{ex}). Estas duas formas são definidas e comentadas a seguir.

2.1.3.1 coeficiente de "performance" (COP)

A relação entre a energia útil (Q_u) e a energia necessária para a operação (E) é a medida de eficiência básica de uma bomba de calor. Esta relação é conhecida através de diversas denominações: "coeficiente de performance", "coeficiente de aquecimento", "eficiência térmica recíproca", "coeficiente de eficácia", "relação de performance" ou "relação de performance energética".

A denominação mais comumente utilizada é "coeficiente de performance" abreviado por COP. Para haver uma diferenciação com relação ao termo similar utilizado para equipamentos de refrigeração, o COP é utilizado, frequentemente, com o índice: COP_h (h de "heating" - aquecimento).

Para efeito deste trabalho o termo COP, referente a bomba de calor, será utilizado sem o índice h.

Desta forma, tem-se:

$$COP = \frac{Q_u}{E} \quad (2.2)$$

Holland F.A. - [14] caracteriza bombas de calor como amplificadores ou multiplicadores de energia útil na forma de calor. O coeficiente de "performance" é uma medida de quantas vezes a bomba de calor é mais eficaz que a energia de alto grau - consumida na sua operação, caso esta fosse utilizada diretamente para aquecimento.

2.1.3.2 rendimento exergético (η_{ex})

Para a definição do rendimento exergético serão abordados, sumariamente, aqui alguns aspectos referentes à exergia.

A exergia de um sistema num determinado estado termodinâmico é o máximo trabalho que poderia ser obtido em qualquer transformação do mesmo até atingir um estado de referência de equilíbrio termodinâmico com um meio a pressão e temperatura constantes. Também são utilizadas outras denominações para o conceito ou a propriedade termodinâmica exergia, tais como "energia utilizável" e "disponibilidade". (Millán, P.I. - [21]).

A partir do conceito de exergia, define-se o rendimento exergético de um processo como a relação entre a soma das exergias úteis ou de saída e as exergias consumidas ou de entrada.

$$\eta_{ex} = \frac{\sum Ex_s}{\sum Ex_e} \quad (2.3)$$

2.1.4 Pesquisa e desenvolvimento

Atualmente a maioria dos países industrializados desenvolvem pesquisas referentes a bombas de calor, que podem ser classificadas nas seguintes áreas:

- i) desenvolvimento, incluindo novos compressores, novos trocadores de calor e sistemas de controle;
- ii) pesquisa básica envolvendo novos refrigerantes, novos ciclos de operação;
- iii) estudos, visando identificar o potencial de aplicação de bombas de calor em vários setores (residencial, agrícola, industrial, etc.);
- iv) estudos para determinação das características mais apropriadas

das de sistemas de bombas de calor para uma aplicação específica, envolvendo a modelagem técnico-econômica destes sistemas.

2.2 Ciclos Termodinâmicos e Princípios de Operação

Os ciclos termodinâmicos mais utilizados e pesquisados para a operação de bombas de calor são o de compressão mecânica de vapor, o de absorção e o de compressão e expansão de um gás. Neste item são descritos os princípios teóricos destes ciclos e citados outros sistemas termodinâmicos que podem ser utilizados por bombas de calor.

2.2.1 Ciclo de compressão de vapor

A maioria das bombas de calor, assim como dos equipamentos de refrigeração funcionam de acordo com o ciclo de compressão mecânica de vapor, que se aproxima do ciclo ideal de Carnot. A análise a seguir se desenvolve desde o ciclo de Carnot até o ciclo real de compressão de vapor.

2.2.1.1 o ciclo ideal de Carnot

O ciclo de Carnot é constituído por processos reversíveis, o que o torna mais eficiente que qualquer ciclo real operando entre as mesmas temperaturas. Apesar de ser um ciclo ideal, o ciclo de Carnot pode ser utilizado como uma referência na análise do ciclo de compressão de vapor e por isso será, sucintamente, descrito a seguir.

O ciclo motor ou o motor térmico de Carnot recebe energia a alta temperatura, converte parte da energia em trabalho e cede a energia restante a um reservatório térmico a baixa temperatura. O esquema e o diagrama temperatura-entropia deste ciclo são apre

sentados na Figura 2.3.

No diagrama temperatura-entropia, a área 1234 representa o trabalho líquido obtido, a área S_4S_123 representa a energia (calor) recebida e a área S_4S_114 representa a energia (calor) cedida.

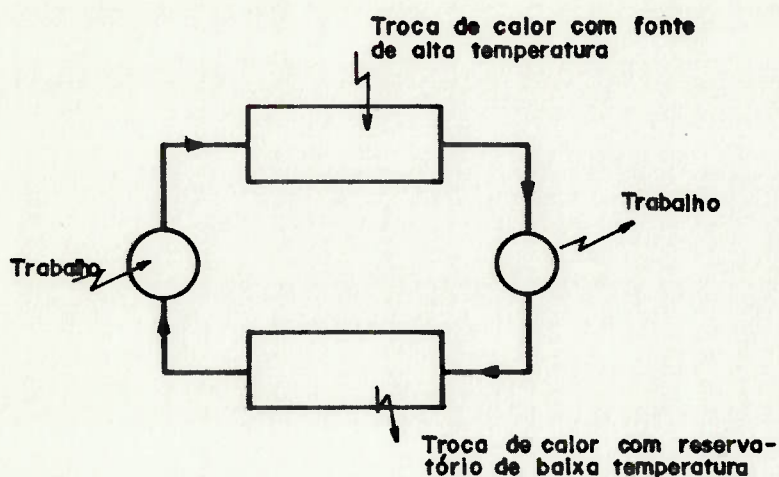


Figura 2.3 - Esquema e diagrama temperatura-entropia do motor térmico de Carnot.

O ciclo de refrigeração de Carnot opera no sentido inverso ao ciclo motor, transferindo energia do nível mais baixo de temperatura para o mais alto, requerendo para sua operação a ação de trabalho externo. O esquema e o diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração de Carnot são mostrados na Figura 2.4.

Neste diagrama são representados os processos que compõem o ciclo, quais sejam:

- 1-2 compressão isoentrópica
- 2-3 liberação de calor isotérmica
- 3-4 expansão isoentrópica
- 4-1 absorção de calor isotérmica.

As áreas 1234 , S_4S_123 e S_4S_114 no diagrama temperatura-entropia, representam o trabalho líquido necessário, o calor liberado a alta temperatura, e o calor absorvido da fonte fria, respectiva

mente.

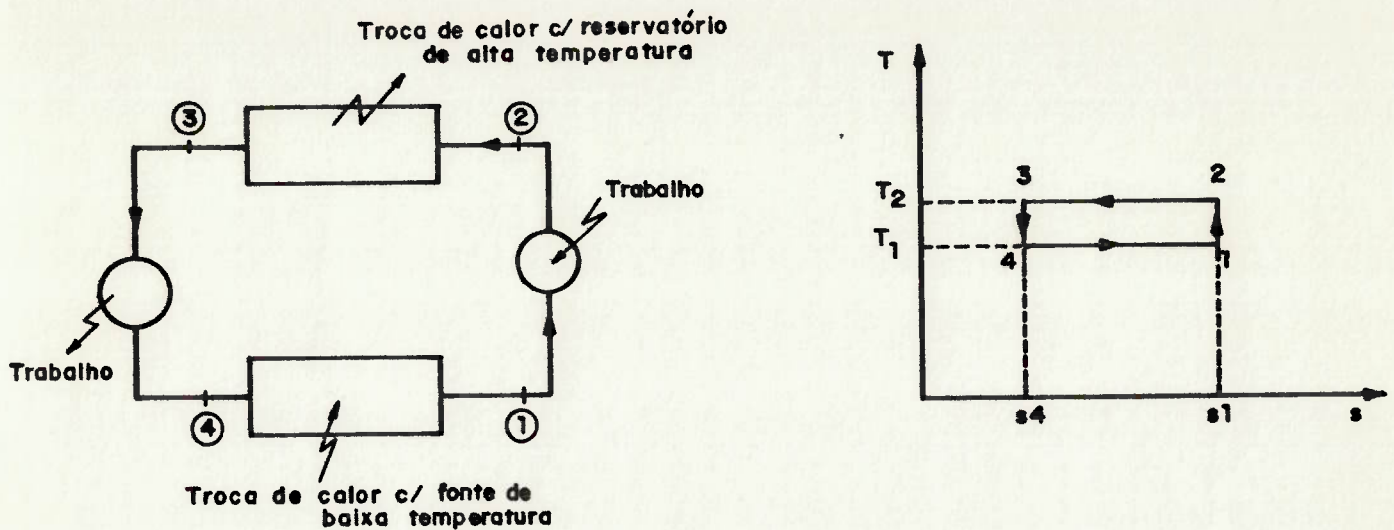


Figura 2.4 - Esquema e diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração de Carnot.

Em uma bomba de calor a liberação de calor a alta temperatura (T_2) é a finalidade, de forma que todos os processos do ciclo ocorrem para transferir a energia retirada da fonte de baixa temperatura (T_1) para um utilizador a alta temperatura (T_2).

Conforme a definição adotada para o COP de uma bomba de calor, tem-se:

$$\text{COP} = \frac{\text{calor liberado a alta temperatura}}{\text{trabalho líquido necessário}} = \frac{T_2 (s_1 - s_4)}{(T_2 - T_1) (s_1 - s_4)} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (2.4)$$

Esta relação é geralmente conhecida como o COP (COP_c) de uma bomba de calor operando segundo um ciclo de Carnot entre T_1 e T_2 (K).

Os ciclos reais devem ter como objetivo, nas suas construções, a máxima semelhança com o ciclo de refrigeração de Carnot que é o mais eficiente. A absorção e a liberação de calor a temperaturas constantes podem ser obtidas através da utilização de um fluido refrigerante que se condense durante a rejeição de calor e se evapora durante a retirada de calor, fazendo com que as trocas de ca

lor ocorram com mudanças de estado na fase de vapor saturado a temperatura e pressões constantes.

Um ciclo de Carnot com mudanças de fase do refrigerante utilizado é mostrado na Figura 2.5.

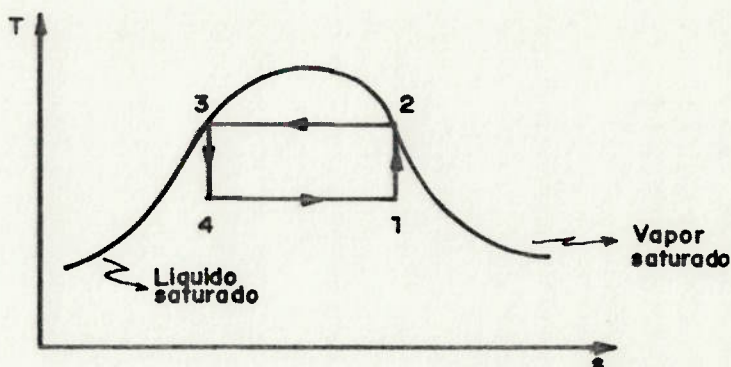


Figura 2.5 - Ciclo de refrigeração de Carnot com mudanças de fase.

Algumas modificações neste ciclo são necessárias em função de considerações de ordem prática. Estas modificações são descritas a seguir.

2.2.1.2 modificações no ciclo ideal de Carnot

O processo de compressão 1-2, chamado de "compressão úmida", devido a existência de gotículas de líquido misturadas ao vapor, não é recomendável pelo fato destas gotículas causarem diversos problemas aos compressores. Em função disso, é mais adequada a "compressão seca" sem a presença de gotículas de líquido e para tanto o refrigerante deve ser succionado pelo compressor no estado de vapor saturado.

A Figura 2.6 mostra num diagrama temperatura-entropia a mudança analisada.

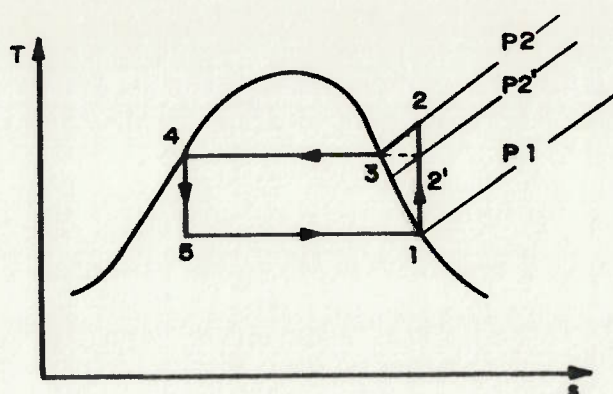


Figura 2.6 - Ciclo de refrigeração de Carnot utilizando compressão seca.

Nas atuais condições de desenvolvimento tecnológico a compressão isotérmica entre os pontos 2' e 3 não pode ser obtida através de custos factíveis, e o ciclo que deve ser considerado é composto pelos estados 1, 2, 3, 4 e 5.

Uma outra modificação diz respeito ao processo de expansão do fluido refrigerante. Para esta expansão ser um processo isoentrópico seria necessário a utilização de uma turbina que forneceria, sem perdas, o trabalho gerado na expansão ao processo de compressão. Na prática, esta utilização apresentaria alguns inconvenientes, tais como: o trabalho de expansão seria pequeno comparado com o de compressão e o alto custo de uma turbina torna seu uso impeditivo do ponto de vista econômico.

Em função destes problemas, a redução de pressão do fluido refrigerante é feita através de um estrangulamento, geralmente por meio de uma válvula. Se forem desprezadas as variações de energia cinética e potencial e se não houver transferência de calor, o processo resultante é um processo isoentálpico irreversível, ocorrendo então um aumento de entropia.

O ciclo ideal de compressão de vapor resultante é apresentado

na Figura 2.7.

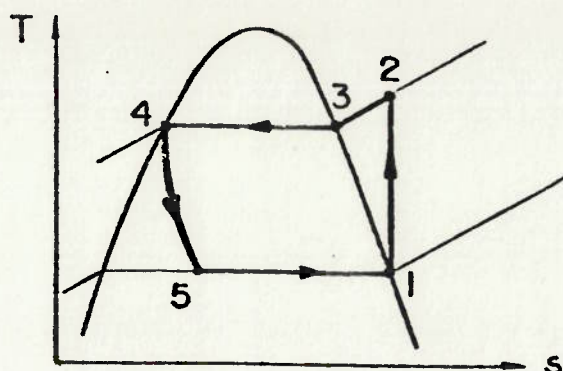


Figura 2.7 - Diagrama temperatura-entropia do ciclo ideal de compressão de vapor.

Pode-se comparar os ciclos de Carnot e ideal de compressão de vapor, apresentados nas Figuras 2.5 e 2.7, para os mesmos valores de temperaturas de evaporação e condensação. Através desta comparação, pode-se verificar que, para o ciclo ideal de compressão de vapor, a temperatura final do processo de compressão é maior que a temperatura do processo de condensação, o que implica num maior consumo de energia para a compressão neste ciclo que no ciclo de Carnot.

2.2.1.3 bomba de calor operando conforme um ciclo de compressão de vapor

O esquema de uma bomba de calor operando conforme um ciclo de compressão de vapor, ou simplesmente bomba de calor a compressão, é mostrado na Figura 2.8.

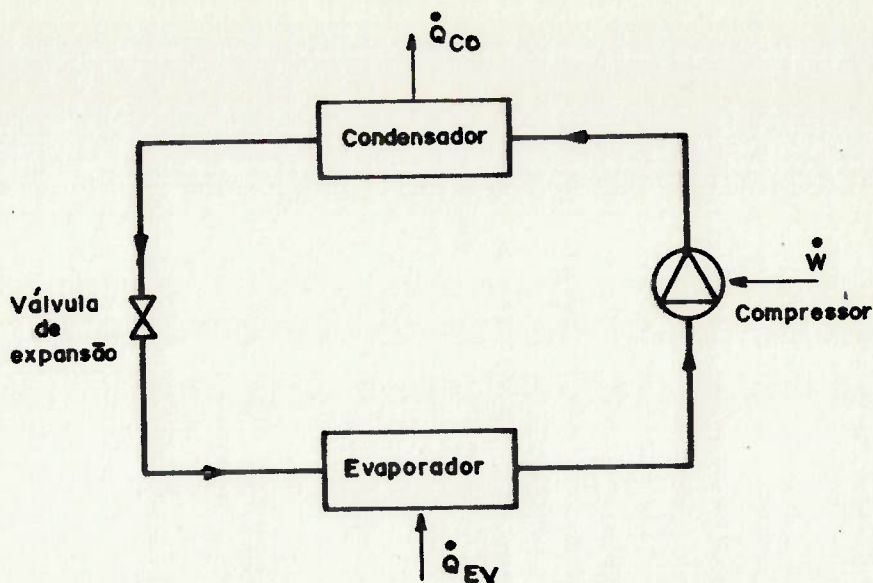


Figura 2.8 - Esquema de uma bomba de calor a compressão.

O refrigerante é introduzido no evaporador numa pressão tal que a correspondente temperatura de evaporação T_{EV} é menor que a temperatura do meio. Em função desta diferença de temperaturas, há um fluxo de energia na forma de calor do meio para o evaporador (\dot{Q}_{EV}) e o refrigerante evapora enquanto absorve calor. O vapor entra no compressor e é comprimido até uma pressão para a qual a temperatura de condensação (T_{CD}) seja maior que a temperatura do meio a ser aquecido. Devido a esta diferença de temperaturas, há um fluxo de calor no condensador (\dot{Q}_{CD}) e todo o vapor refrigerante é dessuperaquecido e liquefeito enquanto libera calor. Após o condensador, o refrigerante líquido é expandido numa válvula de expansão até a pressão de evaporação, completando-se o ciclo.

No caso ideal, o desempenho da bomba de calor, operando conforme um ciclo ideal de compressão de vapor, pode ser visualizado mais facilmente no diagrama pressão-entalpia mostrado na Figura 2.9. Desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, o balanço de energia do ciclo pode ser escrito da seguinte forma:

1-2 trabalho de compressão isoentrópica: $h_2 - h_1$

2-4 calor liberado no condensador: $h_2 - h_4$

5-1 calor absorvido no evaporador: $h_1 - h_5$

O coeficiente de "performance" (COP) designado por COP ideal (COP_i) é calculado, conforme a definição, por:

$$COP_i = (h_2 - h_4) / (h_1 - h_5) \quad (2.5)$$

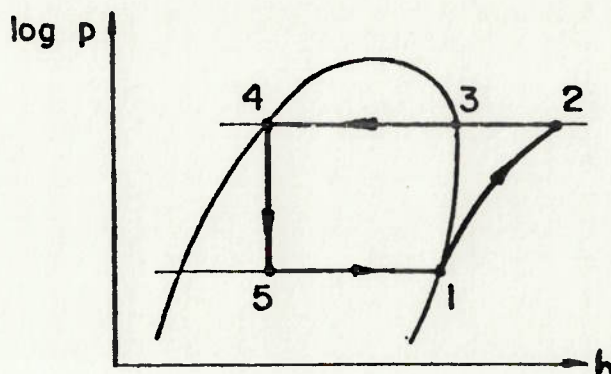


Figura 2.9 - Diagrama pressão-entalpia do ciclo ideal de compressão de vapor.

Hã, porém, algumas diferenças entre o ciclo ideal e o real de compressão de vapor. As principais diferenças são as seguintes:

1. Como decorrência da existência de atrito, ocorre, no ciclo real, uma perda de carga, tanto no evaporador quanto no condensador. Esta perda de carga tem como consequência um maior trabalho de compressão no ciclo real que no ciclo ideal.
2. O refrigerante deixa o condensador às vezes na condição sub-resfriado. Este fato que para equipamentos de refrigeração é uma prática generalizada, devido aos seus benefícios, nem sempre é vantajosa para bombas de calor, conforme mostra a discussão a seguir. Com o sub-resfriamento há um aumento do calor liberado no condensador e do calor absorvido pelo evaporador. Se esta medida é possível de ser implementada sem outras alterações no ciclo, ela proporciona um aumento no COP de bomba de calor, pois

para uma mesma potência consumida no compressor poder-se-ia ter um maior valor de calor liberado no condensador. Entretanto, em muitos casos deve-se avaliar este ganho, considerando-se o aumento na temperatura de condensação que foi necessária para possibilitar o sub-resfriamento. O grau de sub-resfriamento deverá ser otimizado, considerando-se o aumento no trabalho do compressor necessário para se obter uma temperatura de condensação que possibilite um certo sub-resfriamento e conseqüentemente um aumento na liberação de calor no condensador.

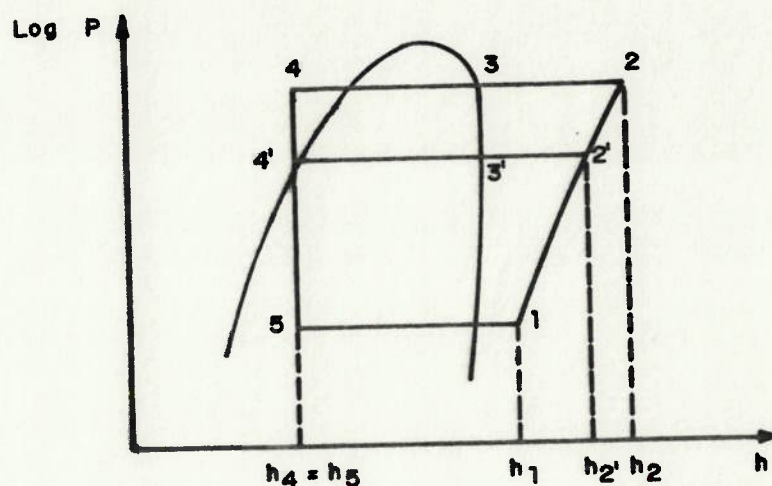


Figura 2.10 - Variação da pressão (temperatura) de condensação.

Conforme mostrado na Figura 2.10, a diminuição da pressão de condensação de P_4 para P_4' (situação limite quando não há sub-resfriamento do líquido na saída do condensador) acarreta uma redução no trabalho do compressor de $(h_2 - h_1)$ para $(h_2' - h_1)$ e a liberação de calor é reduzida de $(h_4 - h_2)$ para $(h_4' - h_2')$. As conclusões desta análise para evidenciar a vantagem ou desvantagem do sub-resfriamento dependem do regime de operação e do fluido refrigerante que está sendo usado.

3. Para evitar os problemas ocasionados ao compressor pelas gotículas de líquido, o vapor na saída do evaporador é normalmente superaquecido, reduzindo o coeficiente de troca térmica.
4. Uma última diferença entre os ciclos ideal e real a ser considerada diz respeito ao processo de compressão. Devido à existência de atrito e outras irreversibilidades, a compressão no ciclo real não é isoentrópica. O diagrama temperatura-entropia da Figura 2.11 mostra esta diferença.

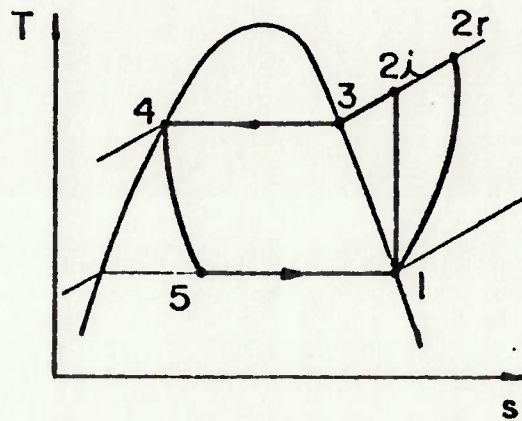


Figura 2.11 - Diferença no processo de compressão entre os ciclos ideal e real de compressão de vapor.

O afastamento da compressão isoentrópica pode ser avaliado através do rendimento isoentrópico do compressor (η_{ise}) definido como:

$$\eta_{ise} = \frac{h_{2i} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (2.6)$$

A Figura 2.12 mostra os dois ciclos, ideal e real, superpostos nos diagramas pressão-entalpia e temperatura-entropia.

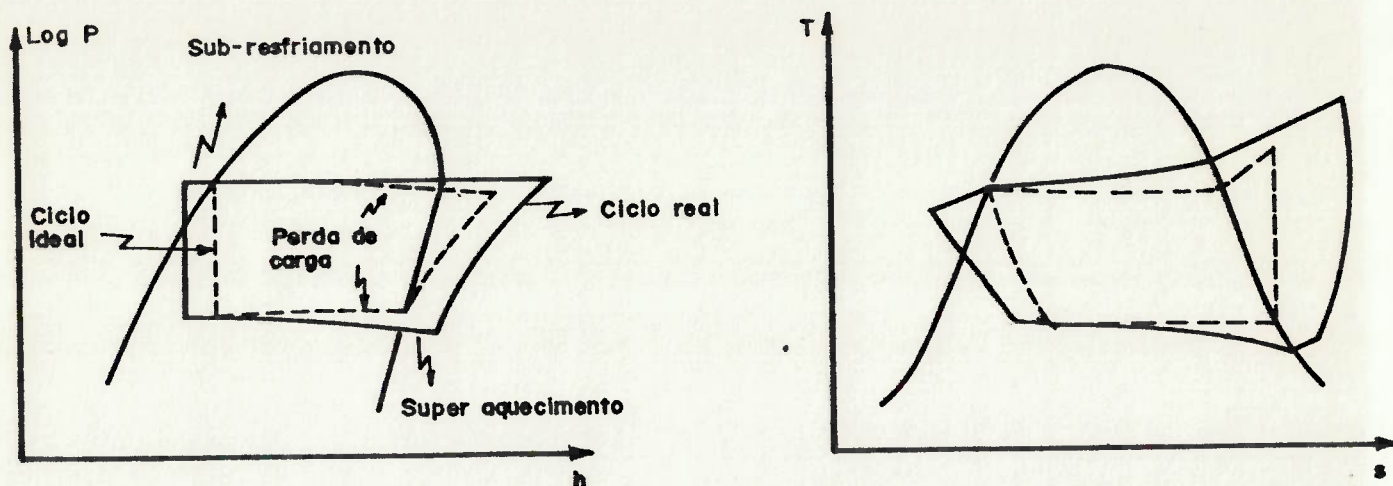


Figura 2.12 - Ciclos ideal e real de compressão de vapor.

Segundo Oliveira S., [24], o afastamento mais importante do ciclo real em relação ao ideal ocorre na compressão, sendo que na prática a expansão, na válvula de expansão, pode ser considerada efetivamente isoentálpica e as perdas de pressão no evaporador e condensador podem ser normalmente desprezadas.

2.2.2 Ciclos de Absorção

O uso de ciclos de absorção em refrigeração é bem difundido tanto para pequenas quanto para grandes unidades. Bombas de calor a absorção tem tido algumas aplicações em aquecimento industrial e nas operações de concentração e destilação (Von Cube- [31]).

Os componentes básicos de uma bomba de calor, operando conforme um ciclo de absorção, são mostrados na Figura 2.13.

O condensador, o evaporador e a válvula de expansão são iguais aos de uma bomba de calor com compressão mecânica de vapor, enquanto que o compressor é substituído pelo conjunto formado por um absorvedor, um gerador e uma pequena bomba.

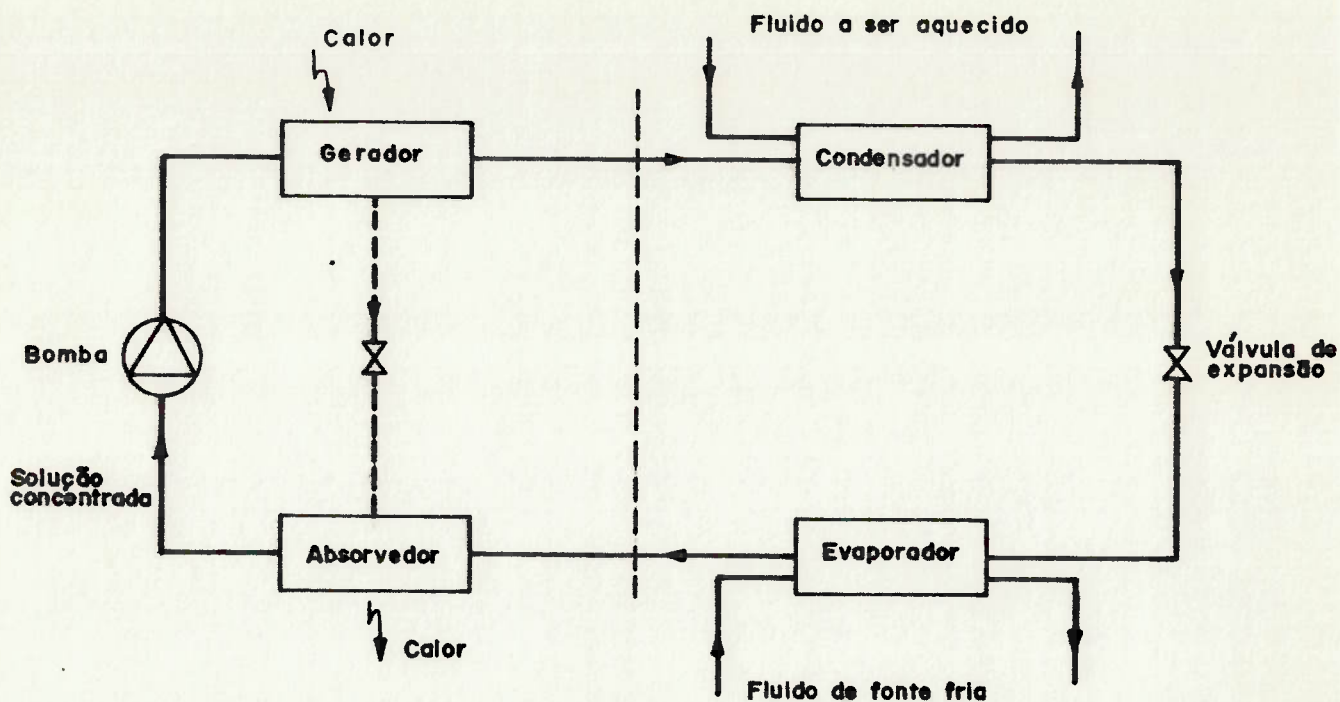


Figura 2.13 - Bomba de calor com ciclo de absorção.

Os diversos processos componentes desse ciclo são descritos a seguir.

O vapor do fluido refrigerante a baixa pressão, deixa o evaporador e é absorvido por uma solução líquida no absorvedor, havendo a liberação de calor. A solução líquida, rica em refrigerante, é bombeada para o gerador, no qual, através de adição de calor, parte do fluido refrigerante evapora e é separado da solução. A solução líquida, agora fraca em refrigerante, retorna para o absorvedor através de uma válvula redutora de pressão, enquanto que o vapor do fluido refrigerante, a alta pressão, é enviado ao condensador. No condensador o refrigerante se liquefaz, liberando calor, e retorna ao evaporador, através de uma válvula de expansão, onde é vaporizado, completando-se o ciclo.

As combinações de fluidos refrigerante-absorvedor mais comumente utilizadas são amônia/água e água/brometo de lítio.

O ciclo de absorção é referido como um ciclo operado a calor pois consome fundamentalmente energia através de calor no gerador, havendo um pequeno consumo de energia mecânica (trabalho) somente no acionamento da bomba que pressuriza a solução líquida de refrigerante que deixa o absorvedor.

A Figura 2.14 mostra dois esquemas comparativos entre bombas de calor a absorção e compressão de vapor.

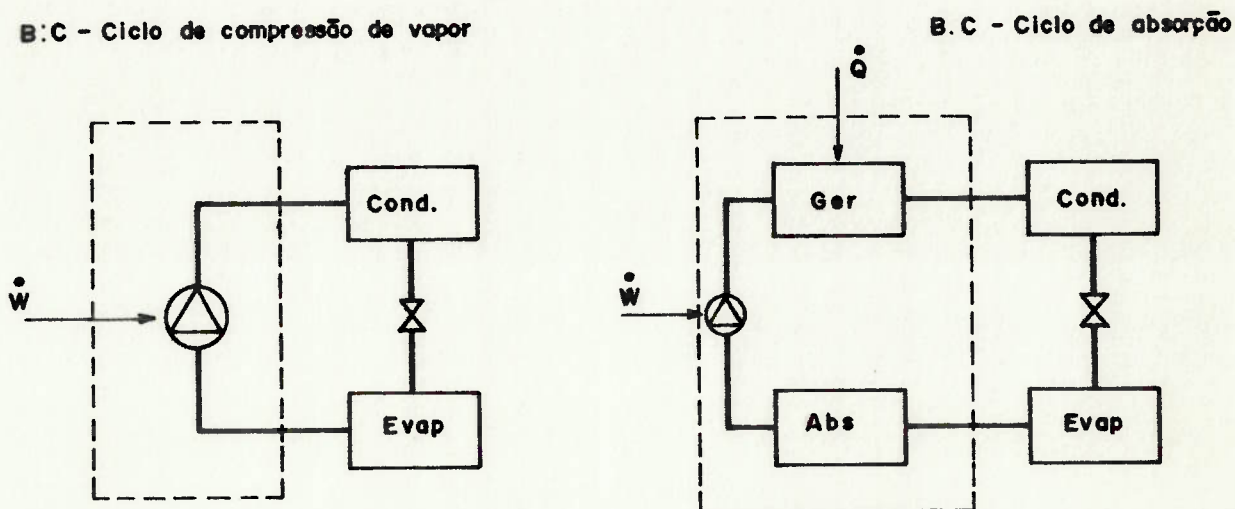


Figura 2.14 - Bombas de calor a compressão de vapor e absorção.

Pode-se calcular o COP ideal de uma bomba de calor a absorção, considerando-se o seu princípio de funcionamento.

A bomba de calor a absorção funciona conforme o princípio dos ciclos tri-térmicos. Numa bomba de calor a compressão existem duas fontes térmicas que são a fonte fria a uma temperatura T_f e a fonte quente a uma temperatura T_u . Agregando-se a estas duas uma terceira fonte térmica a uma temperatura T_s , superior a T_u pode-se estabelecer um ciclo motor permitindo o acionamento da bomba de calor. A Figura 2.15 ilustra este conceito.

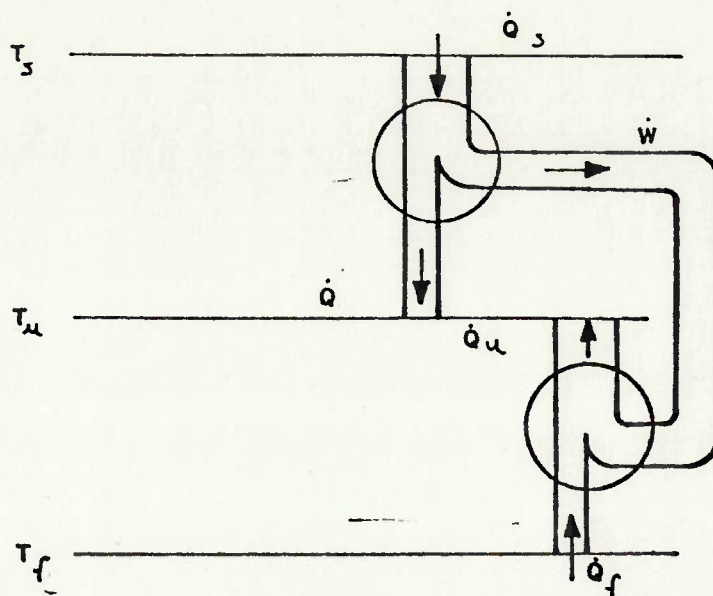


Figura 2.15 - Princípio de uma bomba de calor tritêrmica.

Desta forma, considerando o ciclo absorvedor/gerador como uma máquina térmica, operando segundo um ciclo de Carnot, que fornece a potência motora para uma bomba de calor, funcionando segundo um ciclo reverso de Carnot, o COP ideal para uma bomba de calor a absorção pode ser calculado como:

$$\text{COP}_C = \frac{T_u (T_s - T_f)}{T_s (T_u - T_f)} \quad (\text{temperaturas absolutas}) \quad (2.7)$$

Para um ciclo ditêrmico (por ex. bomba de calor a compressão) operando segundo um ciclo de Carnot o COP ideal é dado por:

$$\text{COP}_C = \frac{T_u}{T_u - T_f} \quad (.28)$$

A diferença entre o COP_C da bomba de calor a absorção e a compressão é o fator $(T_s - T_f)/T_s$ na expressão (1), que é menor que um. Ou seja, para as mesmas condições de operação (T_f e T_u) e sem levar em conta a origem do trabalho que aciona a bomba de calor a compressão, o seu COP é superior ao da bomba de calor a absorção.

Segundo Borel et alii - [4], as bombas de calor a absorção

não tem tido muito sucesso. Este fato é devido, entre outros motivos, ao baixo valor do COP deste sistema. Apesar disso existem, hoje, uma série de instituições em vários países - principalmente Japão, França, Suécia, trabalhando no desenvolvimento e aperfeiçoamento destes sistemas, esperando-se resultados para os próximos anos.

2.2.3 Ciclo de compressão e expansão de gás

O ciclo de compressão e expansão de gás, chamado também de ciclo a gás, é baseado na utilização de um gás, usualmente o ar, como fluido de trabalho. Como o ar (ou qualquer outro gás) não pode ser liquefeito nas faixas de temperaturas utilizadas, os processos de transferência de calor são realizados com um aumento ou diminuição de temperatura, desviando-se consideravelmente do processo a temperatura constante do ciclo de Carnot.

A condição ideal para uma bomba de calor, operando conforme um ciclo a gás, corresponde ao ciclo reverso de Joule, caracterizado por mudanças de estado a entropia constante (isoentrópicas) e mudanças de estado a pressão constante (isobáricas).

A Figura 2.16 mostra um esquema de uma bomba de calor a gás e os diagramas pressão-volume específico e temperatura-entropia para o ciclo percorrido pelo gás. Conforme se observa nesta Figura no ponto 1 o gás a baixa pressão é aspirado pelo compressor e comprimido até o estado do ponto 2, que é caracterizado por alta pressão e temperatura. De 2 até 3 o gás escoa através de um trocador de calor e sua temperatura diminui. No processo de 3 a 4 o gás sofre uma expansão realizando trabalho. Após a expansão o gás resfriado é aquecido até o ponto 1 através de outro trocador de calor, completando o ciclo.

No ciclo ideal os processos 1-2 e 3-4 são isoentrópicos e os processos 2-3 e 4-1 são isobáricos, como se observa na Figura 2.16.

A principal diferença existente entre bombas de calor operando conforme ciclos de compressão de vapor e compressão e expansão de gás é com relação ao processo de expansão. No ciclo de compressão de vapor a expansão é feita em um dispositivo de expansão (válvula ou tubo capilar) não havendo geração de trabalho. Já no ciclo a gás é utilizada uma turbina para realizar esta expansão, havendo geração de trabalho, que é utilizado pelo compressor.

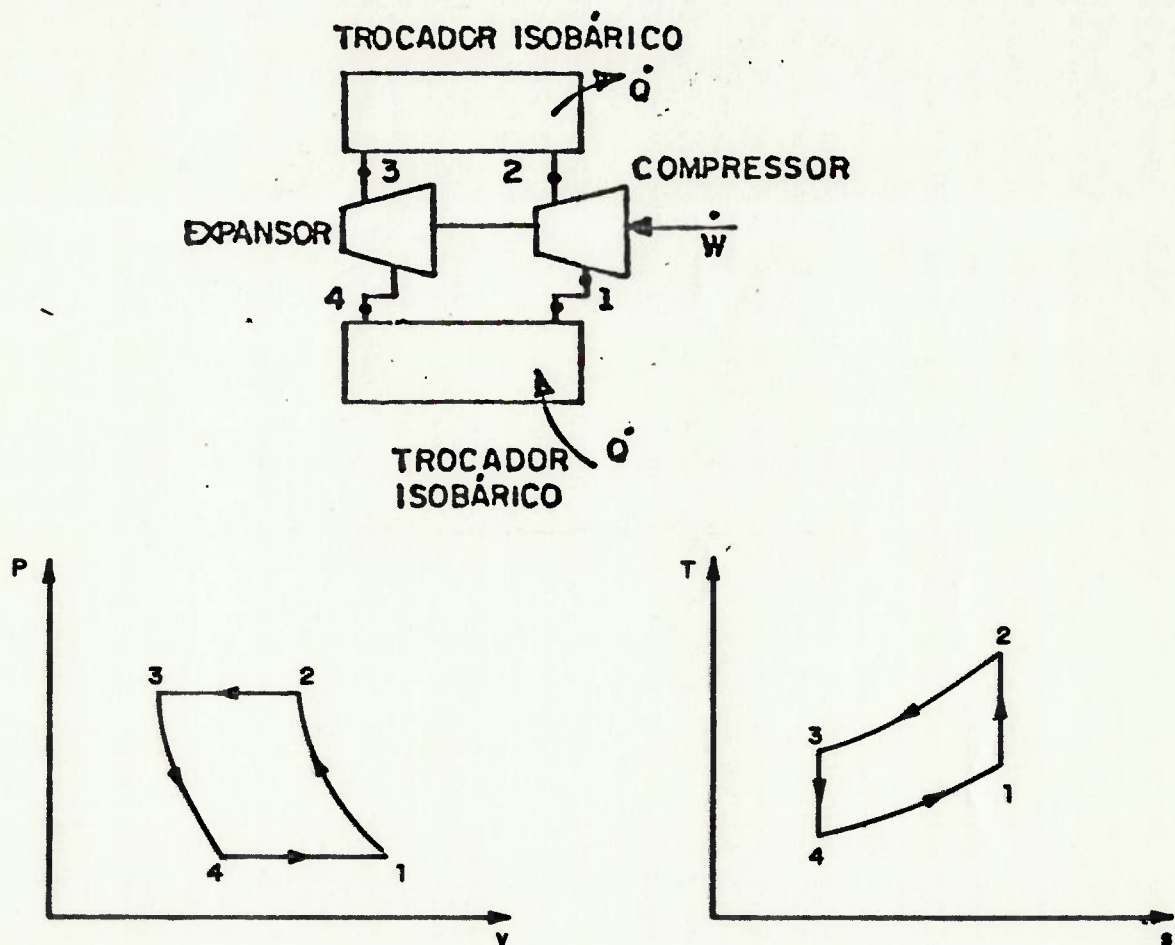


Figura 2.16 - Esquema do princípio de funcionamento de uma bomba de calor com ciclo a gás e diagramas pressão-volume e temperatura-entropia para o ciclo ideal.

O coeficiente de performance do ciclo ideal de compressão e expansão de gás pode ser obtido a partir da definição, consideran

do comportamento de gás perfeito e tendo em conta as relações entre as propriedades termodinâmicas nos diferentes estados. Desta forma obtêm-se:

$$\text{COP} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} = \frac{T_3}{T_3 - T_4} \quad (2.9)$$

Uma vantagem do ciclo a gás usando ar como fluido de trabalho é que um dos trocadores de calor pode ser eliminado conforme mostra o esquema da Figura 2.17.

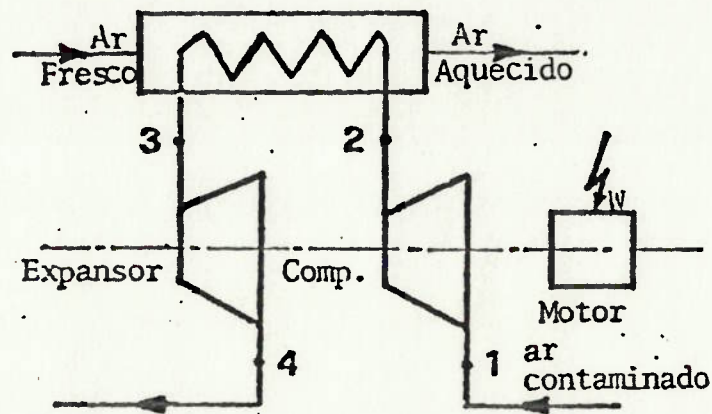


Figura 2.17 - Bomba de calor por compressão e expansão de ar em circuito aberto, utilizada para aquecimento de ambientes.

Um sistema do tipo apresentado na Figura 2.17 foi construído em 1934 para aquecimento do edifício do congresso de Zurich (Borel et alii - [4]). Segundo Morgan et alii - [22], o princípio de bombas de calor por compressão e expansão de ar em circuito aberto fornece uma linha econômica de desenvolvimentos.

2.2.4 Outros ciclos e princípios de operação

Nos itens anteriores foram descritos os principais sistemas termodinâmicos utilizados por bombas de calor. Além destes, exis

tem outros princípios de operação menos usuais e/ou ainda em desenvolvimento que são apresentados a seguir.

a) Bombas de calor termoelétricas

Utilizam como princípio de operação um fenômeno termoelétrico chamado efeito Peltier. Este efeito descoberto em 1834 por Peltier pode ser simplificadaamente descrito da seguinte forma: quando uma corrente elétrica contínua passa através de um circuito constituído por dois metais diferentes, unidos por junções condutoras (Figura 2.18), uma área de contato é aquecida e a outra é resfriada, ou ao contrário, dependendo do sentido da corrente. Assim energia é transportada da junta fria para a junta quente. O efeito Peltier é uma forma de transferir energia na forma de calor sem a utilização de partes móveis.

A Figura apresenta o esquema de um módulo de Peltier utilizado em uma bomba de calor termoelétrica.

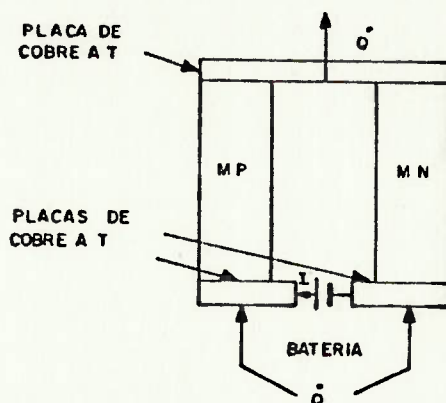


Figura 2.18 - Módulo de Peltier

Segundo Borel et alii - [4], as vantagens deste tipo de bomba de calor são: grande flexibilidade de utilização, segurança de funcionamento e ausência de ruído, e as principais desvantagens são: custo elevado, baixo coeficiente de performance (COP).

Morgan et alii - [22], considera pouco provável que as bombas de calor termoelétricas tenham algum destaque no futuro, exceto

talvez em certas áreas específicas.

b) Ciclo com ejetor de vapor

Este ciclo, assim como o de absorção descrito anteriormente é um ciclo tritêrmico, onde se acrescenta às duas fontes térmicas das bombas de calor ditêrmicas (fonte fria e fonte quente ou utilizador) uma terceira fonte térmica a uma temperatura, em geral, superior a do utilizador.

A Figura 2.19 mostra o esquema de uma bomba de calor com ejetor de vapor.

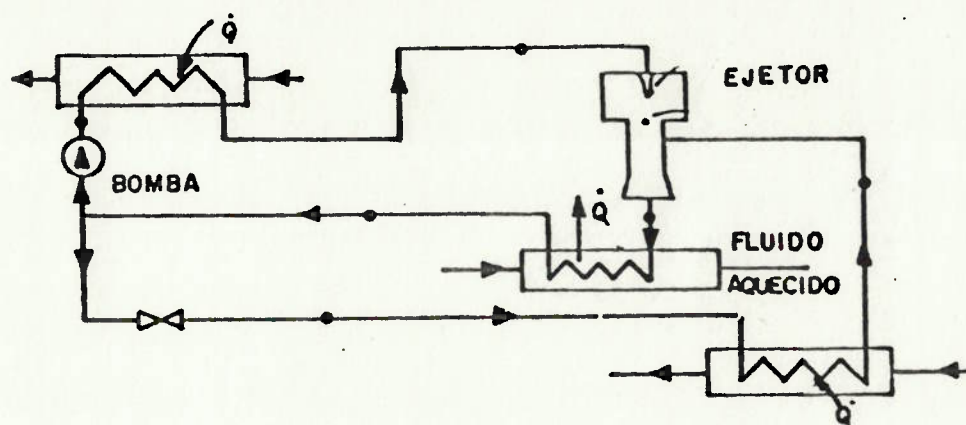


Figura 2.19 - Bomba de calor com ejetor de vapor.

O ejetor permite ao vapor do ciclo motor se expandir ao mesmo tempo que comprime o vapor do ciclo da bomba de calor. O mesmo fluido é utilizado nos dois circuitos os quais tem um condensador comum.

Borel et alii - [4] , considera que este sistema apesar da simplicidade tem um rendimento muito baixo além de difícil regulação, e é utilizado, essencialmente, para refrigeração em locais onde o vapor proveniente de processos térmicos é disponível a baixo preço.

Segundo Heap R.D., [13] , outros tipos de bombas de calor, in

cluindo "tubos vortex" e as chamadas bombas de calor químicas, têm sido propostas, mas ainda não foram testadas em instalações comerciais.

2.3 Bomba de Calor a Compressão de Vapor

No item 2.2 foram descritos os principais ciclos ou sistemas termodinâmicos para a operação de uma bomba de calor. Em função do escopo deste trabalho, que prevê a análise da utilização de bomba(s) de calor a compressão de vapor em sistemas de recuperação de energia, dar-se-á ênfase à descrição do funcionamento deste tipo de bomba de calor e dos seus principais elementos.

A maioria das bombas de calor, assim como das máquinas de refrigeração, funcionam segundo o princípio de compressão mecânica de vapor (Borel et alii - [4]) e, para ambos equipamentos, os principais componentes são os mesmos. Se, por um lado, este fato implica numa grande confiabilidade destes componentes, devido à experiência acumulada pela indústria de refrigeração na sua fabricação, por outro, a utilização direta dos mesmos componentes de um sistema de refrigeração em uma bomba de calor causa prejuízo à eficiência desta, em função das características particulares das bombas de calor, notadamente as faixas de temperatura e pressões envolvidas (Stulgys P., [29]).

Este último aspecto significa que deve ser dada atenção especial ao projeto de componentes principalmente os trocadores de calor para utilização em bombas de calor.

Os componentes de bombas de calor e sistemas de refrigeração a compressão de vapor são os mesmos:

- trocadores de calor (condensador e evaporador);
- compressor e seu sistema de acionamento;
- dispositivo de expansão;

- dispositivos de segurança;
- sistemas de controle;
- dutos para escoamento do refrigerante;
- filtros.

Os componentes básicos de uma bomba de calor a compressão de vapor são os trocadores de calor (condensador e evaporador), o compressor e o dispositivo de expansão. Estes componentes e o fluido de trabalho (refrigerante) são analisados a seguir.

2.3.1 Trocadores de calor - Condensadores e Evaporadores

Trocadores de calor são equipamentos que permitem uma transferência de energia na forma de calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas sem que ambos se misturem.

Nas bombas de calor os trocadores de calor são necessários para possibilitar a transferência de calor do fluido da fonte fria para o fluido de trabalho e para possibilitar a transferência de calor do fluido de trabalho para o fluido que deve ser aquecido.

Há, basicamente, dois tipos de trocadores de calor para bombas de calor. Para a transferência de calor entre gás e fluido refrigerante, o tipo mais utilizado é o de tubosaletados e para a transferência de calor entre líquido e refrigerante os mais adotados são os tipo casco e tubos (Figura 2.20).

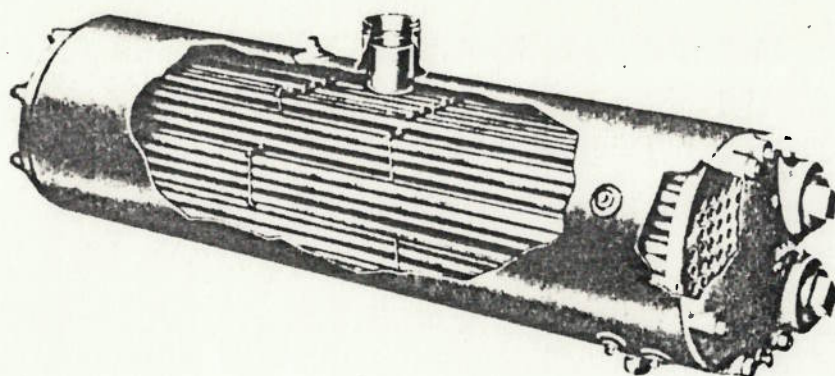


FIGURA 2.20 - Trocador de calor tipo casco e tubos

De acordo com Stoecker W. et alii, [28] , os vários tipos de condensadores e evaporadores são classificados conforme a localização do refrigerante e do fluido a ser aquecido ou resfriado. A Tabela 2.1 mostra esta classificação.

TABELA 2.1 - Tipos de condensadores e evaporadores
(fonte: Stoecker W. et alii, [28])

	Refrigerante	Fluido
CONDENSADOR	Dentro dos tubos	Gás por fora Líquido por fora*
	Fora dos tubos	Gás por dentro* Líquido por dentro
EVAPORADOR	Dentro dos tubos	Gás por fora Líquido por fora
	Fora dos tubos	Gás por dentro* Líquido por dentro

* Tipos não usuais

O gás e o líquido referidos na Tabela 2.1 são, normalmente, ar e água, mas outras substâncias podem ser utilizadas.

O condensador de uma bomba de calor geralmente trabalha com pressões do fluido refrigerante na faixa de 10 a 20 bar. Como pode ser visto na Tabela 2.1, nos tipos casco e tubo, que são normalmente empregados no caso de aquecimento de água, o refrigerante condensa externamente aos tubos, comumente aletados, enquanto a água escoar no interior dos tubos.

Os evaporadores tipo casco e tubo são, conforme já mencionado, os mais utilizados quando a evaporação do fluido refrigerante ocorre "às custas" do resfriamento de água.

Quando o refrigerante muda de fase no interior dos tubos, o evaporador é dito de expansão direta e é utilizado para cargas térmicas na faixa de 10 a 1000 kW

Nos evaporadores chamados inundados, o refrigerante evapora externamente aos tubos. Este tipo de evaporador é mais utilizado em instalações de grande porte com capacidades de até 30.000 kW e que operam com compressores centrífugos. Quando estes evaporadores são utilizados em conjunto com compressores alternativos, é necessária a instalação de um sub-sistema para o retorno de óleo ao compressor.

Segundo Oliveira S., [24], os evaporadores do tipo expansão direta apresentam algumas vantagens sobre os do tipo inundado, como a menor vazão de refrigerante e a garantia de retorno do óleo lubrificante ao compressor.

O dimensionamento dos trocadores de calor-condensador e evaporador, é importante para a avaliação econômica da bomba de calor. As diferenças de temperatura entre o fluido refrigerante e o fluido a ser aquecido e resfriado afetam as áreas de transferência de calor necessárias, e interferem no desempenho da bomba

ba de calor (COP) e na seleção do compressor. Este e outros aspectos operacionais devem ser considerados juntamente com os custos envolvidos e economias obtidas na seleção de um sistema de bomba de calor.

No capítulo 4 deste trabalho, esta discussão é aprofundada dentro da perspectiva de otimização de bombas de calor para determinadas aplicações.

2.3.2 Compressores

A movimentação do fluido refrigerante no circuito e a elevação da sua pressão de evaporação à pressão de condensação são funções do compressor em uma bomba de calor.

V. Cube H. et alii, [31], considera que o compressor é o componente mais importante de uma bomba de calor e que a utilização de compressores desenvolvidos para refrigeração, embora com alta qualidade e confiabilidade, não é totalmente apropriada para aplicações em bombas de calor; devido, principalmente, às diferentes faixas de temperaturas envolvidas.

Segundo Borel et alii, [4], apesar de vários tipos de compressores poderem ser utilizados em bombas de calor, (Figura 2.21) somente três tipos se impõem no mercado: alternativos, parafuso e turbo-compressores. A Figura 2.22 apresenta para estes compressores uma classificação aproximada em função da carga térmica no condensador.

Os compressores alternativos, de parafuso e centrífugo são descritos a seguir; sendo que os dois primeiros são tratados com mais detalhes por serem os mais utilizados (a maioria das aplicações de bombas de calor se situa na faixa de pequena e média capacidade) e em função do escopo deste trabalho, onde se pretende realizar uma análise de aplicação de bombas de calor utilizando

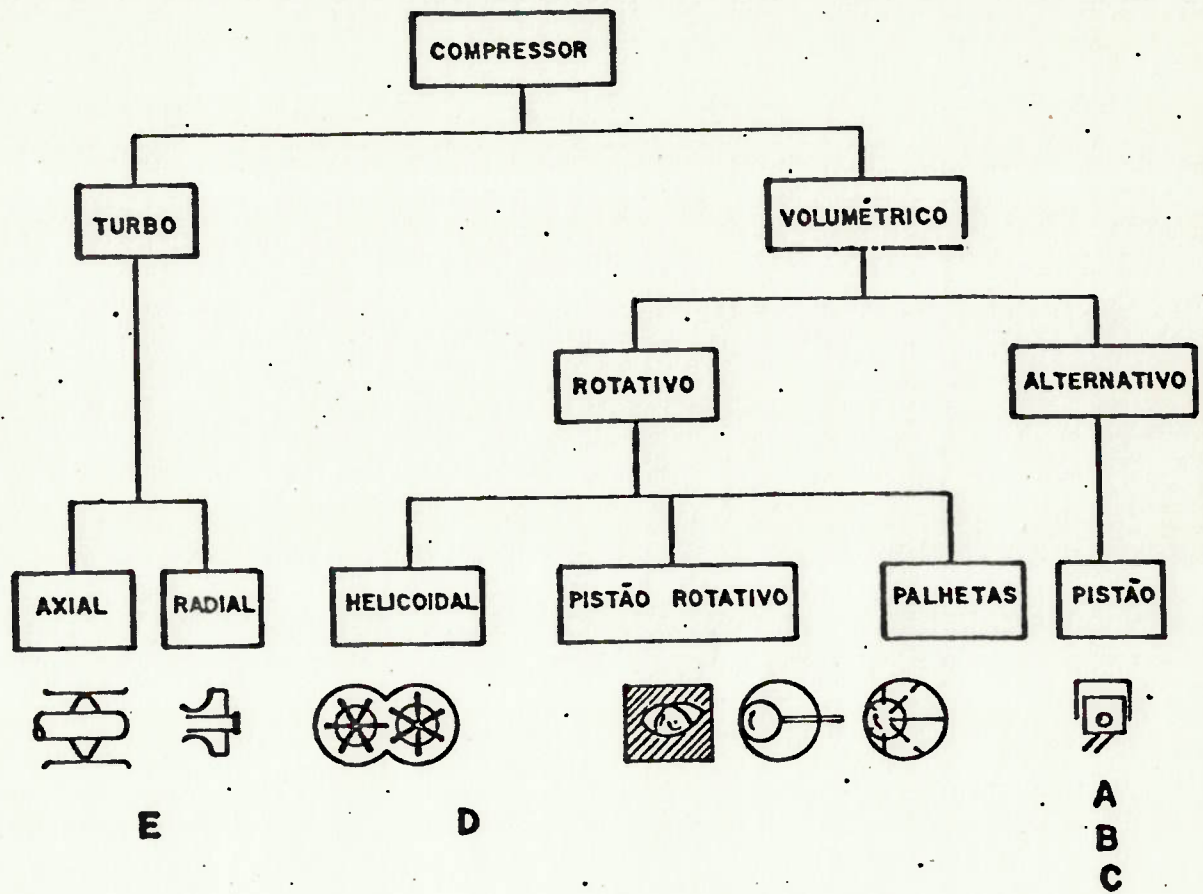
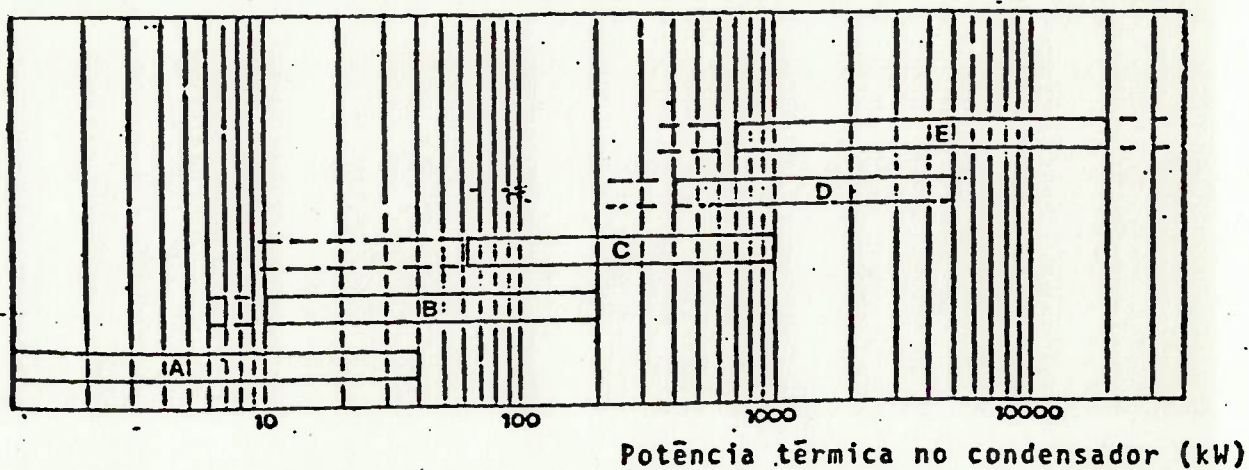


Figura 2.21 - Principais tipos de compressores.



- A: compressores alternativos herméticos
- B: compressores alternativos semi herméticos
- C: compressores alternativos não herméticos
- D: compressores parafuso
- E: turbocompressores

Figura 2.22 - Tipos de compressores usados em bombas de calor em função da carga térmica no condensador.

compressores alternativos.

a) Compressores Alternativos

Os compressores alternativos vêm sendo desenvolvidos há cerca de 100 anos, constituindo-se hoje no elemento fundamental da indústria de refrigeração. As unidades atuais são de ação simples, podendo ter um ou vários cilindros. Nos compressores com vários cilindros estes podem ser dispostos em V, W ou em linha. O princípio de funcionamento pode, simplificada, ser descrito da seguinte forma: durante o período de aspiração do êmbolo, o gás refrigerante é aspirado pela válvula de aspiração e, durante o período de compressão, o êmbolo comprime o refrigerante e o expulsa para fora do cilindro através da válvula de descarga que se localiza, normalmente, na cabeça do cilindro.

Existem três tipos de compressores alternativos disponíveis no mercado: hermético, semi-hermético e abertos. No tipo hermético, o compressor e o seu motor de acionamento são alojados dentro de uma carcaça hermeticamente fechada (Figura 2.23), sendo que as únicas ligações com a carcaça do compressor são as conexões da linha de aspiração e de descarga e os terminais elétricos. Em alguns casos, o gás refrigerante frio succionado do evaporador é utilizado na refrigeração do motor. Este compressor é comumente utilizado em geladeiras e aparelhos de ar condicionado residenciais.

Os compressores alternativos semi-herméticos são normalmente utilizados em instalações industriais e comerciais e apresentam o cabeçote removível, permitindo a manutenção das válvulas e dos êmbolos.

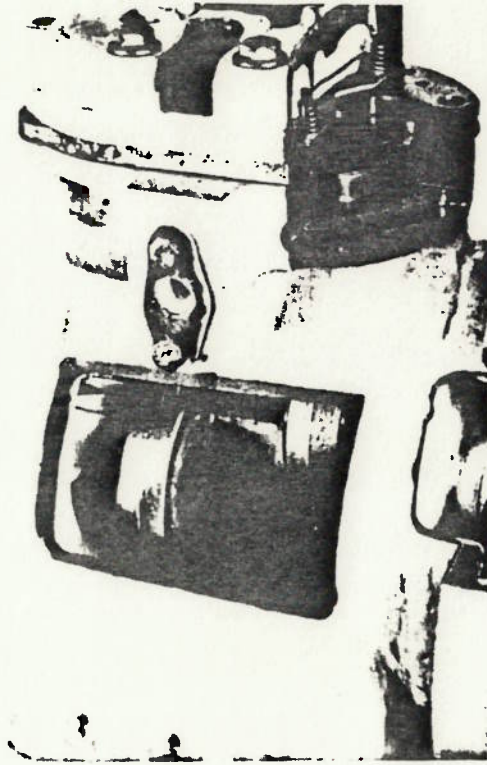


Figura 2.23 - Compressor alternativo hermético.

O compressor aberto é caracterizado por uma dissociação do compressor e do mecanismo de acionamento. Neste tipo o virabrequim atravessa a carcaça de tal modo que um motor externo passa a ser acoplado ao eixo. Este tipo de compressor apresenta a vantagem de possuir uma flexibilidade na escolha do acionamento a ser adotado, mas tem como desvantagem a possibilidade de escapes de gás refrigerante ou da penetração de ar externo quando a pressão for menor que a atmosférica. Selos de vedação são utilizados para evitar problemas.

b) Compressor Parafuso

O compressor parafuso foi desenvolvido na década de 30 e teve sua utilização ampliada a partir da década de 50. Basicamente é formado por dois rotores (macho e fêmea) alocados numa carcaça (Figura 2.24).

O princípio de funcionamento dos compressores parafuso é o seguinte: o fluido a ser comprimido é aspirado pela parte superior de uma das extremidades do compressor e sai pela parte inferior da outra extremidade. O processo de compressão ocorre pelo movimento do gás circulando pela carcaça do compressor e ocupando volumes cada vez menores.

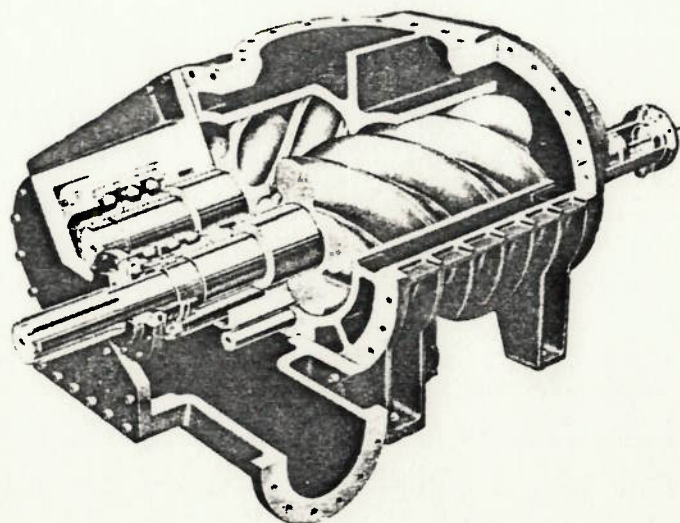


Figura 2.24 - Compressor parafuso.

Conforme pode ser visto na Figura 2.22, os compressores de parafuso cobrem uma faixa de potência térmica no condensador superior a dos compressores alternativos. No modelo onde o rotor macho aciona o rotor fêmea, o óleo lubrificante é usado com a finalidade de lubrificação e vedação. A vazão de óleo que circula com o fluido refrigerante neste tipo de compressor é maior que nos compressores alternativos, mas grande parte deste óleo é separada dentro do próprio compressor, de forma que uma pequena parte do óleo é descarregada junto com o fluido refrigerante. Isto faz com que o arraste de óleo para o condensador e evaporador seja da mesma ordem que para compressores alternativos.

Os compressores parafuso são unidades compactas com facilidade de de regulação de potência. Permitem um resfriamento intermediário durante a compressão, através de injeção de óleo, o que aumenta a eficácia do ciclo.

c) Compressor Centrífugo

Os compressores centrífugos são os mais adequados para bombas de calor que operam com altas vazões de fluido refrigerante, baixas razões de compressão e altas cargas térmicas. São bastante utilizados em sistemas de compressão mecânica de vapor d'água em virtude do volume específico deste fluido apresentar valores elevados nas condições de operação. Um sistema de compressão mecânica de vapor (ou recompressão de vapor) é uma bomba de calor de circuito aberto onde o fluido de trabalho é o próprio vapor. São utilizados em colunas de destilação e, principalmente, em sistemas de evaporação. A Figura 2.25 mostra um esquema possível de instalação de recompressão de vapor em um evaporador.

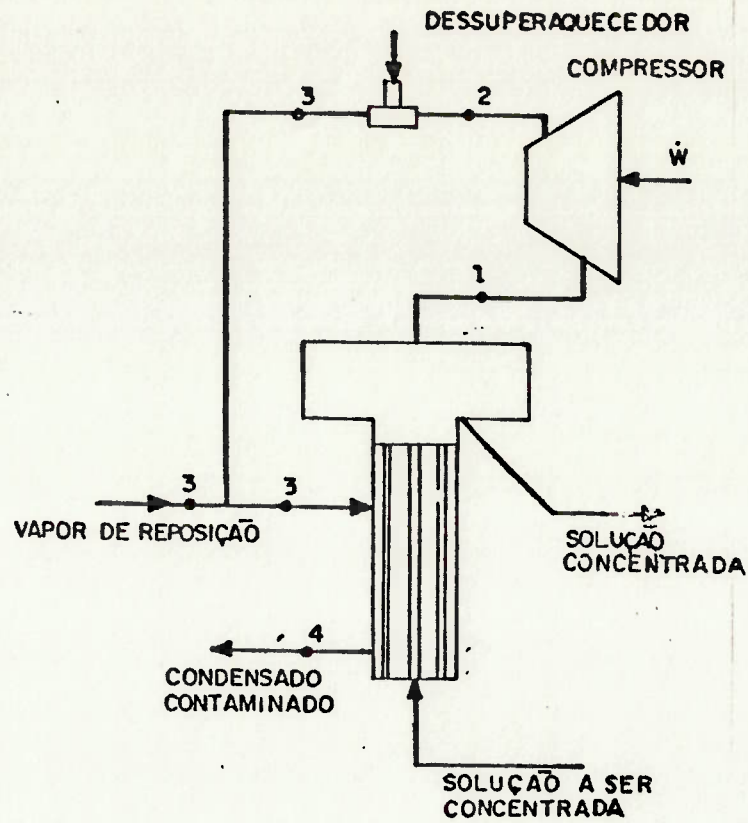


Figura 2.25 - Instalação para recompressão de vapor.

d) Formas de Acionamento

Os compressores podem, em princípio, ser acionados através de motores elétricos, motores a combustão, turbinas a vapor e a gás.

Segundo Heap R., [13], a maioria dos compressores de bombas de calor é acionada por motores elétricos, pois estes apresentam confiabilidade e eficiência elevadas e custo de manutenção baixo. O motor elétrico mais comumente empregado é do tipo indução sendo que as unidades de médio e grande porte têm um rendimento entre 0,9 e 0,95.

Quando o acionamento for feito por um motor a combustão interna é possível o aproveitamento da energia dos gases de exaustão e de água de resfriamento.

Segundo Garcia R., [10], o rendimento dos motores diesel e a gás, que normalmente tem valores entre 30% e 40%, com a utilização do calor residual dos gases de escape e de esfriamento do motor, pode alcançar valores elevados. Os custos de manutenção

dos motores diesel e a gás são superiores aos do motor elétrico.

A Figura 2.26 mostra o esquema de uma bomba de calor utilizando um motor de combustão interna para o acionamento do compressor. (Engine Driven Cycle).

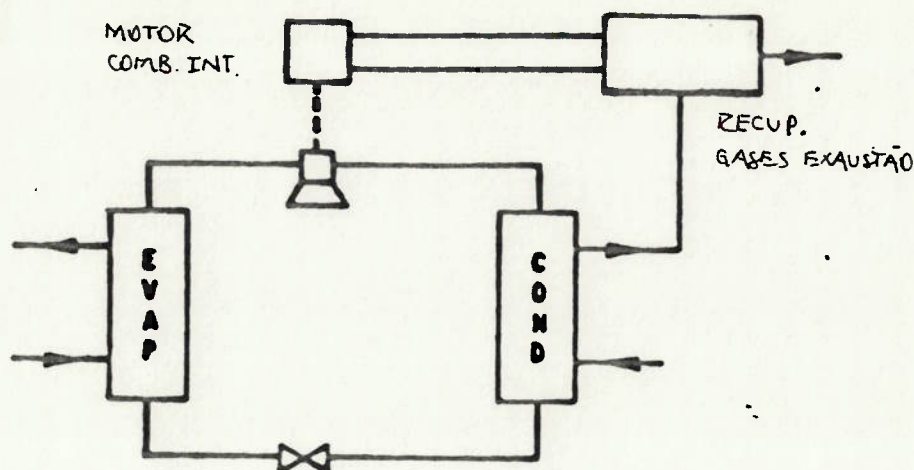


Figura 2.26 - Esquema de bomba de calor com compressor acionado por motor de combustão interna.

Na Europa, nos últimos anos, tem sido implantado, um número crescente de bombas de calor utilizando motores a gás. Esta alternativa de acionamento do compressor pode vir a ter relevância no Brasil em função da futura disponibilidade de gás natural proveniente da Bacia de Campos. Estudos deverão ser feitos no sentido de avaliar esta possibilidade.

Ainda com relação a acionamento de compressores, via motor a combustão, Stulgys P., [29], considera que a aplicação de motores de ciclo diesel, utilizando álcool com aditivos como combustível, deverá ser avaliada como uma alternativa válida no Brasil.

A escolha, em cada caso particular, da forma de acionamento deve ser precedida de uma análise das eficiências de aproveitamento do energético utilizado pelo motor e dos custos envolvidos.

2.3.3 Dispositivos de expansão

O último componente básico de uma bomba de calor a compres são de vapor é o chamado dispositivo de expansão. As funções des te dispositivo são a redução da pressão do fluido refrigerante da pressão de condensação até a de evaporação e o controle da vazão de refrigerante que entra no evaporador.

Em equipamentos de pequena potência, com capacidades da ordem de 10 kW, (como nas geladeiras domésticas) o dispositivo mais comum é o tubo capilar.

Para sistemas com potências maiores, os dispositivos mais usuais são a válvula de expansão de pressão constante, a válvula de expansão termostática e a válvula de boia. Estes dispositivos são descritos sumariamente a seguir.

A válvula de expansão de pressão constante regula a vazão de refrigerante de forma a manter invariável a pressão na sua descarga que é a pressão no evaporador. Em sistemas de refrigera ção, a aplicação tem sido limitada a capacidades abaixo de 30 kW. Uma vantagem apresentada por este tipo de válvula é permitir a proteção contra a sobrecarga do compressor, evitando altas pres sões de sucção.

Nas aplicações industriais, segundo Oliveira S., [24], o dispo sitivo mais utilizado é a válvula de expansão termostática. Este tipo de válvula controla a vazão de refrigerante impondo que haja sempre um determinado grau de superaquecimento do vapor na saída do evaporador. O superaquecimento do vapor, é importante para se evitar que o compressor succione gotículas de líquido que podem prejudicar o seu funcionamento.

As válvulas termostáticas podem ter a cápsula de controle operada eletricamente e neste caso são chamadas válvulas elêtri cas de expansão. Este tipo de válvula utiliza um termistor para

detectar a presença de refrigerante líquido na saída do evaporador. O líquido faz com que o termistor se resfrie a aumente a sua resistência elétrica, diminuindo a intensidade de corrente que atuando sobre o orifício da válvula, reduz a vazão de refrigerante.

Nas instalações que utilizam evaporadores do tipo inundado, a válvula de expansão adequada é a do tipo boia, que mantém constante o nível de refrigerante no evaporador através do controle de sua vazão. Segundo Morgan R. et alii, [22], estas válvulas tendem a ser mais caras que as de expansão termostática.

2.3.4 Refrigerantes

O refrigerante é o fluido de trabalho de uma bomba de calor; através dele energia, na forma de calor, é transferida da fonte "fria" para a fonte "quente" ou utilizador.

Existem várias substâncias refrigerantes disponíveis, que são classificadas a partir de suas características químicas. Segundo este critério, identificam-se quatro grupos. O primeiro é formado pelos compostos inorgânicos, dos quais os mais importantes são a amônia, o dióxido de carbono e o dióxido de enxofre.

No segundo grupo estão os hidrocarbonetos saturados alifáticos, tais como o metano e o etano. O terceiro grupo é composto pelos hidrocarbonetos não saturados, tais como o etileno. O quarto grupo é o mais importante, sendo formado pelos modernos refrigerantes: os hidrocarbonetos halogenados, também chamados refrigerantes halocarbônicos, englobando um grande número de substâncias. Alguns são constituídos por hidrocarbonetos saturados (por exemplo tricloro fluormetano) outros por hidrocarbonetos não saturados (por exemplo o tetrafluoretileno) e outros ainda, por compostos cíclicos orgânicos (tais como octociclofluorbutano). (Morgan, R. et alii [22]).

Os hidrocarbonetos halogenados começaram a ser fabricados e utilizados a partir de 1940. Estes refrigerantes são superiores à amônia, ao dióxido de enxofre ou ao cloreto de metila em pequenas aplicações. A amônia é ainda usada em grandes aplicações industriais tais como suprimento de água gelada em indústrias do setor de alimentos, onde suas vantagens de baixo custo, alta capacidade volumétrica de aquecimento e alta eficiência, compensam as dificuldades existentes no seu manuseio devido à toxicidade e inflamabilidade. (Heap R., [13]).

Os refrigerantes são geralmente conhecidos por um número precedido da letra R (de refrigerante) como R-12, R-22, etc., sendo que este número é derivado da fórmula química. Os números 500 e 504 são reservados para misturas azeotrópicas de refrigerantes que vem sendo usadas desde o final dos anos 50, particularmente o R-500, e os de 700 em diante para compostos inorgânicos. Os fluidos refrigerantes podem também ser conhecidos pelos nomes registrados por seus fabricantes, por exemplo o R-22 é comercializado com os nomes de Freon 22, Genetron 22 e Frigen 22⁽¹⁾.

A Tabela 2.2 apresenta as principais características de vários refrigerantes utilizados em bombas de calor e sistemas de refrigeração.

(1) *Freon é a marca registrada da Freon Division, E.I. du Pont de Nemours & Cia.*
Genetron é a marca registrada da Speciality Chemicals Division Allied Chemical Corp.
Frigen é a marca registrada da Hoescht.

TABELA 2.2 - Refrigerantes para bombas de calor

Refrigerante (1)	Fórmula Química	Massa Molecular	Temp. de Congelamento °C	Temp. Crítica	Pressão Crítica	Pressões de Saturação a T=0°C bar	T=50°C bar	Relação de Pressão (2)	η (3)	Q/V (4) kJ/m ³
R-11	CCl ₃ F	137,4	-111	198	43,7	0,4	2,4	6,0	0,88	437
R-12	CCl ₂ F ₂	120,9	-158	112	41,6	3,1	12,1	3,9	0,81	2290
R-21	CHCl ₂ F	102,9	-135	178,3	51,7	0,7	4,0	5,7	0,88	768
R-22	CHClF ₂	86,5	-160	96	49,4	5,0	19,6	3,9	0,80	3760
R-113	CClF ₂ -CCl ₂ F	187,4	-35	214,1	34,1	0,2	1,1	5,5	0,88	180
R-114	CClF ₂ -CClF ₂	170,9	-94	145,7	32,8	0,9	4,7	5,2	0,81	760
RC-318	C ₄ F ₈	200	-41,4	115	27,8	1,3	6,6	5,1	0,76	1010
R-500	R-12+R-152	99,3	-159	105	43,5	3,6	14,8	4,1	0,80	2680
R-717	NH ₃	17	-77,9	132,4	113,5	4,3	20,3	4,7	0,84	4354
R-718	H ₂ O	18	0	374,2	221,2	0,006	0,1	17	0,81	14

1. nº de identificação conforme norma ISO 817/1974

2. relação de pressões P_1 (T=50°C) e P_0 (T=0°C)

3. relação entre os coeficientes de eficácia do ciclo de compressão de vapor e de Carnot com $T_{ev}=0^\circ\text{C}$ e $T_{cd}=50^\circ\text{C}$

4. capacidade volumétrica de aquecimento no condensador por unidade de volume aspirada pelo compressor,

$T_{ev}=0^\circ\text{C}$, $T_{cd}=50^\circ\text{C}$.

Com relação ao desenvolvimento de novos refrigerantes, uma tendência atual, segundo Heap R., [13], é a pesquisa de misturas não azeotrópicas que teriam a vantagem em relação aos refrigerantes atuais de permitirem um maior coeficiente de performance (COP). Estas misturas podem permitir controle de potência térmica.

A escolha de um refrigerante para ser utilizado como fluido de trabalho numa bomba de calor é determinada, em princípio, pelas suas propriedades termodinâmicas, mas uma série de outros fatores de ordem prática também devem ser levados em conta.

Os principais aspectos a serem analisados são os seguintes:

a) Pressão de Saturação nas Temperaturas de Condensação e Evaporação

As temperaturas de condensação e evaporação determinam, para os diferentes fluidos, as correspondentes pressões de saturação. O refrigerante ideal não deve ter, para a temperatura de condensação necessária, uma pressão de condensação muito elevada, evitando que o condensador tenha dimensões (espessuras de parede) que acarretem num alto custo e para que não haja problemas com o compressor. O limite atual para os compressores e trocadores de calor é por volta de 30 kgf/cm^2 (Bauder, H.J., [1]).

Com relação à pressão de evaporação, esta não deve ser muito baixa. A baixas pressões, os altos valores de volume específico do fluido refrigerante fazem com que o volume a ser succionado pelo compressor seja grande o que implica em um compressor de grandes dimensões e alto custo. Por outro lado, é conveniente que a pressão de evaporação seja maior que a atmosférica para evitar a infiltração de ar, que pode provocar problemas de corrosão e prejudicar o processo de transferência de calor.

b) Capacidade Volumétrica de Aquecimento

A capacidade volumétrica de aquecimento ideal do fluido refrigerante pode ser calculada, considerando um ciclo ideal de compressão de vapor (Figura 2.9), por $(h_2 - h_4) \cdot \rho_1$. Onde h_2 , h_4 são as entalpias específicas nos pontos 2 e 4 (saída do compressor e saída do condensador) e ρ_1 é a massa específica do vapor no ponto 1 (saída do evaporador). Quanto maior for o valor da capacidade volumétrica de aquecimento, menor será a dimensão do compressor para uma dada carga térmica no condensador pois menor será a vazão volumétrica de fluido na sucção do compressor; conseqüentemente menor será o investimento (Millán P. et alii, [20]). A capacidade volumétrica de aquecimento de vários fluidos refrigerantes é apresentada na Figura 2.27.

c) Temperatura Crítica

Para qualquer tipo de refrigerante empregado, o coeficiente de "performance" (COP) da bomba de calor diminui muito rapidamente quando a temperatura de condensação se aproxima da temperatura crítica. Isto se deve à diminuição da entalpia de vaporização conforme pode ser visto num diagrama log p-xh (Mollier) típico, apresentado na Figura 2.28.

É recomendável que a relação entre a temperatura de condensação e a temperatura crítica não ultrapasse o valor de 0,85.

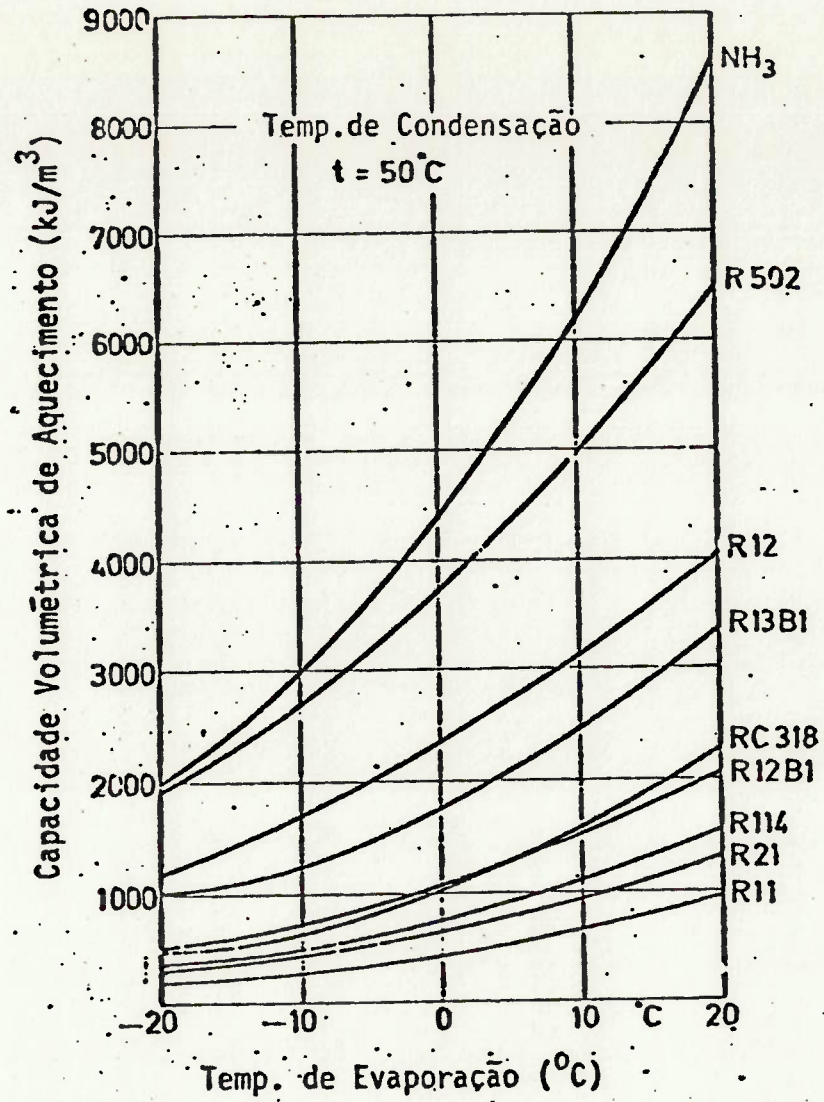


Figura 2.27 - Capacidade volumétrica de aquecimento na temperatura de condensação de 50°C .

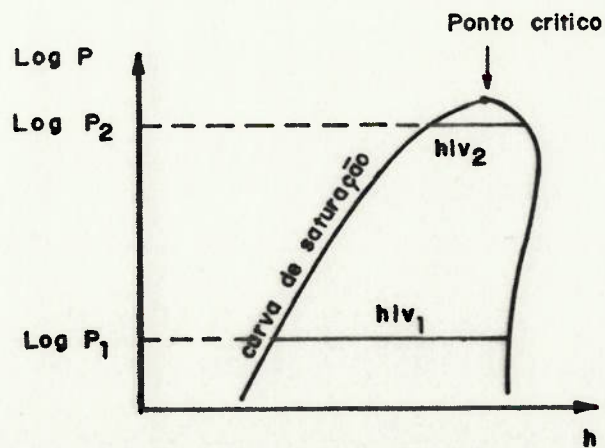


Figura 2.28 - Diagrama de Mollier para um refrigerante.

d) Estabilidade Térmica

A resistência das moléculas à decomposição, em função de altas temperaturas, é o que caracteriza a estabilidade térmica de um refrigerante.

A Tabela 2.3 apresenta, para alguns refrigerantes, os limites de temperatura para que a decomposição não ultrapasse 1% ao ano; tais resultados foram obtidos através de ensaios em tubos selados.

TABELA 2.3 - Decomposição térmica de alguns refrigerantes (fonte: Borel et alii, [4])

FLUIDO	TEMPERATURA MÁXIMA PARA DECOMPOSIÇÃO TÉRMICA DE 1% AO ANO (°C)
R-11	300
R-12	500
R-22	250
R-114	380

Quando da utilização dos refrigerantes apresentados na Tabela 2.2 em bombas de calor a compressão, o que se observa, no entanto, é que os limites de temperatura admissível para estabilidade térmica são também menores. Tal fato se deve a miscibilidade dos hidrocarbonetos halogenados nos óleos lubrificantes utilizados nos compressores, o que gera uma mistura para a qual a temperatura limite, devido a decomposição térmica, é inferior ao valor obtido nos ensaios.

Kew, P. [18] recomenda que os limites de temperatura para refrigerantes utilizados em bombas de calor com compressores alternativos sejam os seguintes:

TABELA 2.4 - Limites de temperaturas para alguns refrigerantes

FLUIDO	(°C)
R- 11	107
R-115	107
R-114	121

A decomposição térmica de um refrigerante provoca também problemas operacionais nos compressores alternativos, devido aos depósitos de carbono nas válvulas de descarga.

Uma possível solução para diminuir os problemas associados à decomposição térmica das misturas refrigerante-óleo lubrificante é a utilização de óleos lubrificantes sintéticos que vem sendo desenvolvidos atualmente.

e) Compatibilidade com Outras Substâncias e Miscibilidade com Óleo Lubrificante

Em termos gerais, a maior parte dos refrigerantes são compatíveis com os materiais usualmente utilizados pelos componentes de uma bomba de calor.

Muitos compressores são lubrificados pela circulação de óleo em contato com o refrigerante, de forma que não apenas a compatibilidade de refrigerante com óleo, mas também a miscibilidade deve ser considerada. Em compressores alternativos e de parafuso ocorre o arraste de uma parte de óleo pelo gás refrigerante na descarga do compressor. O óleo arrastado, após passar pelo condensador vai para o evaporador onde o refrigerante evapora e se separa do óleo. A existência de óleo no evaporador tem como consequência uma redução na eficiência de transferência de calor. Em função disto, é necessário adotar-se medidas para evitar que o óleo chegue ao evaporador (separador de óleo), ou para removê-lo (sistema de drenagem).

nagem). Outro aspecto a ser mencionado é que uma elevada solubilidade do refrigerante no óleo pode provocar uma redução excessiva na sua viscosidade.

Se os refrigerantes halocarbônicos entram em contato com água, são produzidas substâncias corrosivas, que podem danificar componentes da bomba de calor. Para reduzir o risco de ocorrência deste problema, é preferível escolher um refrigerante que possa trabalhar acima da pressão atmosférica evitando-se que ar úmido possa entrar no sistema.

f) Inflamabilidade e Toxicidade

Caracteriza-se a inflamabilidade dos fluidos refrigerantes através do valor mínimo de concentração (em volume) em uma mistura com ar, em condições ambientais de pressão e temperatura padronizadas, que faz com que essa mistura seja explosiva. De forma geral, os refrigerantes halocarbônicos podem ser considerados não inflamáveis, menos algumas exceções como o R-290, R-600 e R-600a.

Com relação a toxicidade, os refrigerantes halocarbônicos são considerados não tóxicos, menos o R-40 e R-160.

Na década de 70 verificou-se que o cloro dos hidrocarbonetos halogenados liberados para o meio ambiente estaria esgotando a ozona na estratosfera e, como consequência aumentando a quantidade de radiação ultra violeta que atinge o solo. Este aspecto, de poluição ambiental fez com que a indústria de refrigeração aumentasse seus padrões de segurança e controle de poluição. Esta questão pode fazer com que maiores cuidados sejam dispensados, futuramente, na manipulação destes refrigerantes.

O conjunto dos fluidos adequados à utilização em bombas de calor, pode ser dividido em duas classes. Na primeira (A), há uma redução de entropia específica do vapor saturado para um aumento

de pressão, como mostrado na Figura 2.29 (a); neste caso há um superaquecimento do vapor na saída do compressor, após uma compressão isoentrópica. Na segunda (b), há um aumento de entropia específica do vapor saturado para um aumento de pressão, como mostrado na Figura 2.29 (b). Para estes fluidos existe a necessidade de um superaquecimento na entrada do compressor a fim de se evitar uma condensação parcial dentro do compressor durante uma compressão isoentrópica.

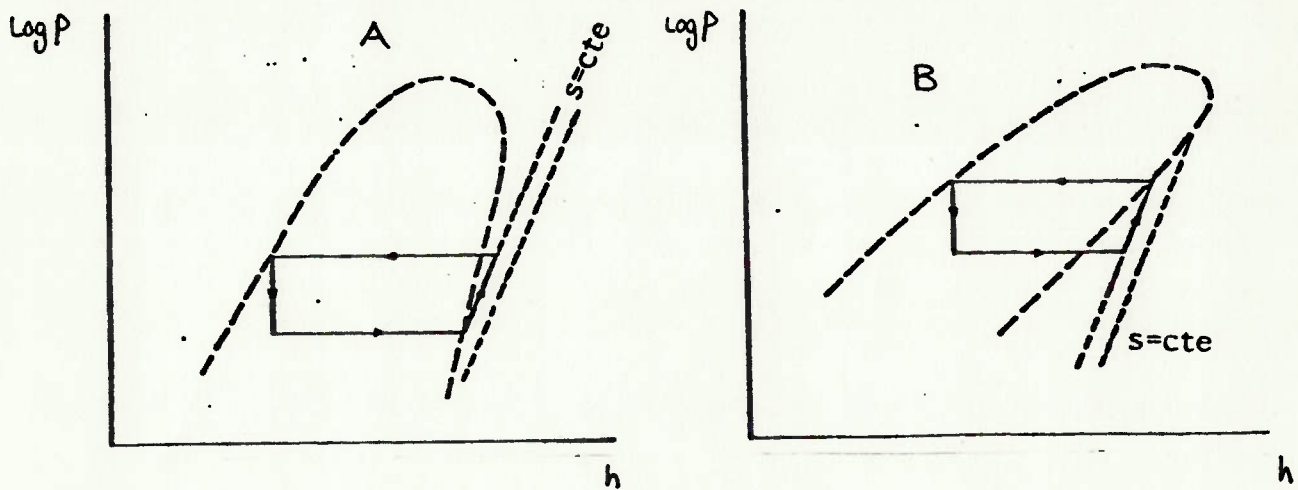


Figura 2.29 - Representação do ciclo de compressão de vapor ideal para fluidos tipo A e B.
(fonte: Bertinat, M.P. et alii, [3]).

3 MODELAGEM E OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE BOMBAS DE CALOR

Como para qualquer outro investimento, a análise da viabilidade de utilização de bombas de calor, no setor industrial - objetivo deste trabalho, ou em outros setores; necessita de um estudo para a determinação da alternativa (configuração do sistema) mais eficiente do ponto de vista econômico. Em muitos casos, devido ao grande número de parâmetros envolvidos (ciclos termodinâmicos, fluidos refrigerantes, tipo de compressor e forma de acionamento, temperaturas de evaporação e condensação, etc.), é muito difícil se saber, a priori, qual a melhor configuração a ser adotada.

Neste capítulo são feitas breves considerações preliminares a respeito da modelagem e otimização de sistemas de bombas de calor e, a seguir, é apresentado um relato de algumas experiências desenvolvidas.

3.1 Considerações Preliminares

Em aplicações de bombas de calor há uma série de aspectos que devem ser considerados e analisados, desde os referentes a bomba de calor, enquanto um subsistema constituído por diversos componentes e com vários parâmetros a serem definidos, até as características do processo onde a bomba de calor vai ser utilizada. Segundo Silberring, L. [27], um tipo particular de instalação de bomba de calor não pode ser recomendada para uma utilização geral, a melhor solução, em termos de características da bomba de calor a ser utilizada, depende do conjunto de condições externas, que são variáveis para os diferentes casos particulares.

Em função do grande número de parâmetros envolvidos nestas análises, é importante a utilização de modelos matemáticos e computacionais que consigam avaliar as interações entre os diversos elementos constitutivos do sistema em estudo, e possibilitem

a otimização dos parâmetros de projeto, selecionando os componentes mais adequados para a faixa de operação da bomba de calor.

Modelos computacionais para bombas de calor, com diferentes níveis de complexidade, já foram desenvolvidos e utilizados em várias situações. Nos modelos mais simples, as características de funcionamento dos componentes da bomba de calor são obtidas através de informações que constam de catálogos de fabricantes; já nos modelos mais complexos são utilizadas as equações matemáticas para simular o comportamento de cada elemento (Heap, R., [13]). Estes últimos modelos são potencialmente mais úteis, mas podem estar sujeitos a erros maiores, pelo fato de serem utilizadas equações, para simulação do comportamento dos componentes da bomba de calor, que muitas vezes não se ajustam à realidade.

A otimização geral, ou a otimização de todos parâmetros característicos, pode ser apropriada para bombas de calor de grande porte, projetadas especificamente para uma determinada condição de operação, mas não para bombas de calor produzidas em série, cujas condições de operação nem sempre são conhecidas com antecipação.

Gluckman, R. [12], propõe um esquema geral para a análise econômica de aplicações industriais de bombas de calor, que pode ser utilizado na otimização destas aplicações. Este esquema consiste das seguintes etapas:

- a) execução de um balanço de energia na unidade industrial visando, através do levantamento das características dos utilizadores de energia e dos "rejeitos energéticos" existentes, identificar possíveis aplicações de bombas de calor;
- b) para cada aplicação de bomba de calor identificada, avaliar as possíveis configurações;
- c) calcular para cada configuração em análise os custos operacio

nais existentes;

- d) calcular o investimento necessário para cada configuração;
- e) selecionar a melhor alternativa em termos práticos e econômicos.

O autor analisa, no trabalho citado, os aspectos referentes a cada uma destas etapas e considera que um dos problemas existentes na realização de tal procedimento de avaliação é o levantamento dos custos de capital da bomba de calor.

3.2 Experiências Desenvolvidas

A seguir são descritos, à luz das informações bibliográficas obtidas, três trabalhos de otimização de sistemas de bombas de calor.

a) Otimização de um sistema "GCHP"

Catan, M. et alii [6], desenvolveram um trabalho no qual se objetivou a otimização um sistema "GCHP" (bomba de calor acoplada ao solo) para o aquecimento de água residencial. A determinação das condições ótimas de projeto tanto da bomba de calor, quanto da serpentina "enterrada" no solo, foi feita visando a minimização do custo anual médio da instalação. Os autores consideraram que a utilização do tempo de retorno simples como figura de mérito, não conduziria, necessariamente, à melhor escolha.

O processo de otimização foi realizado através de vários modelos computacionais, tanto de desempenho quanto de custo do sistema (Figura 3.1). A configuração ótima obtida foi encaminhada a um fabricante para a construção de um protótipo para testes.

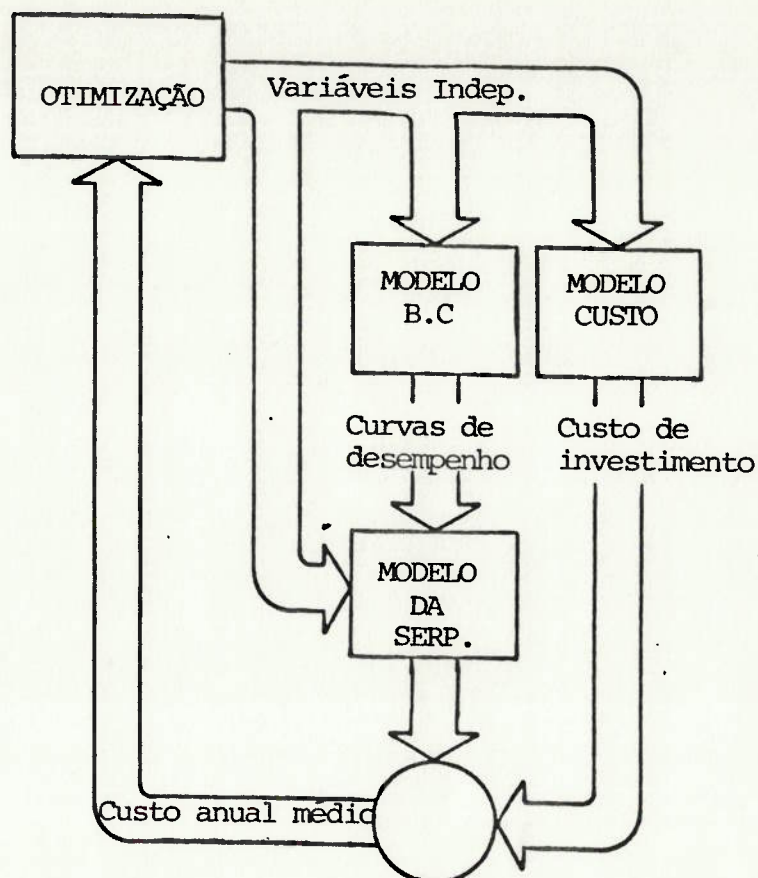


Figura 3.1 - Fluxograma simplificado da otimização de um sistema "GCHP".

b) Otimização de uma coluna de destilação utilizando bomba de calor

Um dos processos industriais que apresenta grande potencial de aplicação de bombas de calor é o processo de destilação (separação de componentes de uma mistura líquida).

O sistema resultante da integração de bomba de calor a uma coluna de destilação envolve uma série de fatores que influenciam o seu desempenho econômico, fatores operacionais e de projeto e fatores puramente econômicos. Um modelo de projeto e avaliação econômica, utilizado para a otimização de um sistema de destilação utilizando bomba de calor, foi desenvolvido por Omideyi, T. et alii [26]. A Figura 3.2 apresenta um esquema deste sistema. O modelo em questão associa um algoritmo de dimensionamento

dos principais componentes a um algoritmo de custos destes componentes, obtendo-se então os parâmetros econômicos do sistema. O critério utilizado para a seleção da melhor alternativa é o tempo de retorno.

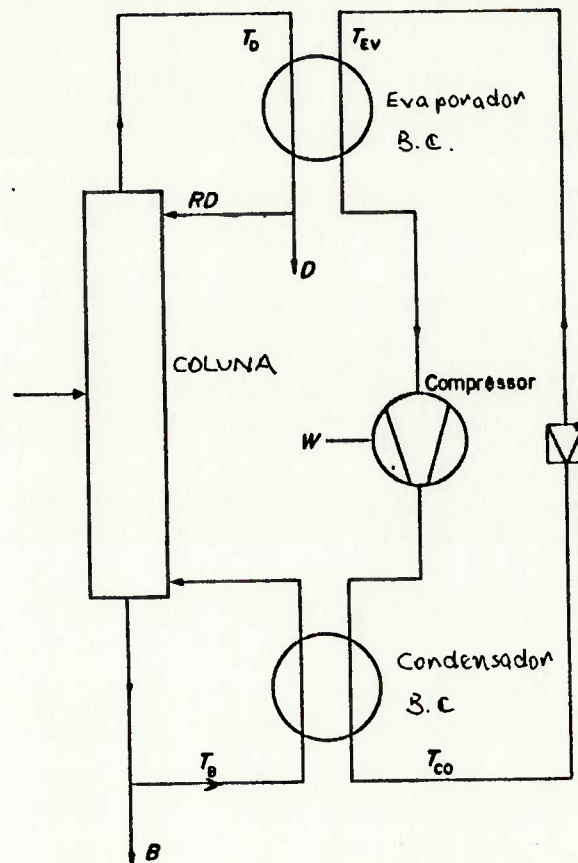


Figura 3.2 - Sistema de destilação integrado a bomba de calor.

c) Otimização de um sistema de aquecimento distrital ou multifamiliar

Um programa computacional de simulação e otimização de um sistema de aquecimento distrital (ou de residências multifamiliares) é apresentado no trabalho realizado por Franck, P. et alii [9] . O sistema consiste de um trocador de calor para extrair calor a baixa temperatura do ar, um reservatório térmico, uma bomba de calor e uma caldeira a óleo para o suprimento auxiliar, se necessário, de calor. O reservatório térmico é constituído por tubos "enterrados"

no solo. A Figura 3.3 apresenta este sistema.

O programa otimiza a configuração do sistema (características e dimensões dos seus componentes) através da utilização do custo anual como figura de mérito. A configuração ótima determinada foi comparada com sistemas de aquecimento compostos unicamente por caldeira a óleo e mostrou-se menos vantajosa economicamente. Os autores consideram que a diminuição dos custos de investimento, com a bomba de calor; e o aumento dos custos de energia no futuro, podem tornar o sistema analisado competitivo em termos econômicos.

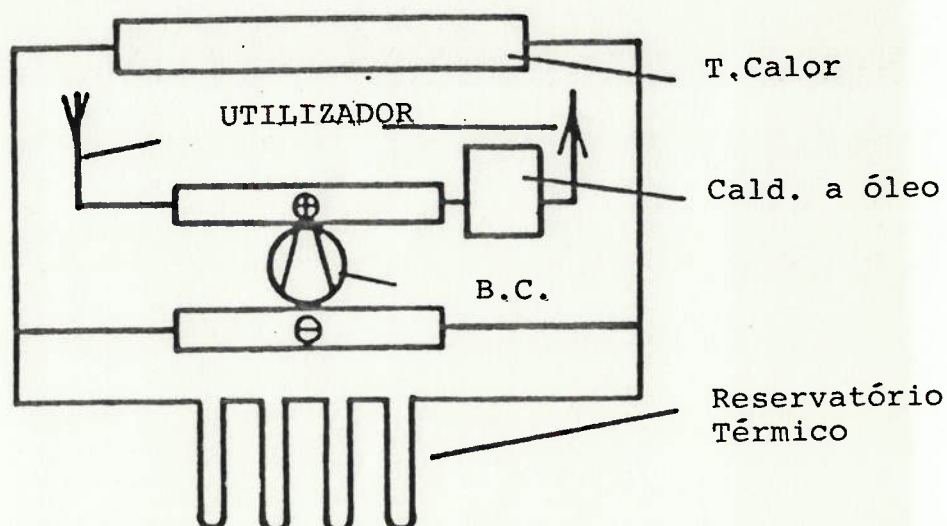


Figura 3.3 - Sistema de aquecimento distrital envolvendo bomba de calor

4 MODELO DESENVOLVIDO

Atualmente, existe a possibilidade de utilização de bombas de calor em vários setores industriais visando a substituição de derivados de petróleo, bem como a racionalização do uso de energia elétrica. Com o objetivo de se obter um "instrumental" para a análise e otimização de algumas destas aplicações, foi desenvolvido um modelo matemático que avalia os aspectos técnicos e econômicos de um sistema de aquecimento de água utilizando bomba de calor; e um programa computacional que permite a otimização da configuração deste sistema.

O modelo matemático e o programa computacional, juntamente com as hipóteses, os métodos de otimização e as figuras de mérito econômica adotadas, são apresentados neste capítulo.

4.1 Introdução

A modelagem da bomba de calor será desenvolvida considerando a utilização de bombas de calor convencionais (baseadas no ciclo de compressão de vapor) "Água-Água"⁽¹⁾, operando em regime permanente e empregando compressores alternativos acionados por motores elétricos. Os fluidos refrigerantes a serem analisados como possíveis fluidos de trabalho serão o R-12, o R-22 e o R-114, sendo que não será considerada a possibilidade de sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador.

Como o objetivo, já mencionado, é a avaliação econômica, a modelagem foi feita buscando estabelecer uma relação entre o investimento e o benefício obtido (economia do energético utilizado para o aquecimento da água de processo). Para tanto, o modelo calcula

(1) Quando o fluido aquecido no condensador da bomba de calor e o fluido da fonte fria utilizada, são água ou líquidos com propriedades semelhantes às da água, a bomba de calor, nestas condições, é chamada de "Água-Água".

la as características (dimensões e capacidade) da bomba de calor para uma determinada configuração e associa a estas características um custo de investimento.

As etapas do modelo desenvolvido são:

- i) Definição das informações gerais sobre o processo no qual se pretende avaliar a aplicação da bomba de calor, sobre os componentes da bomba de calor e sobre os parâmetros utilizados na análise econômica;
- ii) Caracterização da configuração do sistema através dos parâmetros referentes aos fluxos de água a ser aquecida e resfriada; e das diferenças de temperaturas no condensador e evaporador da bomba de calor;
- iii) Estimativa, para a configuração em análise, das características operacionais e de projeto da bomba de calor, através do submodelo de desempenho e dimensionamento;
- iv) Cálculo do custo da bomba de calor e da economia obtida através dos parâmetros estimados em iii), utilizando-se o submodelo de custos e economia;
- v) Determinação do valor da figura de mérito adotada, utilizando os valores obtidos em iii) e iv);
- vi) Obtenção da configuração ótima para a aplicação analisada, através de um processo de otimização interagindo com as etapas ii), iii), iv) e v).

A estrutura simplificada do modelo é apresentada na Figura 4.1

Nos itens a seguir é descrita, em detalhes, a metodologia utilizada nos submodelos definidos, no cálculo da figura de mérito e no processo de otimização.

4.2 Submodelo de desempenho e dimensionamento da bomba de calor

Neste trabalho, a bomba de calor é definida através dos seus parâmetros operacionais (temperaturas de evaporação e condensação do fluido refrigerante, temperaturas de entrada e saída da água no condensador e evaporador e coeficiente de "performance") e das dimensões dos seus principais componentes (condensador, evaporador e compressor). A determinação destas características é feita pelo submodelo de desempenho e dimensionamento utilizando um equacionamento geral para a bomba de calor e uma simulação do ciclo ideal de compressão de vapor. Com o objetivo de facilitar o acompanhamento do procedimento adotado, o cálculo dos parâmetros operacionais e das dimensões dos principais componentes serão apresentados separadamente.

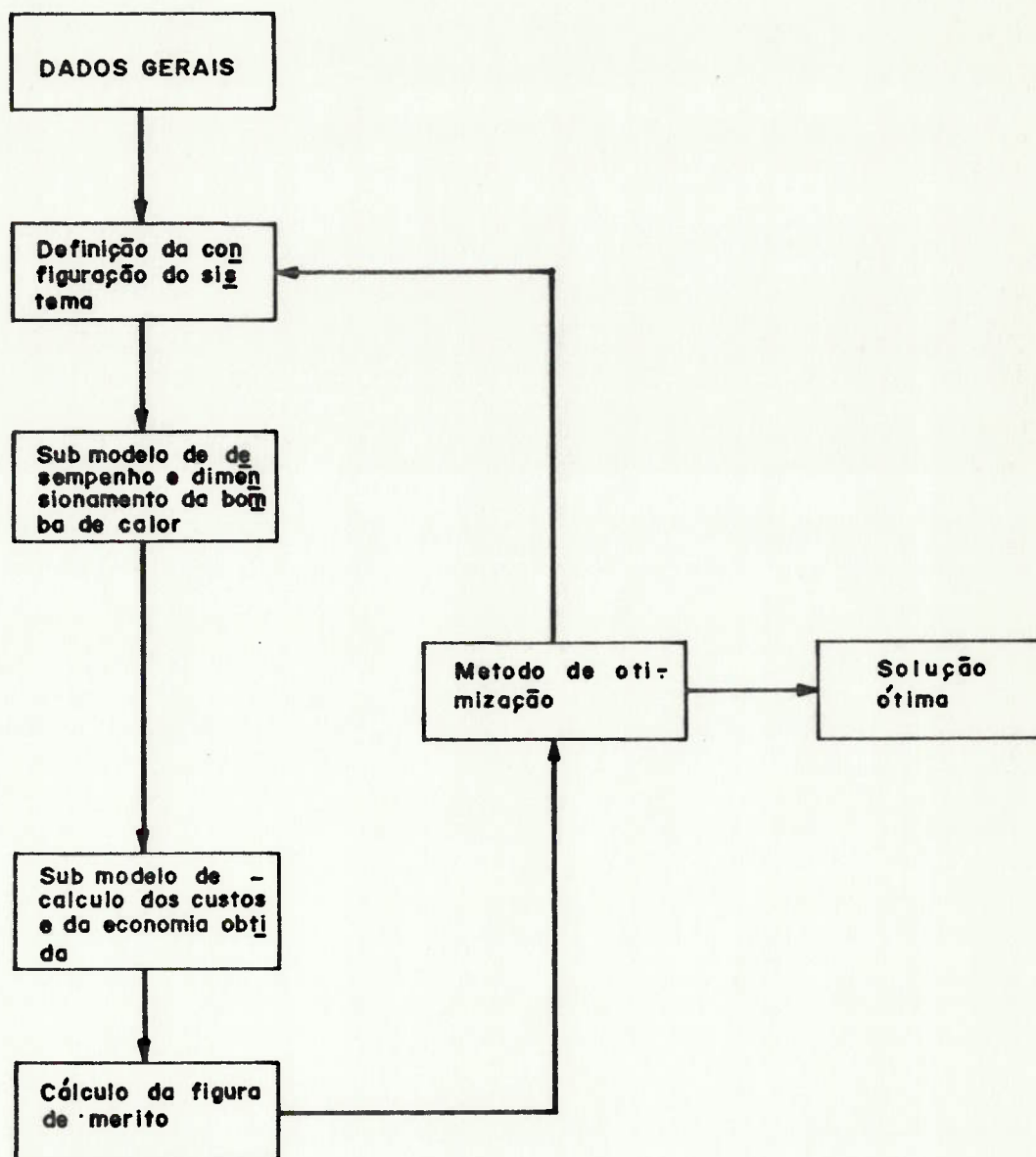


Figura 4.1 - Estrutura geral do modelo para otimização de aplicações de bombas de calor.

4.2.1 Desempenho e parâmetros operacionais de uma bomba de calor

Utilizando-se da 1.^a Lei da Termodinâmica, e das equações específicas para cada componente da bomba de calor e considerando o afastamento do ciclo real em relação ao ciclo ideal de compressão de vapor; é possível o estabelecimento de uma equação geral da bomba de calor envolvendo os seus parâmetros operacionais (temperaturas) e o coeficiente de performance do ciclo ideal de compressão de vapor (COP_i). Este procedimento, baseado no equacionamento realizado por Oliveira, S. [24], é desenvolvido a seguir.

O esquema da bomba de calor a ser utilizado é apresentado na Figura 4.2 .

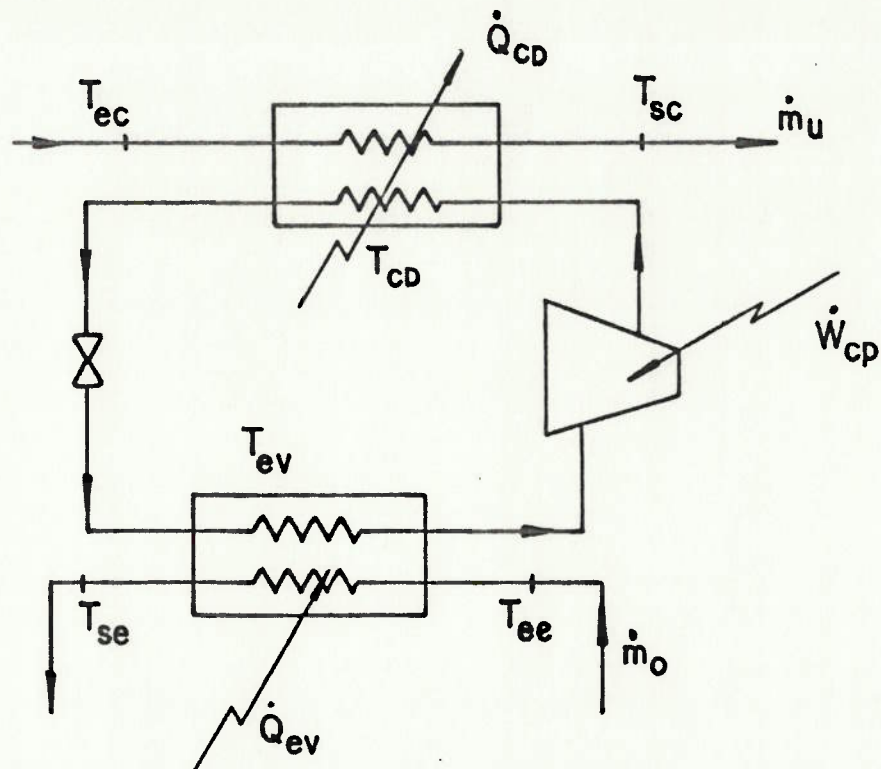


Figura 4.2 - Esquema da bomba de calor.

Através da 1.^a Lei da Termodinâmica e considerando que no ciclo de compressão de vapor, o processo de expansão através da válvula é realizado sem nenhuma interação na forma de calor ou trabalho com o meio ambiente, obtém-se:

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{W}_{BC} + \dot{Q}_{EV} \quad (4.1)$$

onde:

\dot{Q}_{CD} = taxa de troca de calor no condensador (kW);

\dot{W}_{BC} = potência consumida pela bomba de calor (kW);

\dot{Q}_{EV} = taxa de troca de calor no evaporador (kW).

Admitindo-se que no condensador e no evaporador não ocorram perdas para o ambiente, e considerando o aquecimento e o resfriamento dos fluidos de processo e efluente, respectivamente; obtêm-se as seguintes expressões para \dot{Q}_{CD} e \dot{Q}_{EV} :

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_u (h_{sc} - h_{ec}); \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_o (h_{ee} - h_{se}) \quad (4.3)$$

onde:

\dot{m}_u = vazão mássica da água de processo (kg/s);

\dot{m}_o = vazão mássica da água efluente utilizada como fonte fria (kg/s);

h = entalpia específica (kJ/kg).

Estas equações podem ser escritas em função das temperaturas envolvidas, da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_u c_{pu} (T_{sc} - T_{ec}); \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_o c_{po} (T_{ee} - T_{se}) \quad (4.5)$$

onde:

c_p = calor específico a pressão constante (kJ/kg K);

T_{sc} = temperatura da água na saída do condensador (K);

T_{ec} = temperatura da água na entrada do condensador (K);

T_{ee} = temperatura da água na entrada do evaporador (K);

T_{se} = temperatura da água na saída do evaporador (K).

O coeficiente de performance da bomba de calor COP_{BC} , dado por:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{CD}}{\dot{W}_{BC}}; \quad (4.6)$$

pode ser relacionado com o coeficiente de performance do ciclo de compressão ideal (COP_i), considerando as diferenças existentes entre este ciclo e o ciclo real. A Figura 4.3 apresenta o ciclo real e o ideal, considerando que o único desvio existente entre estes é o que ocorre no processo de compressão.

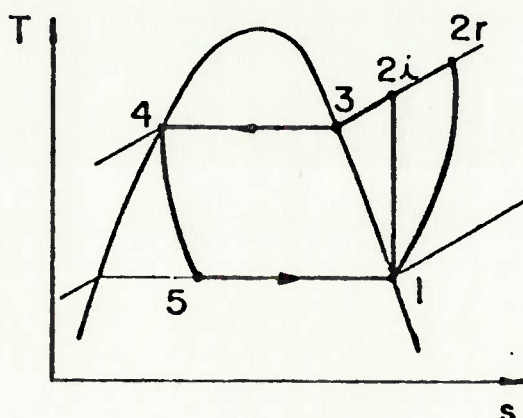


Figura 4.3 - Ciclos, ideal e real, de compressão de vapor.

Observando-se esta figura pode-se escrever:

$$COP_i = \frac{\dot{Q}_{CDi}}{\dot{W}_i} = \frac{h_{2i} - h_4}{h_{2i} - h_1}; \quad (4.7)$$

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{CD}}{\dot{W}} = \frac{h_{2r} - h_4}{h_{2r} - h_1} \quad (4.8)$$

Pode-se relacionar o COP_{BC} e o COP_i , através do rendimento isoentrópico do processo de compressão η_{ise} :

$$\eta_{ise} = \frac{h_{2i} - h_1}{h_{2r} - h_1}; \quad (4.9)$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{h_{2r} - h_4}{h_{2i} - h_1} \eta_{ise} \quad (4.10)$$

A equação 4.1 (1.^a Lei da Termodinâmica) pode ser escrita para o ciclo real e o ciclo ideal em termos das entalpias específicas do fluido refrigerante:

$$(h_{2r} - h_4) = (h_1 - h_5) + (h_{2r} - h_1) \quad (4.11)$$

$$(h_1 - h_5) - (h_1 - h_{2i}) = (h_{2i} - h_4) \quad (4.12)$$

Como o processo 4-5 é isoentálpico, $h_4 = h_5$.

Utilizando estas relações (equações (4.11) e (4.12)) na equação (4.10) e considerando a equação (4.7), obtém-se:

$$\text{COP}_{BC} = 1 + \eta_{ise} (\text{COP}_i - 1) \quad (4.13)$$

Utilizando esta última expressão, a nova forma da equação (4.6) é igual a:

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{W}_{BC} (1 + \eta_{ise} (\text{COP}_i - 1)) \quad (4.14)$$

A expressão da 1.^a Lei da Termodinâmica, para a bomba de calor, equação (4.1) pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{Q}_{CD} \left(1 - \frac{1}{1 + \eta_{ise} (\text{COP}_i - 1)}\right) \quad (4.15)$$

A relação entre o coeficiente de "performance" do ciclo ideal (COP_i) e as temperaturas de condensação e evaporação do refrigerante (T_{cd} e T_{ev}), pode ser determinada através do rendimento (η_i) do ciclo de compressão ideal em relação ao ciclo de Carnot.

$$\eta_i = \frac{\text{COP}_i}{\text{COP}_c} \quad (4.16)$$

onde:

$$\text{COP}_c = \frac{T_{cd}}{T_{cd} - T_{ev}} \quad (\text{COP do ciclo de Carnot}) \quad (4.17)$$

Substituindo a equação (4.16) em (4.17), pode-se escrever:

$$\eta_i = \frac{\text{COP}_i}{\frac{T_{cd}}{T_{cd} - T_{ev}}} \quad (4.18)$$

As temperaturas T_{cd} e T_{ev} podem ser relacionadas com as temperaturas de saída do condensador (T_{sc}) e saída do evaporador (T_{se}) através das seguintes relações:

$$T_{cd} = T_{sc} + DT_{cd} \quad (k); \quad (4.19)$$

$$T_{ev} = T_{se} - DT_{ev} \quad (k) \quad (4.20)$$

onde:

DT_{cd} e DT_{ev} são diferenças de temperaturas no condensador e evaporador e serão variáveis de decisão no processo de otimização da bomba de calor.

A Figura 4.4 apresenta um esquema da variação de temperaturas no condensador e evaporador, admitindo-se a hipótese que o vapor do fluido refrigerante não sai do evaporador nem entra no condensador superaquecido.

As taxas de troca de calor no condensador e no evaporador podem ser reescritas, considerando as equações (4.19), (4.20), (4.4) e (4.5) da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_u c_{pu} (T_{cd} - T_{ec} - DT_{cd}) \quad (4.21)$$

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_o c_{po} (T_{ee} - T_{ev} - DT_{ev}) \quad (4.22)$$

Uma nova expressão para a potência \dot{W}_{BC} , pode ser obtida a partir das equações (4.14), (4.17), (4.18) e (4.19)

$$\dot{W}_{BC} = \frac{\dot{m}_u c_{pu} (T_{cd} - T_{ec} - DT_{cd})}{1 + \eta_{ise} \left(\eta_i \left(\frac{T_{cd}}{T_{cd} - T_{ev}} \right) - 1 \right)} \quad (4.23)$$

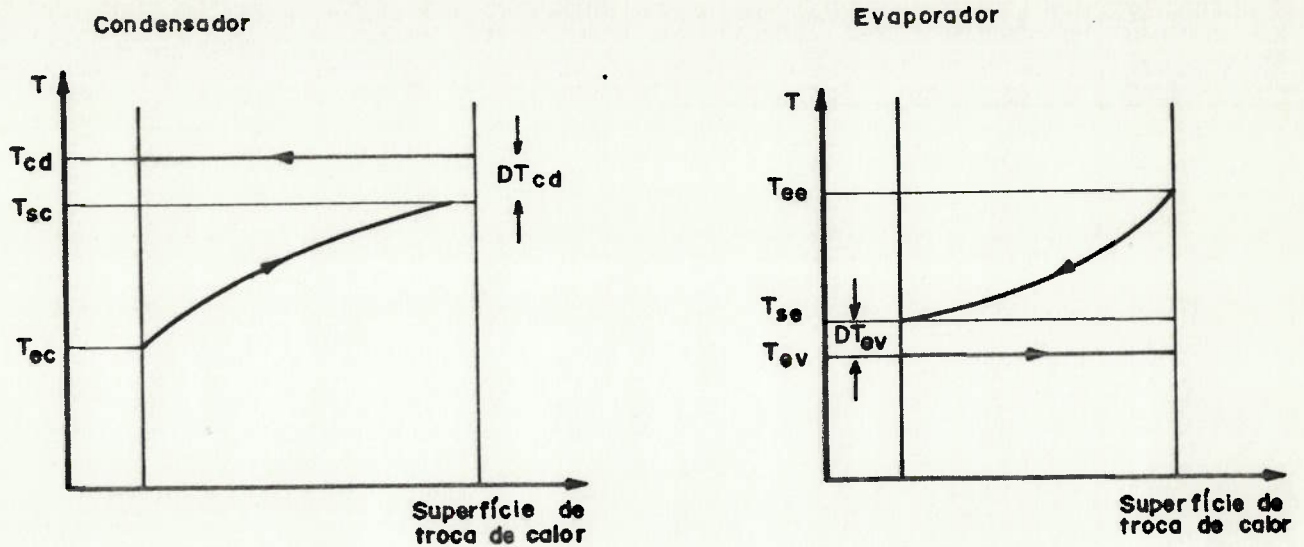


Figura 4.4 - Comportamento das temperaturas do fluido refrigerante, fluido a ser aquecido e fluido resfriado (fonte "fria") no condensador e evaporador de uma bomba de calor.

As relações, anteriormente desenvolvidas, permitem a obtenção de uma equação geral para a bomba de calor.

Utilizando-se as equações (4.21), (4.22), (4.23) na equação (4.1), obtêm-se:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_u} (1 - \eta_{ise}) T_{ev}^2 + ((T_{ec} + DT_{cd}) \eta_{ise} + \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_u} (1 - \eta_{ise}) (DT_{ev} - T_{ee}) - \\
 & - \eta_{ise} \cdot T_{cd} - T_{cd} \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_u} \cdot (1 - \eta_{ise} + \eta_{ise} \cdot \eta_i)) T_{ev} + T_{cd}^2 (\eta_{ise} (1 - \eta_i)) + \\
 & + T_{cd} \cdot \frac{\dot{m}_o}{\dot{m}_u} \cdot (T_{ee} - DT_{ev}) \cdot (1 - \eta_{ise} + \eta_{ise} \cdot \eta_i) + T_{cd} (T_{ec} + DT_{cd}) \cdot \\
 & \cdot (\eta_{ise} \cdot \eta_i - \eta_{ise}) = 0
 \end{aligned} \tag{4.24}$$

Para uma dada configuração da bomba de calor, caracterizada

por \dot{m}_o , \dot{m}_u , T_{ee} , T_{ec} , T_{sc} , DT_{cd} e DT_{ev} (com T_{cd} determinado a partir de T_{sc} e DT_{cd}) e admitindo-se um valor para η_{ise} , a equação (4.24) possibilita, obtido o valor de η_i , a determinação de T_{ev} . Desta forma, definida a condição de operação da bomba, é possível o cálculo dos seus parâmetros operacionais (COP_i , COP_{BC} , \dot{W}_{BC} , \dot{Q}_{CD} e \dot{Q}_{EV}) através das equações precedentes, conforme é exposto a seguir.

a) Determinação da Temperatura de Condensação (T_{cd})

Para uma configuração escolhida, conhecido o valor de T_{sc} e adotado um valor para DT_{cd} , T_{cd} é determinada através da equação (4.19).

$$T_{cd} = T_{sc} + DT_{cd}$$

Foi observada, neste procedimento, a restrição superior existente para a temperatura de condensação de cada fluido refrigerante (Tabela 4.1).

TABELA 4.1 - Temperaturas de condensação limites adotadas para R-12, R-22 e R-114

FLUIDO REFRIGERANTE	TEMPERATURA
R-12	80°C (353K)
R-22	50°C (323K)
R-114	120°C (393K)

b) Determinação da Temperatura de Evaporação (T_{ev})

A temperatura de evaporação é calculada para uma dada configuração através das equações (4.18) e (4.24) num processo iterativo. Adota-se um valor para T_{ev} , calcula-se o valor de η_i (conforme se explica em c) e a seguir determina-se T_{ev} pela equação (4.24). Compara-se, então, este valor com o adotado. O valor de

η_{ise} é determinado a partir da curva mostrada na Figura 4.5. Adotou-se como hipótese de trabalho o valor constante de $\eta_{ise} = 0,75$ em função da razão de compressão, nas condições analisadas neste trabalho, ser em torno de 2.

Um procedimento alternativo ao adotado seria a determinação de η_{ise} para cada situação, através da razão de compressão efetivamente calculada. No entanto, julgou-se que este procedimento não apresentaria benefícios significativos em função das faixas de incerteza existentes em diversos outros parâmetros utilizados no modelo.

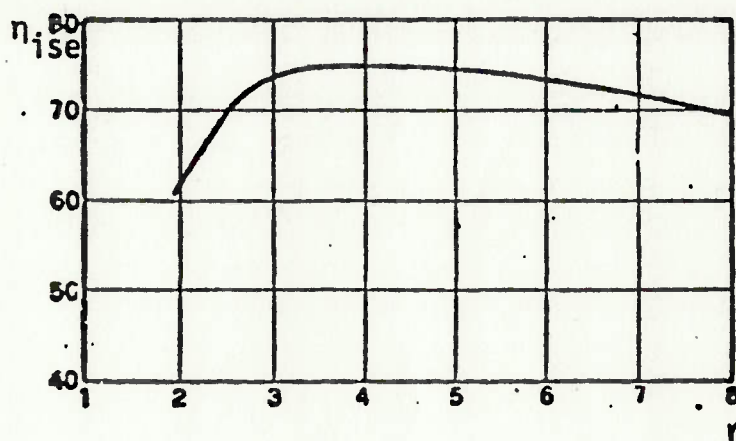


Figura 4.5 - Rendimento isoentrópico de compressores alternativos em função da razão de compressão. fonte: Borel, L. et alii [4].

Foram ainda consideradas as seguintes restrições para a temperatura de evaporação do fluido refrigerante T_{ev} :

$$T_{ev} < T_{ev \text{ máximo}} \text{ e } \frac{T_{ev}}{T_{cd}} < 1$$

Os valores de $T_{ev \text{ máximo}}$ para os fluidos analisados, considerando-se o uso de compressores alternativos, são apresentados na Tabela 4.2.

TABELA 4.2 - Valores de T_{ev} máximo para R-12, R-22, R-114

FLUIDO REFRIGERANTE	T_{ev} máximo
R-12	35°C (308k)
R-22	25°C (298k)
R-114	65°C (338k)

c) Cálculo do Rendimento do Ciclo Ideal de Compressão de Vapor (η_i)

Para o cálculo de rendimento do ciclo ideal η_i , adotou-se o procedimento proposto por Duminil, M. [7] e utilizado por Oliveira, S. [24], onde η_i é correlacionado com parâmetros adimensionais, T_{cd}/T_c e T_{ev}/T_{cd} (temperaturas em Kelvin), sendo T_c a temperatura crítica do fluido refrigerante. A Figura 4.6 apresenta, como exemplo, curvas de $\eta_i = f(T_{cd}/T_{crit}, T_{ev}/T_{cd})$ para R-22.

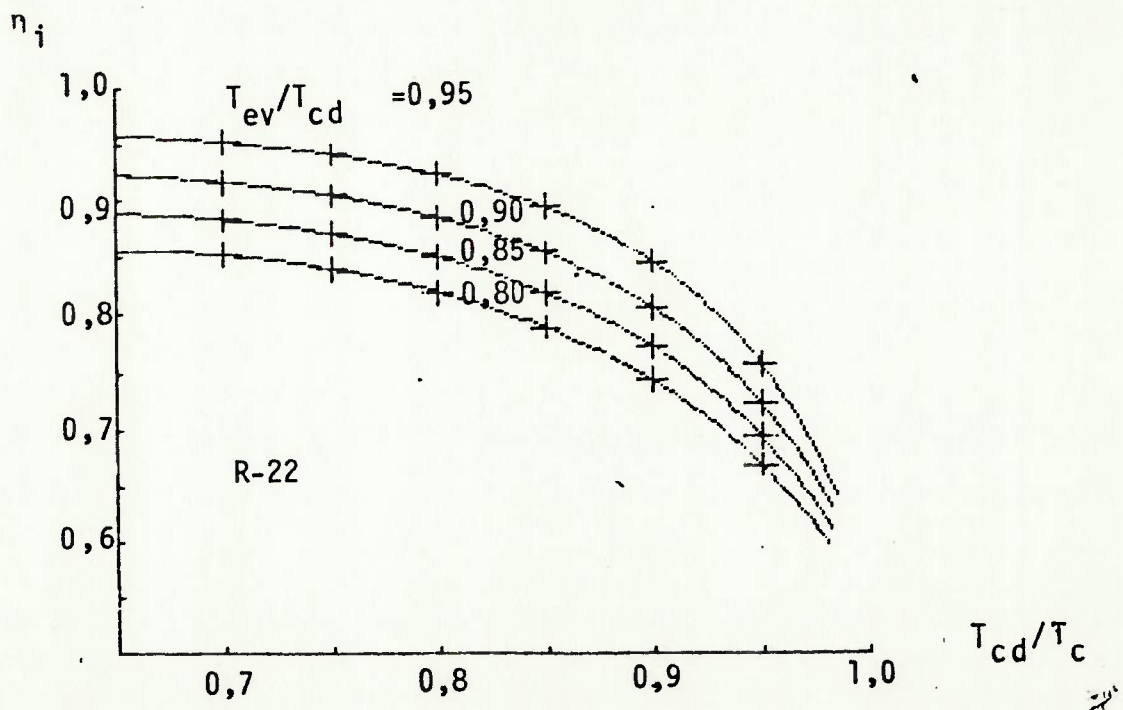


Figura 4.6 - Curvas de η_i para R-22.

A partir das correlações obtidas por Oliveira S. [24], para

os refrigerantes R-12, R-22 e R-114 com valores para a relação T_{ev}/T_{cd} iguais a 0,80, 0,85, 0,90 e 0,95, foi determinada, através de uma regressão polinomial, uma equação que permite calcular o valor de η_i para qualquer valor de T_{ev}/T_{cd} dentro da faixa 0,7 até 0,995 utilizada no modelo. O procedimento adotado é apresentado com detalhes no Apêndice A deste trabalho.

Desta forma, definida a relação T_{ev}/T_{cd} , é determinada a equação de $\eta_i = f(T_{cd}/T_{crit})$ para esta relação e com o valor de T_{cd}/T_{crit} calcula-se o valor de η_i para o ciclo de compressão caracterizado por T_{ev} e T_{cd} e para o refrigerante analisado.

d) Cálculo da Temperatura da Água na saída do Evaporador (T_{se})

Com o valor calculado de T_{ev} e com o valor admitido de DT_{ev} , calcula-se o valor de T_{se} utilizando-se a equação (4.20).

e) Cálculo do Coeficiente de Performance do Ciclo Ideal de Compressão de Vapor (COP_i)

Determinado o valor de η_i , o valor do coeficiente de performance do ciclo ideal de compressão é calculado através da equação (4.18).

4.2.2 Dimensionamento dos principais componentes: condensador, evaporador e compressor

Definidas as temperaturas de operação e o coeficiente de performance do ciclo ideal, é possível estimar as dimensões dos principais componentes da bomba de calor.

a) Condensador

Considerando-se a utilização de condensadores constituído por trocadores de calor casco e tubos, com o escoamento do líquido (água) a ser aquecido no interior dos tubos e refrigerante externa

mente aos tubos, conforme apresentado em 2.3.1, a dimensão deste equipamento será caracterizada a partir do valor de sua superfície de troca de calor.

Para o processo de troca de calor no condensador, pode-se escrever:

$$\dot{Q}_{CD} = U_{CD} \cdot A_{CD} \cdot \Delta T_m \quad (4.25)$$

onde:

\dot{Q}_{CD} = é definido pela equação (4.4);

U_{CD} = coeficiente global de transferência de calor: (kw/m²°C);

ΔT_m = diferença média logarítmica de temperatura, calculada observvando-se a Figura 4.4 , por:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{cd} - T_{ec}) - (T_{cd} - T_{sc})}{\ln((T_{cd} - T_{ec}) / (T_{cd} - T_{sc}))} \quad (4.26)$$

Substituindo em (4.25) os valores de \dot{Q}_{CD} (equação(4.4)) e ΔT_m (equação (4.26)) e considerando a equação (4.19), obtém-se para a área de troca de calor a expressão:

$$A_{CD} = \frac{\dot{m}_u c_{pu} \ln((T_{cd} - T_{ec}) / DT_{cd})}{U_{CD}} \quad (m^2) \quad (4.27)$$

O cálculo do coeficiente global de transferência de calor para a condensação de um fluido refrigerante é um problema complexo devido a dificuldade de obtenção do valor do coeficiente de transferência de calor por convecção do "lado" do fluido refrigerante. Para a condensação na superfície externa de tubos horizontais existem algumas correlações, como a apresentada por Nusselt, W.[28] que, no entanto dependem de características geométricas do trocador de calor e de outros aspectos que fogem ao escopo deste trabalho.

Uma alternativa encontrada por Catan, M. et alii, [6], jul

gando inadequadas as informações disponíveis para transferência de calor em sistemas bifásicos, foi a realização de ensaios para a obtenção de dados experimentais.

A alternativa utilizada neste trabalho, devido a impossibilidade da execução de ensaios laboratoriais, foi a pesquisa de valores padrões utilizados pelos fabricantes de condensadores. Através desta pesquisa chegou-se a um valor médio que será utilizado neste trabalho para os refrigerantes analisados:

$$U_{CD} = 600 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} = 0,70 \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

b) Evaporador

Adotar-se-á para o evaporador, da mesma forma que para o condensador, a utilização de um trocador de calor casco e tubos, com o refrigerante, no entanto, escoando internamente aos tubos (expansão direta) em função das faixas de operação analisadas, cuja dimensão será, também, caracterizada pelo valor da superfície de troca de calor.

Para o processo de troca de calor realizado no evaporador, pode-se escrever:

$$\dot{Q}_{EV} = U_{EV} \cdot A_{EV} \cdot \Delta T_m \quad (4.28)$$

onde:

\dot{Q}_{EV} = é definido pela equação (4.5);

U_{EV} = coeficiente global de transferência de calor ($\text{kw/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$)

e observando-se a Figura 4.4, a expressão para o cálculo de ΔT_m é dada por:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{se} - T_{ev}) - (T_{ee} - T_{ev})}{\ln((T_{se} - T_{ev}) / (T_{ee} - T_{ev}))} \quad (4.29)$$

Considerando as relações (4.5), (4.20), (4.28) e (4.29), a área de troca de calor A_{EV} pode ser determinada através da seguinte

te equação:

$$A_{EV} = \left| \frac{\dot{m}_o c_{po} \ln(DT_{ev}/(T_{ee}-T_{ev}))}{U_{EV}} \right| \quad (4.30)$$

Para a determinação do valor de U_{EV} valem as mesmas observações feitas anteriormente com relação a U_{CD} , acrescentando que, devido a maior complexidade do fenômeno de evaporação, as correlações analíticas são mais difíceis de serem obtidas. Em função disso, adotou-se o mesmo procedimento utilizado para U_{CD} , ou seja, a utilização de um valor típico obtido junto a fabricantes. Este valor para os refrigerantes considerados no modelo é:

$$U_{EV} = 400 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} = 0,47 \text{ kW/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

c) Compressor

A dimensão do compressor será caracterizada a partir do valor da vazão volumétrica de fluido refrigerante na sua sucção (VS), que é determinada considerando-se o ciclo ideal de compressão, o afastamento do ciclo real em relação a este ciclo e a eficiência volumétrica do compressor (η_v).

Para a análise econômica da bomba de calor, será necessário determinar também a potência elétrica consumida no acionamento do compressor.

- Determinação da vazão volumétrica de refrigerante na sucção (VS) e da taxa de deslocamento do compressor

O valor de VS, é determinado a partir do cálculo de VS_i (referente ao ciclo ideal de compressão). Neste cálculo julgou-se adequado o emprego da mesma metodologia usada na determinação de η_i , ou seja relacionar VS_i , para os refrigerantes analisados, com os adimensionais T_{ev}/T_{cd} e T_{cd}/T_c . Isto foi feito utilizando-se um

programa desenvolvido, no Agrupamento de Engenharia Térmica do IPT, a partir das correlações para cálculo de propriedades termodinâmicas de refrigerantes orgânicos halogenados, elaborados por Downing R. e do programa "Simulation numérique des cycles thermodynamiques des pompes à chaleur" realizado por L. Borel et alii, [4].

Foram geradas correlações de VS_i em função de T_{cd}/T_c parametrizadas em T_{ev}/T_{cd} , sendo que cada correlação foi definida a partir de 6 pontos, correspondentes aos valores de $T_{cd}/T_c = 0,7, 0,75, 0,80, 0,85, 0,90$ e $0,95$. Para o parâmetro T_{ev}/T_{cd} foram considerados os valores variando dentro da faixa $0,7$ até $0,995$, com intervalo de variação de $0,025$. O Apêndice A deste trabalho apresenta o procedimento realizado e as correlações obtidas.

Determinadas as relações T_{cd}/T_c e T_{ev}/T_{cd} , o valor de VS_i , para o ciclo em análise, é calculado através de uma interpolação linear utilizando os valores fornecidos pelas duas curvas adjacentes geradas.

A Figura 4.7 mostra, como exemplo, uma curva de VS_i para $T_{ev}/T_{cd} = 0,9$ e para o refrigerante R-12.

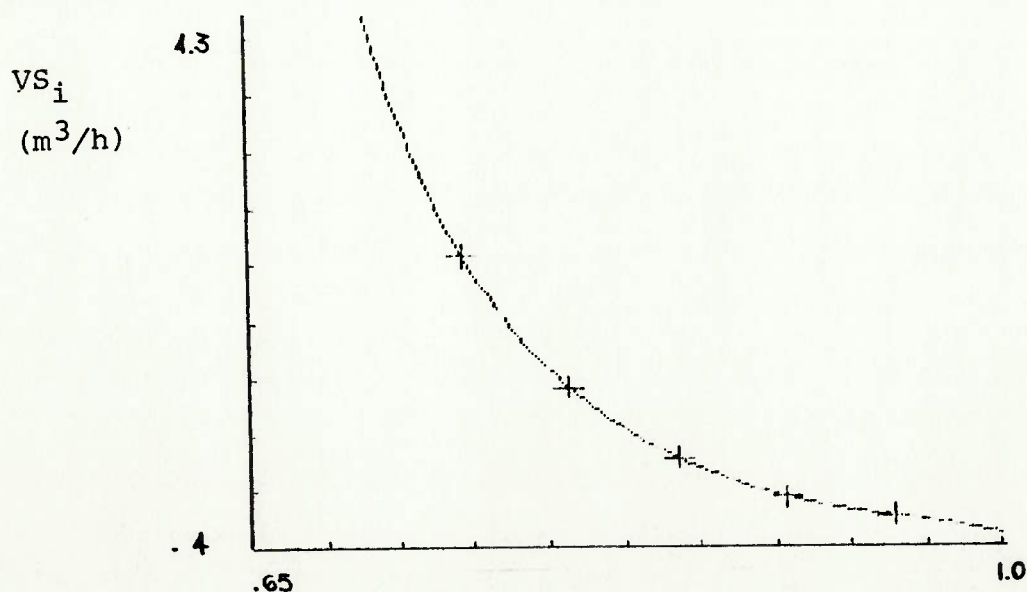


Figura 4.7 - Curva de VS_i para $T_{ev}/T_{cd} = 0,9$ para o refrigerante R-12.

A vazão volumétrica real, VS, é determinada através da relação existente entre as taxas de troca de calor no condensador para o ciclo real (\dot{Q}_{CD}) e para o ciclo ideal (\dot{Q}_{CDi}). Adotando-se a hipótese, já mencionada anteriormente, de que o único desvio do ciclo real em relação ao ciclo ideal se dá no processo de compressão, a dedução desta relação é feita a seguir. Observando-se a Figura 4.3 pode-se escrever:

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_{ref} (h_{2r} - h_4) \quad (4.31)$$

$$\dot{Q}_{CDi} = \dot{m}_{ref} (h_{2i} - h_4) \quad (4.32)$$

A partir das equações (4.7), (4.8) e (4.9), obtém-se a equação:

$$h_{2i} - h_4 = \frac{h_{2r} - h_4}{COP_{BC}} \cdot \eta_{ise} \cdot COP_i \quad (4.33)$$

Substituindo na equação (4.33) os valores de COP_{BC} , $(h_{2r} - h_4)$, $(h_{2i} - h_4)$ das equações (4.13), (4.31) e (4.32) respectivamente, obtém-se:

$$\dot{Q}_{CDi} = \frac{\dot{Q}_{CD}}{(1 + \eta_{ise} (COP_i - 1))} \cdot \eta_{ise} \cdot COP_i \quad (4.34)$$

Como o programa de simulação do ciclo ideal fornece a vazão volumétrica na sucção do compressor para a obtenção de 1,16 kW de taxa de troca de calor no condensador (\dot{Q}_{CDi}) pode-se escrever:

$$VS = ((\dot{Q}_{CD} / (1 + \eta_{ise} (COP_i - 1))) \cdot \eta_{ise} \cdot COP_i / 1,16) \cdot VS_i \quad (m^3/s) \quad (4.35)$$

A taxa de deslocamento ou deslocamento volumétrico que será utilizada para caracterizar o compressor, pode ser relacionada com a vazão volumétrica na sua sucção VS através da seguinte equação:

$$\text{taxa de deslocamento} = VS / \eta_v \quad (4.36)$$

onde:

η_v = eficiência volumétrica do compressor.

Serão considerados para a eficiência volumétrica do compressor valores baseados em informações dos fabricantes. A Figura 4.8 mostra a curva da eficiência volumétrica para compressores alternativos e parafuso em função da razão de compressão. Adotando um procedimento igual ao que foi considerado na determinação de η_{ise} , será utilizado no modelo o valor médio de $\eta_v = 0,85$, cabendo acrescentar, que valem, aqui as mesmas observações feitas com relação ao cálculo de η_{ise} no caso da determinação de η_v para cada razão de compressão

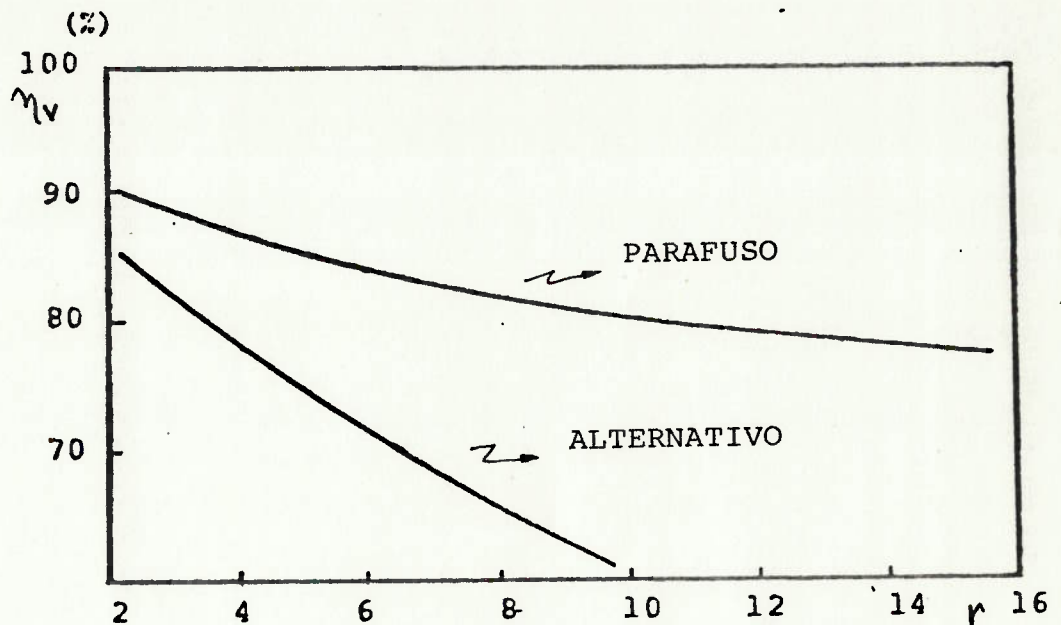


Figura 4.8 - Eficiência volumétrica de compressores em função da razão de compressão.

fonte: Mayekawa do Brasil

- Determinação da potência de acionamento do compressor (\dot{W}_E)

A potência elétrica consumida no acionamento do compressor pode ser determinada a partir da equação (4.14), considerando o rendimento do motor elétrico de acionamento (η_E) e o rendimento mecânico do compressor (η_M). Desta forma obtém-se:

$$\dot{W}_E = \dot{Q}_{CD} / ((1 + \eta_{ise} (\text{COP}_i - 1)) \cdot \eta_M \cdot \eta_E) \quad (\text{kw}) \quad (4.37)$$

O rendimento mecânico do compressor, segundo Oliveira S. [24],

é dado por:

$$\eta_M = 0,95 \text{ para } \dot{W}_{cp} \geq 50 \text{ kW}$$

$$\eta_M = 0,90 \text{ para } \dot{W}_{cp} < 50 \text{ kW}$$

onde:

\dot{W}_{cp} = potência do compressor (kW).

Com relação ao rendimento elétrico, Borel L. et alii, [4] recomenda:

$$\eta_E = 0,90 \text{ para } \dot{W}_E \geq 100 \text{ kW}$$

$$\eta_E = 0,85 \text{ para } 50 \leq \dot{W}_E < 100 \text{ kW}$$

$$\eta_E = 0,80 \text{ para } \dot{W}_E < 50 \text{ kW}$$

Como hipótese de trabalho adotada no modelo desenvolvido, serão utilizados os valores constantes de $\eta_M = 0,95$ e $\eta_E = 0,90$, em função de terem sido estimados valores de \dot{W}_{cp} e \dot{W}_E para as situações analisadas acima de 50 kW e 100 kW respectivamente.

4.3 Submodelo de Custo

A estimativa do custo de bombas de calor baseadas em ciclos de compressão de vapor e acionadas eletricamente, tem sido realizada através de diferentes formas por diferentes autores. Josephsson, H. [17], considera o fator de proporcionalidade entre o custo e a capacidade da bomba de calor, como uma função da temperatura de saída do condensador (do fluido aquecido), da temperatura de saída do evaporador (do fluido resfriado) e do fluido de trabalho utilizado. Le Goff, P. [19], admite o custo variando linearmente com a potência do compressor. Oliveira S., [24], calcula o custo da bomba de calor como sendo proporcional ao custo do compressor utilizado, adotando o fator de proporcionalidade 3,3 para compressores alternativos e 2,0 para compressores parafuso.

Hughes, H.M., [15], desenvolveu dois modelos para estimativa de custo de bombas de calor com diferentes graus de sofisticação, sendo que o mais sofisticado (totalmente parametrizado) calcula o custo de todos componentes da bomba de calor incluindo os custos de mão-de-obra e "overhead".

Neste trabalho será utilizada a metodologia proposta por Berghmans, L. et alii, [30], relacionando o custo da bomba de calor com o custo de cada um dos seus principais componentes (compressor, condensador, evaporador). Considera-se que para o estudo de otimização proposto esta metodologia é adequada, pois permite avaliar a sensibilidade do custo e do desempenho da bomba de calor em relação aos parâmetros destes principais componentes. Além disso, outro aspecto que condiciona a escolha desta alternativa é que em um cálculo preliminar, como o utilizado em um modelo de otimização, não seria apropriado um maior detalhamento do custo da bomba de calor.

Desta forma, o custo da bomba de calor será obtido através da seguinte expressão:

$$C_{BC} = K(C_{CD} + C_{EV} + C_{CP}) \quad (4.38)$$

onde:

C_{BC} = custo total da bomba de calor (US\$);

K = relação entre o custo total da bomba de calor e o custo dos seus principais componentes;

C_{CD} = custo do condensador (US\$);

C_{EV} = custo do evaporador (US\$);

C_{CP} = custo do compressor (US\$).

A forma de cálculo de C_{CD} , C_{EV} , C_{CP} e K é descrita a seguir.

4.3.1 Determinação do custo do condensador (C_{CD}) e do evaporador (C_{EV})

Através de pesquisa efetuada junto a fabricantes foi possível a obtenção de uma expressão polinomial de grau 3 correlacionando o custo do condensador com a sua superfície de troca de calor. Foi adotada a hipótese, a partir de informações obtidas nesta pesquisa, de utilização da mesma expressão para a determinação do custo do evaporador.

A expressão obtida é a seguinte:

$$C_{CD} = 3452,797 + 159,9752 \cdot A_{CD} - 0,3711384 \cdot (A_{CD})^2 + 0,0003188351 \cdot (A_{CD})^3 \quad (4.39)$$

onde:

C_{CD} = custo do condensador (US\$);

A_{CD} = área de troca de calor (m^2).

Foi escolhida a opção de utilizar os custos em US\$, em função de se procurar dar um caráter "atemporal" ao modelo (corrigir os custos com a inflação) e em função de muitos fabricantes de equipamentos trabalharem com esta base monetária.

A expressão de C_{EV} é a mesma, substituindo-se A_{CD} por A_{EV} .

O Apêndice B deste trabalho apresenta as informações utilizadas e o ajuste polinomial efetuado.

Apesar do grande empenho na pesquisa de informações junto a um elevado número de fabricantes desses equipamentos, não foi possível a obtenção de uma amostra significativa, já que a maior parte dos questionários enviados e das entrevistas realizadas não trouxe nenhum resultado.

4.3.2 Determinação do custo do compressor (C_{CP})

Nos trabalhos realizados por Oliveira S., [24], Omideyi T. et alii, [26], o custo do compressor utilizado na bomba de calor é calculado como sendo uma função da sua potência. Já nos trabalhos de Catan M. et alii, [6], Berghmans J. et alii, [30] e Hughes M. [15], o parâmetro que serve de base para o cálculo do custo do compressor é o seu deslocamento volumétrico. Considerando-se que é mais adequado, correlacionar o custo do compressor com o seu tamanho físico do que com sua potência, adotar-se-á neste trabalho o segundo procedimento.

Restringiu-se a pesquisa a dois dos maiores fabricantes de compressores alternativos convencionais do mercado (Sabroe e Mycom) buscando-se obter os custos em termos de deslocamento volumétrico dos modelos de linha. Contrariamente ao tratamento adotado no caso do condensador e evaporador, onde estes equipamentos eram selecionados exatamente em função das dimensões estimadas; para o compressor, adotou-se como forma de seleção, a escolha do modelo cujo deslocamento volumétrico fosse imediatamente superior ao valor calculado. O custo do compressor, desta forma, apresenta uma variação descontínua em relação ao deslocamento volumétrico, enquanto que o custo do condensador e do evaporador varia continuamente com a área de troca de calor.

O Apêndice B, apresenta para os modelos de compressor selecionados, a faixa de deslocamento volumétrico e o custo.

4.3.3 Determinação do custo total da bomba de calor (C_{BC})

O custo total da bomba de calor é estimado como sendo proporcional ao custo dos seus principais componentes (equação (4.8)). Desta forma obtidos os custos do condensador, evaporador e com

pressor o custo total da bomba de calor é determinado adotando-se um valor para a constante de proporcionalidade K.

O valor de K a ser utilizado, envolveu, na sua obtenção, tanto informações bibliográficas quanto de fabricantes de bombas de calor. Segundo estas informações, o custo dos principais componentes de uma bomba de calor (condensador, evaporador, compressor) representam de 50% a 80% do custo total (Berghmans J. et alii, [30]; Catan M. et alii, [6], Hughes M. [15] e Sabroe do Brasil). A partir destes dados e das análises realizadas julgou-se adequado adotar um valor para K igual a 1,5 que leva em conta também os custos operacionais não relacionados com o consumo de energia elétrica (manutenção, etc.).

4.4 Cálculo das Economias Obtidas (EBA e ELA)

Para a avaliação da viabilidade econômica da implantação de uma bomba de calor, bem como para determinação da melhor configuração, é necessário estimar a economia resultante desta implantação.

4.4.1 Cálculo da Economia Bruta Anual (EBA)

A Economia Bruta Anual, EBA, é a obtida através da seguinte expressão:

$$EBA = CO_A - CO_D \quad (4.40)$$

onde:

CO_A = custos operacionais anuais existentes antes da implantação da bomba de calor (US\$);

CO_D = custos operacionais anuais existentes após a implantação da bomba de calor (US\$).

Admite-se, neste trabalho, que os custos operacionais anuais

e, em consequência, a economia bruta anual sejam constantes durante a vida útil da instalação.

Serão avaliados os custos operacionais determinados apenas pelo consumo e gastos com os insumos energéticos utilizados, sendo que os demais custos operacionais existentes (manutenção, etc.) no caso da bomba de calor já foram considerados na determinação do seu custo de investimento. Para bombas de calor a compressão acionadas eletricamente, segundo Berghmans J. et alii, [2], estes custos anuais correspondem a 1% ou 2% do investimento total.

Desta forma, os custos CO_A e CO_D podem ser calculados pelas seguintes expressões:

$$CO_A = \dot{m}_{\text{vapor A}} \cdot C_{\text{vapor}} \cdot T_{\text{operação}} \quad (\text{US\$/ano}) \quad (4.41)$$

onde:

$\dot{m}_{\text{vapor A}}$ = vazão mássica de vapor utilizada no aquecimento da água antes da implantação da bomba de calor (kg/s);

C_{vapor} = custo do vapor (US\$/kg);

$T_{\text{operação}}$ = tempo de operação anual do sistema (s/ano).

$$CO_D = (\dot{m}_{\text{vapor D}} \cdot C_{\text{vapor}} + \dot{W}_E \cdot C_{ee}) T_{\text{operação}} \quad (\text{US\$/ano}) \quad (4.42)$$

onde:

$\dot{m}_{\text{vapor D}}$ = vazão mássica de vapor utilizado no aquecimento da água após a implantação da bomba de calor (kg/s);

\dot{W}_E = potência elétrica consumida pelo compressor da bomba de calor (kW);

C_{ee} = custo da energia elétrica (US\$/KWh).

Substituindo em (4.40) os valores de CO_A e CO_D dados, respectivamente, pelas equações (4.41) e (4.42), obtêm-se:

$$EBA = ((\dot{m}_{\text{vapor A}} - \dot{m}_{\text{vapor D}}) C_{\text{vapor}} - \dot{W}_E \cdot C_{ee}) T_{\text{operação}} \quad (\text{US\$/ano}) \quad (4.43)$$

A diferença entre o consumo de vapor⁽¹⁾ antes e depois da implantação da bomba de calor é determinada em função da potência térmica de aquecimento fornecida pela bomba, \dot{Q}_{CD} ; isto é:

$$\dot{m}_{\text{vapor A}} - \dot{m}_{\text{vapor D}} = \frac{\dot{Q}_{CD}}{h_{\ell v}} \quad (4.44)$$

onde:

$h_{\ell v}$ = entalpia de vaporização do vapor (KJ/kg).

Substituindo esta última relação na equação (4.43), obtém-se:

$$\text{EBA} = (\dot{Q}_{CD}/h_{\ell v} \cdot C_{\text{vapor}} - \dot{W}_E \cdot C_{ee}) T_{\text{operação}} \quad (\text{US\$/ano}) \quad (4.45)$$

No modelo desenvolvido serão adotados os seguintes valores para os custos de vapor e de energia elétrica:

i) Custo do vapor

- para caldeiras a óleo combustível, $C_{\text{vapor}} = 0,0084 \text{ US\$/kg}$

Este valor foi obtido considerando-se o valor típico de 13,5 kg vapor/kg óleo para a produção específica de vapor de caldeiras a óleo combustível; e admitindo-se nestas caldeiras o uso de óleo combustível A (BPF) com custo de Cz\$ 1,57/kg (US\$ 0,113/kg).

ii) Custo de energia elétrica

- para um usuário industrial do grupo A-2, com fator de potência superior a 0,85 e fator de carga 0,8, um valor típico médio é

$$C_{ee} = 0,0297 \text{ US\$/kW}$$

4.4.2 Cálculo da Economia Líquida Anual (ELA)

O cálculo da Economia Líquida Anual será feita considerando-se a incidência do imposto de renda sobre o lucro tributável obtido (EBA), a não existência de financiamento para a aquisição da bomba de calor e a depreciação linear dos equipamentos. Desta for

(1) Foi admitida a hipótese de utilização de "vapor indireto" no aquecimento de água.

ma obtêm-se:

$$ELA = EBA - r(EBA - \frac{I}{n}) \quad (\text{US\$/ano}) \quad (4.46)$$

onde:

r = alíquota do imposto de renda (%);

I = investimento com a bomba de calor (US\$);

n = vida útil da bomba de calor admitindo mesma duração para todos os componentes, (anos).

O valor de r a ser adotado neste trabalho é o da taxa vigente de imposto de renda, igual a 35%. A vida útil, n, da bomba de calor foi avaliada através de informações obtidas junto a fabricantes de compressores alternativos, condensadores e evaporadores de freon, chegando-se a um valor médio igual a 10 anos.

4.5 Figuras de Mérito Econômicas

Dos vários critérios de decisão empregados em análise de investimentos, foram escolhidos dois para avaliar a viabilidade econômica da utilização da bomba de calor e seleção da melhor alternativa. Um deles é o Valor Presente, ou Valor Atual ou Valor Presente Líquido e o outro é o Tempo de Retorno.

- Valor Presente Líquido (VPL)

O valor presente líquido (VPL) é obtido, subtraindo-se o investimento inicial de um projeto do valor atual das entradas de caixa, descontadas a uma taxa igual ao custo de capital da empresa. (Gitman, L. [11]). Para o sistema analisado VPL é calculado através da relação:

$$VPL = ELA \cdot \sum_{j=1}^n (1+i)^{-j} - I \quad (\text{US\$}) \quad (4.47)$$

onde:

ELA, a economia líquida anual e I, custo de aquisição, são determinados pelas equações (4.46) e (4.38), respectivamente.

O valor da taxa de juros de mercado (i) será adotado igual a 12%

- Tempo de Retorno (TR)

O Tempo de Retorno (TR) é calculado através da seguinte expressão:

$$TR = \frac{\ln\left(\frac{ELA}{ELA-iI}\right)}{\ln(i+1)} \quad (4.48)$$

O Tempo de Retorno aqui considerado, por ser utilizado na literatura consultada sobre bombas de calor e sobre conservação de energia (CONSERVE - IPT), é diferente do usualmente empregado, $TR' = I/ELA$ ou I/EBA .

Apesar de poderem ser utilizados, no modelo desenvolvido, os dois critérios de decisão analisados acima, considera-se mais correto o uso do Valor Presente Líquido, em função dos seguintes aspectos analisados por Brealey R. et alii, [5].

- i) O VPL depende unicamente do fluxo de caixa previsto para o projeto e do custo de oportunidade do capital
- ii) Sendo o VPL representado em valores monetários atuais, ele pode ser utilizado combinando vários investimentos. Por exemplo, considerando-se dois projetos A e B, o VPL dos investimentos combinados é:

$$VPL(A+B) = VPL(A) + VPL(B)$$

- iii) Como terceiro aspecto favorável ao VPL o autor [5], considera ainda que o VPL reconhece o "valor temporal do dinheiro". "Um

dóllar hoje é mais interessante que um dóllar amanhã, porque o dóllar de hoje pode ser investido para começar a gerar lucros imediatamente".

Com relação ao Tempo de Retorno, o mesmo autor [5] analisa que este critério apresenta as seguintes desvantagens:

- i) Não considera o comportamento do fluxo de caixa durante o período do Tempo de Retorno
- ii) Os fluxos de caixa que ocorrem após o período do Tempo de Retorno não são reconhecidos
- iii) Não leva em conta o custo de oportunidade do capital.

4.6 Programa Computacional Desenvolvido e Método de Otimização Utilizado

A partir dos submodelos de desempenho e dimensionamento, de avaliação do investimento, das equações para o cálculo das economias e dos critérios de análise econômica, foi desenvolvido um programa computacional em FORTRAN 5 que permite o cálculo das características técnico-econômicas de uma bomba de calor para uma determinada aplicação. Além disto, uma subrotina de otimização possibilita a identificação da melhor alternativa, de acordo com a figura de mérito selecionada.

A estrutura geral (diagrama de blocos) deste programa é apresentada nas Figuras 4.9 e 4.10 , que não serão comentadas por serem auto-explicativas; e a "listagem" está contida no Apêndice C deste trabalho.

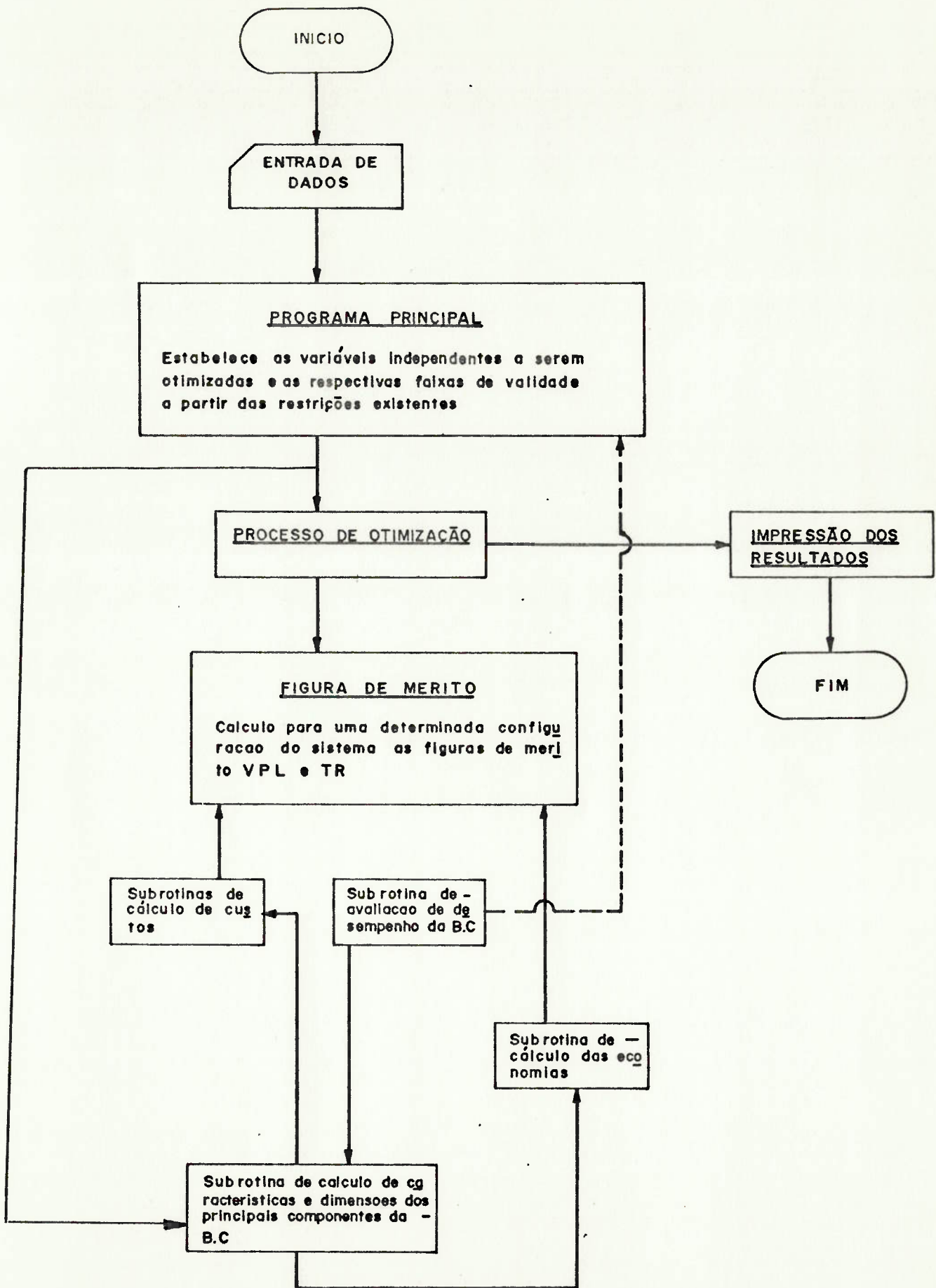


Figura 4.9 - Estrutura do programa computacional.

SUB ROTINA DE CÁLCULO DE CUSTOS

Custo do condensador em função da área de troca de calor

Custo do evaporador em função da área de troca de calor

Custo do compressor alternativo em função do deslog. volumétrico

SUB ROTINA DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DA B.C

Cálculo do rendimento do ciclo ideal

Cálculo do cop. do ciclo ideal

Cálculo da energia (trg balho) consumida pelo B.C

Cálculo de T_{ev} e T_{se}

SUB ROTINA DE CÁLCULO DE CARACTERÍSTICAS E DIMENSÕES

Cálculo do volume de sucção do compressor

Cálculo das áreas de troca de calor do condensador e do evaporador

SUB ROTINA DE CÁLCULO DAS ECONOMIAS (EBA, ELA)

Cálculo da economia de vapor

Cálculo da potência elétrica consumida pelo B.C

Figura 4.10 - Estrutura das subrotinas utilizadas no programa computacional.

4.6.1 Método de otimização

Para a otimização da função objetivo $y=f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ com n variáveis independentes sendo $n > 2$, admitiu-se a hipótese da unimodalidade desta função dentro da região viável. Na análise dos resultados obtidos para os exemplos examinados no presente trabalho, essa hipótese não foi contrariada.

A otimização da função objetivo, determinação do ponto de máximo ou mínimo dentro da região de definição, foi feita através do método de Relaxação.

Neste método a função objetivo é otimizada em relação a apenas uma variável independente de cada vez, o que é feito fixando-se as $n-1$ variáveis independentes restantes. Fixando-se, como exemplo, as variáveis x_2, x_3, \dots, x_n , a otimização da função é feita variando-se apenas a variável x_1 (ou na dimensão x_1).

Encontrado o valor subótimo x_1^* , otimiza-se a função em relação a variável x_2 , fixando-se $x_1=x_1^*, x_3, x_4, \dots, x_n$. Determinado o valor de x_2^* realiza-se a otimização em relação a x_3 , fixando-se $x_1=x_1^*, x_2=x_2^*, x_4, \dots, x_n$, e assim sucessivamente até a variável x_n . Após a determinação de $x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*$, volta-se ao passo inicial, otimização em relação a x_1 . O processo continua até que as diferenças obtidas ao longo de todas as variáveis independentes, de um ponto para o seguinte, sejam menores do que a precisão adotada.

A otimização da função ao longo de cada variável x_i foi feita utilizando-se dois métodos diretos⁽¹⁾ de otimização para funções unimodais de uma variável: o método de Busca de Fibonacci e o método de Newton com Ajuste Quadrático. O princípio de funcionamento destes métodos é descrito nos itens seguintes.

4.6.2 Método de busca de Fibonacci

O método de busca de Fibonacci faz parte de um conjunto de métodos de busca denominados de "partição" (Novaes A. [23]); assim chamados pois dividem o intervalo de definição da variável independente num certo número de subintervalos - determinado pela precisão requerida, desprezando aqueles que com certeza, não contém o ponto ótimo. Para facilitar a compreensão do método de Fibonacci, será exposto inicialmente o princípio geral dos métodos de partição.

O processo inicializa com a determinação de dois pontos dentro do intervalo de definição da variável independente, I_0 e através da comparação da função nestes dois pontos, é determinado o novo intervalo I_1 que contém o ponto ótimo. A Figura 4.11 apresenta um exemplo para o caso de maximização da função $y=f(x)$.

(1) Os métodos diretos exigem a determinação e a comparação dos valores da função a ser otimizada em diversos pontos pertencentes a região de definição da variável.

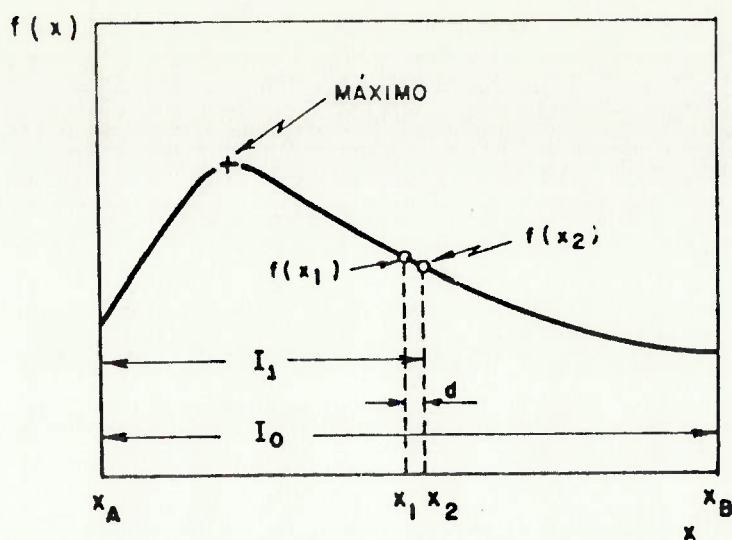


Figura 4.11 - Método "de partição".

Após a obtenção do novo intervalo de busca I_1 , o processo tem continuidade com a determinação de um ponto x_3 , dentro de I_1 , e a comparação de $f(x_3)$ com o valor da função no outro ponto dentro do intervalo; $f(x_1)$ no caso da Figura 4.11. (O novo intervalo de busca sempre contém um ponto do intervalo anterior). Através desta comparação é definido um novo intervalo I_2 . O processo continua até que a relação entre o intervalo I_n e o intervalo inicial I_0 esteja dentro da precisão pré-estabelecida.

A rapidez do processo de convergência, para este tipo de método de otimização, está diretamente relacionada com a localização dos pontos onde são feitas as comparações do valor da função. Na Figura 4.11, caso os pontos x_1 e x_2 fossem localizados mais à esquerda, o intervalo resultante I_1 seria menor e o processo convergiria com um número menor de iterações. Por outro lado se a localização dos pontos x_1 e x_2 fosse à direita, o intervalo I_1 seria bem maior e a convergência do processo demoraria mais.

A Figura 4.12 ilustra para um caso genérico de maximização de $y=f(x)$, as situações extremas obtidas através da localização dos pontos x_1 e x_2 .

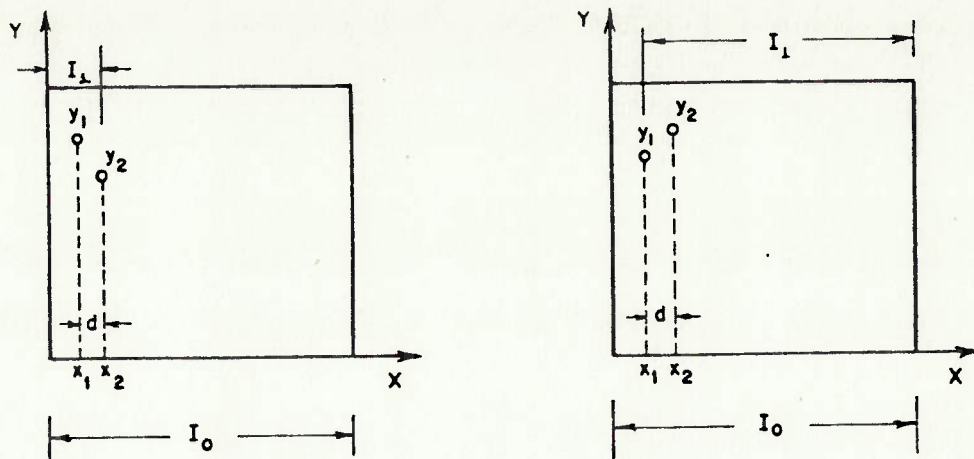


Figura 4.12 - Situações extremas obtidas através da localização dos pontos x_1 e x_2 . (a) favorável; (b) desfavorável.

Utilizando a seqüência dos números de Fibonacci, demonstra-se que existe uma estratégia ótima para a localização dos pontos x_1 e x_2 , x_3, \dots, x_n , que leva a uma melhor precisão dos resultados para um igual número de iterações. Esta estratégia, que caracteriza o método de Busca de Fibonacci, é dada por:

$$I_k = \left(\frac{F_{N-k}}{F_N} \right) I_0 \quad (4.49)$$

onde:

I_k = é o intervalo de incerteza depois de k iterações;

N = é um número inteiro escolhido em função da precisão requerida para o processo;

$k = 1, 2, \dots, N-1$

F_N = é o número de Fibonacci, dado pela série:

$$F_N = F_{N-1} + F_{N-2} \quad (4.50)$$

com $F_0 = F_1 = 1$

Os pontos x_{is} são localizados através do seguinte procedimento: inicialmente localizam-se os pontos x_1 e x_2 , simetricamente, a intervalos $I_1 = (F_{N-1}/F_N)I_0$ das extremidades (o que garante que qualquer que seja o resultado da comparação entre $f(x_1)$ e $f(x_2)$ o novo intervalo de incerteza vai ser dado por I_1). Em seguida, escolhido o intervalo I_1 adequado, repete-se o processo, localizando os novos pontos a distâncias simétricas iguais a $I_2 = (F_{N-2}/F_N)I_0$ dos extremos de I_1 , e assim sucessivamente. Pode-se provar que sempre um dos pontos do estágio k coincide com um dos pontos do estágio $k+1$, o que significa, para as duas primeiras iterações por exemplo que um dos pontos x_1 ou x_2 coincidirá com x_3 ou x_4 .

A Figura 4.13 mostra a evolução do método de Fibonacci para $N=6$.

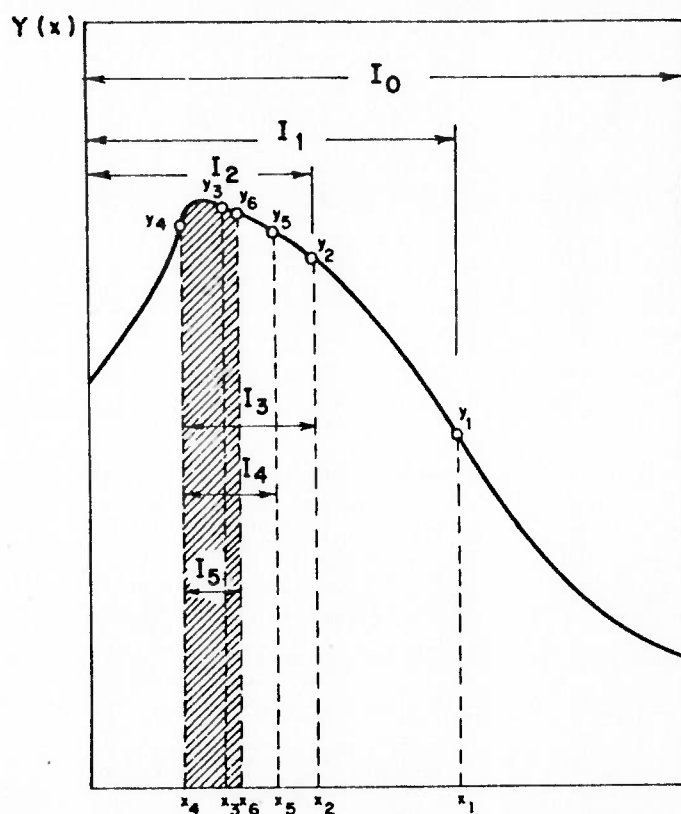


Figura 4.13 - Evolução do método de Fibonacci para $N = 6$.
fonte: Novaes, A.G. [23].

A precisão (ϵ) do método de Fibonacci pode ser calculada substituindo-se k por $N-1$ na relação 4.49.

$$\epsilon = \frac{I_{N-1}}{I_0} = \frac{F_1}{F_N} = \frac{1}{F_N} \quad (4.51)$$

Através desta relação é possível se determinar, para a precisão requerida em relação ao intervalo inicial, o valor de F_N e o valor de N , número de avaliações da função.

4.6.3 Método de Newton com Ajuste Quadrático

Assim como o método de Busca de Fibonacci, o método de Newton, através do ajuste quadrático exige a unimodalidade da função, a ser otimizada. Em muitos problemas de otimização a "suavidade" da função a ser otimizada pode ser "explorada" através da utilização de técnicas de busca mais eficientes que o método de Fibonacci. O método de Newton é uma destas técnicas cujo princípio geral é, simplificado, exposto a seguir, considerando-se a minimização da função $f(x)$.

Conhecidos para a função a ser otimizada $f(x)$ no ponto x_k , os valores de $f(x_k)$, $f'(x_k)$ e $f''(x_k)$, pode-se aproximar a função $f(x)$ no ponto x_k por uma função quadrática $q(x)$ dada por:

$$q(x) = f(x_k) + f'(x_k)(x-x_k) + \frac{1}{2} f''(x_k)(x-x_k)^2 \quad (4.52)$$

Para a função quadrática o mínimo se obtém no ponto x_{k+1} fazendo $q'(x)=0$. Utilizando a equação (4.52), x_{k+1} é dado por:

$$x_{k+1} = x_k - \frac{f'(x_k)}{f''(x_k)} \quad (4.53)$$

Se neste ponto $f'(x_{k+1}) = 0$, x_{k+1} , seria o ótimo procurado (ou x_{k+1} é o extremo do intervalo). Caso contrário, deve-se repetir o processo de ajuste quadrático em x_{k+1} , e assim sucessivamente.

te até a obtenção do ponto x_{k+n} tal que $f'(x_{k+n}) = 0$. A Figura 4.14 ilustra este processo. Este método pode ser visto, simplesmente, como uma técnica para a determinação da raiz de $f'(x) = 0$, conforme pode ser visto na Figura 4.15.

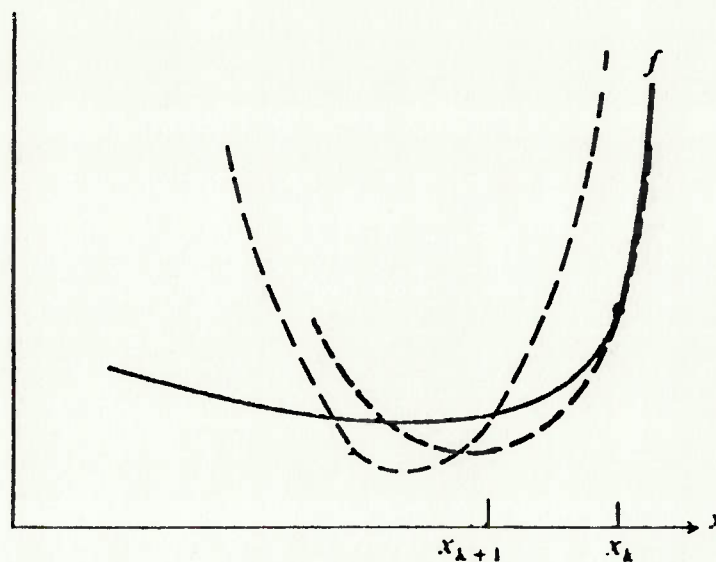


Figura 4.14 - Método de Newton para minimização.

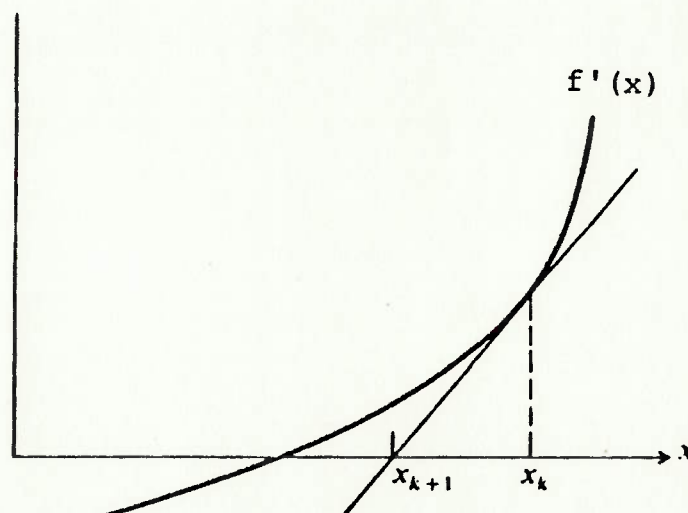


Figura 4.15 - Método de Newton para achar a raiz de uma equação $f'(x) = 0$.

Como o método de Newton, na sua forma original, não garante convergência global, isto é, não se garante que, independentemente do ponto inicial, a seqüência de pontos $\{x_k\}$ convirja para a solução, é necessário introduzir uma alteração.

A alteração consiste em ajustar uma função quadrática $q(x)$, a partir de 3 pontos x_1, x_2 e x_3 , sendo $x_1 < x_2 < x_3$, tais que $f(x_1) \geq f(x_2) \leq f(x_3)$. Desta forma, considerando a unimodalidade de $f(x)$, se garante que o mínimo esteja dentro do intervalo de busca $[x_1, x_3]$. Uma vantagem adicional desta alteração é a de não requerer nenhuma informação sobre derivadas. Com os valores de x_1, x_2 e x_3 e de $f(x_1), f(x_2)$ e $f(x_3)$, pode-se construir a curva quadrática passando por estes pontos da seguinte forma:

$$q(x) = \sum_{i=1}^3 f(x_i) \frac{\prod_{j \neq i} (x-x_j)}{\prod_{j \neq i} (x_i-x_j)} \quad (4.54)$$

O mínimo desta função é determinado fazendo-se $q'(x) = 0$, obtendo-se um novo ponto x_4 dado por:

$$x_4 = \frac{1}{2} \frac{B(2,3) \cdot f(x_1) + B(3,1) \cdot f(x_2) + B(1,2) \cdot f(x_3)}{A(2,3) \cdot f(x_1) + A(3,1) \cdot f(x_2) + A(1,2) \cdot f(x_3)} \quad (4.55)$$

onde:

$$A(i,j) = x_i - x_j;$$

$$B(i,j) = x_i^2 - x_j^2.$$

Após a determinação de x_4 , compara-se o valor de $f(x_4)$ com o de $f(x_2)$, obtendo-se o conjunto de pontos a ser utilizado para o novo ajuste quadrático.

A Figura 4.16 favorece a compreensão da continuidade do processo.

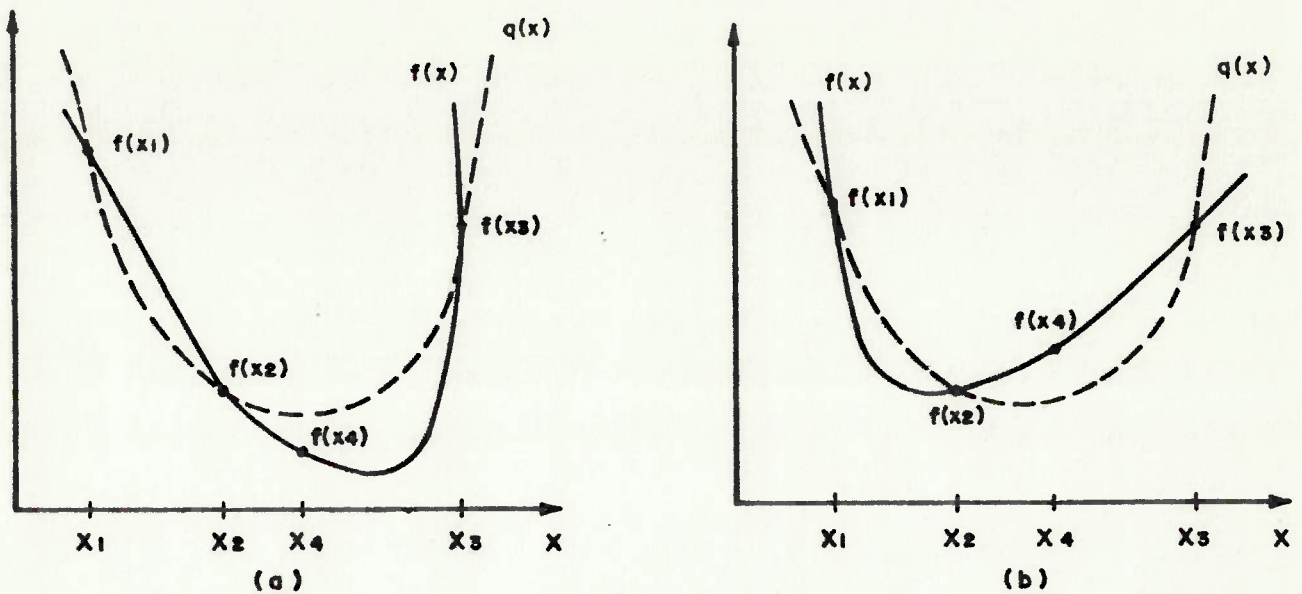


Figura 4.16 - Método de Newton com ajuste quadrático por 3 pontos.

Observando a Figura 4.16 e considerando que $x_2 < x_4 < x_3$, existem duas possibilidades com relação ao valor de x_4 :

(a) $f(x_4) \leq f(x_2)$

Neste caso o novo intervalo de incerteza é $[x_2, x_3]$ e o novo ajuste quadrático é feito com os pontos (x_2, x_4, x_3) .

(b) $f(x_2) < f(x_4) \leq f(x_3)$

O novo intervalo de incerteza é dado por $[x_1, x_4]$ e o novo ajuste quadrático é feito com os pontos (x_1, x_2, x_4) .

O processo continua até o intervalo de incerteza correspondente a uma precisão pré-estabelecida (ϵ), que pode ser dada em função do intervalo inicial da variável $x(I_0)$. Desta forma o processo é interrompido quando:

$$\frac{I_n}{I_0} < \epsilon \quad (4.56)$$

5 APLICAÇÃO DO MODELO EM PROCESSOS INDUSTRIAIS

Atualmente o uso de bombas de calor convencionais (ciclo de compressão de vapor) para aquecimento de fluidos de processos industriais, está limitado a temperaturas de condensação por volta de 115°C (utilizando-se R-114 como fluido de trabalho). Desta forma, a definição dos setores e processos industriais, onde a aplicação da bomba de calor convencional pode ser viável, técnica e economicamente, está condicionada, a priori, à faixa de temperaturas destes processos.

A partir desta consideração, foram selecionados dois processos industriais para a análise da possibilidade de utilização de bombas de calor e otimização das suas características técnicas-econômicas, através do modelo desenvolvido. Estes dois processos são: o processo de lavagem contínua de tecidos no setor têxtil e um processo de aquecimento de água para limpeza de instalações no setor de alimentos. Neste capítulo, depois de algumas considerações a respeito do consumo energético destes setores, e de uma breve descrição dos processos escolhidos, são apresentadas as adaptações do modelo para a aplicação nestes processos e a análise dos resultados obtidos.

5.1 Setor têxtil

Oliveira, S. [24], considera que o setor têxtil é um dos setores industriais que se mostram promissores quanto à possibilidade de uso de bombas de calor. A Tabela 5.1 apresenta alguns dados a respeito do consumo energético neste setor que permitem avaliar a potencialidade existente com relação à medidas de racionalização energética e substituição de derivados de petróleo.

TABELA 5.1 - Características energéticas do setor têxtil

Setor	% do consumo Indust. no Est. S.Paulo 1981	% do consumo do setor p/ usos térmicos	% do consumo p/processos c/temp. inferior a 150°C	Energia consumida nos processos c/ T < 150°C em 1981 (10 ¹² KJ)	Posição com relação a % de participação no consumo indust. de derivados petróleo
Têxtil	5,1	78	91	16,9	69

Fonte: Balanço Energético do Estado de São Paulo - 1981

5.1.1 Considerações sobre o consumo de energia no beneficiamento por via úmida

Os processos de beneficiamento por via úmida (lavagem, tingimento, alvejamento, etc.) envolvem um grande consumo energético necessário para o aquecimento dos banhos, a temperaturas que variam de 40°C a 130°C e frequentemente tem baixa eficiência térmica. As razões disso são várias, envolvendo perdas de energia decorrentes das características das operações, dos tipos de equipamentos utilizados e, principalmente, das perdas através dos efluentes líquidos que apresentam temperaturas próximas às dos banhos.

Sem considerar os desenvolvimentos tecnológicos nos métodos e equipamentos utilizados, que podem permitir a redução das quantidades de água necessária, é possível aumentar a eficiência térmica de algumas operações de beneficiamento por via úmida através da recuperação de calor dos efluentes líquidos.

Nos últimos anos, a partir do aumento dos preços dos combustíveis derivados de petróleo, principal energético utilizado no setor têxtil, e das medidas de conservação de energia que, então, se

impuseram, a recuperação de calor de efluentes vem sendo realizada, através da utilização de trocadores de calor para pré-aquecimento da água do banho. Os trocadores de calor utilizados podem ser do tipo casco e tubos, placas e rotativos.

Em função dos níveis de temperatura e das quantidades do efluente e da água de processo a ser aquecida, existe também a possibilidade de utilização de bombas de calor, principalmente para as operações de lavagem e tingimento. Neste trabalho optou-se pela análise da utilização de bombas de calor nas operações contínuas de lavagem de tecidos, que liberam uma vazão contínua de efluente líquido, o que, em princípio, favorece a utilização de bombas de calor. A operação de lavagem é sucintamente, descrita a seguir.

A lavagem é uma operação necessária em várias fases do processo de produção têxtil, e visa, basicamente, a remoção de produtos utilizados em operações precedentes. Assim como no tingimento, a lavagem pode ser descontínua, semi-contínua e contínua e se dá através de sucessivos contatos do tecido (ou fio) com um banho de água, com ou sem substâncias químicas, aquecido ou não.

A Figura 5.1 apresenta um fluxograma simplificado do processo de lavagem contínua de tecidos.

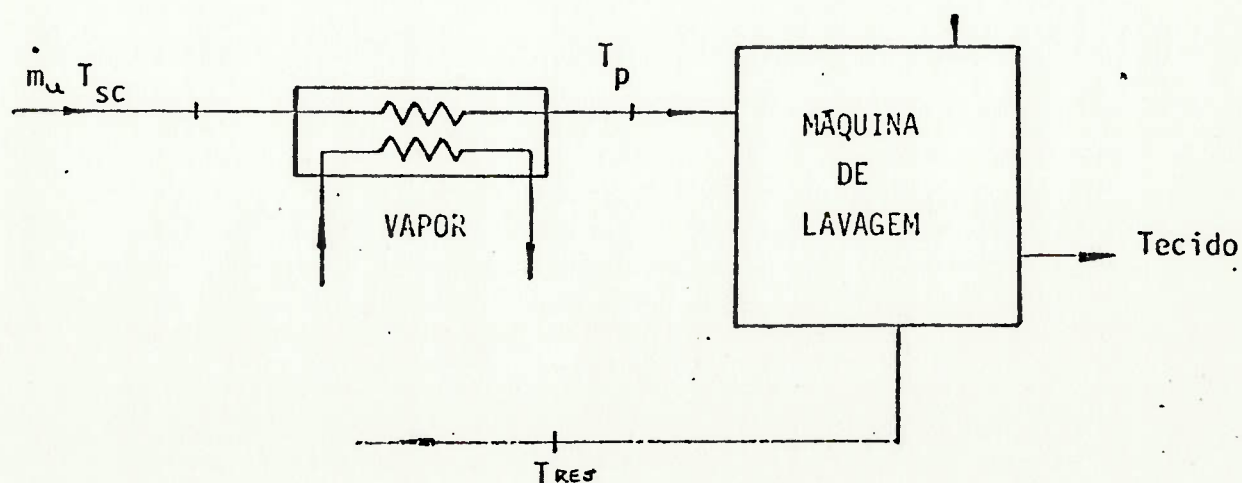


FIGURA 5.1 - Fluxograma do processo de lavagem contínua de tecidos.

Foram analisadas duas alternativas de utilização de bomba de calor conjuntamente com trocador de calor e também uma alternativa de utilização somente de trocador de calor.

5.1.2 Complementação do modelo com a inclusão de um trocador de calor

Considerando os valores das temperaturas da água de processo e do líquido efluente na operação de lavagem, é possível melhorar as condições de operação de bomba de calor, mediante a sua utilização conjunta com um trocador de calor. Este teria a função neste sistema de, através do líquido efluente, pré-aquecer a água na entrada do condensador da bomba de calor.

Foi feita, então, uma ampliação do modelo desenvolvido, através da introdução de características de desempenho e de custos do trocador de calor, o que exigiu, inicialmente, a escolha do tipo de trocador de calor a ser utilizado.

Nesta escolha, não se considerou a utilização de trocadores rotativos, restringindo-se a análise aos trocadores casco e tubo e a placas, em função da maior flexibilidade de utilização por estes apresentada.

Com relação aos custos de aquisição verificou-se, através de uma pesquisa realizada junto a fabricantes de trocadores de calor casco-tubos e a placa, que para aplicações com utilização de aço inoxidável ⁽¹⁾, para uma mesma carga térmica, os custos dos troca

(1) Julgou-se necessária a utilização deste material nos trocadores de calor devido a possibilidade do efluente das máquinas de lavagem estar contaminado com agentes corrosivos.

dores a placa são próximos e em alguns casos inferiores aos dos trocadores casco e tubo. Considerando-se o custo total, incluindo aquisição e operação, verifica-se também, que os dois trocadores apresentam valores semelhantes, sendo a vantagem do trocador a placas, em termos de despesas de manutenção e limpeza, contrabalançada pela maior potência consumida no acionamento da bomba, para vencer uma perda de carga mais elevada.

Como os custos são aproximadamente equivalentes, optou-se pelo emprego de trocadores a placas em função da sua maior flexibilidade de utilização, menor tamanho e facilidades de manutenção e inspeção. No entanto em termos de elaboração do modelo e aplicação da metodologia, o procedimento seria semelhante com o uso de trocadores de calor tipo casco e tubos.

Um aspecto relevante, referente ao trocador a placas, é que como as placas deste tipo de trocador de calor são independentes, elas podem ser removidas, adicionadas ou redistribuídas, variando a superfície de troca térmica em função das exigências existentes, o que permite uma grande flexibilidade de emprego. Esta característica, de variação quase que contínua de superfície de troca térmica, favorece a otimização técnico-econômica do equipamento, credenciando-o para a aplicação no sistema em estudo neste trabalho. A Figura 5.2 apresenta um esquema de um trocador a placas.

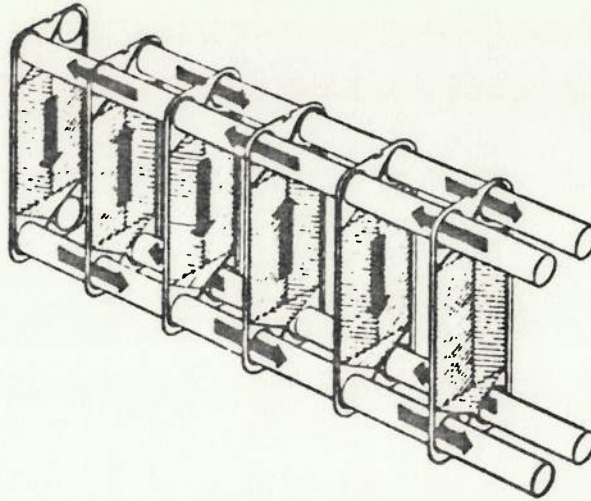


FIGURA 5.2 - Esquema de trocador de calor a placas com fluxo dos dois fluidos em contracorrente

Para a obtenção das características de desempenho e valores de custo para trocadores a placas, foi feita uma pesquisa junto a dois dos principais fabricantes deste equipamento. Através das informações obtidas foi possível adotar o mesmo procedimento utilizado para o condensador e evaporador da bomba de calor, qual seja relacionar o custo do trocador com a área de troca de calor.

O valor da área de troca de calor do trocador a placas (A_{TC}) foi determinado a partir da equação (5.1) abaixo:

$$\dot{Q}_{TC} = U_{TC} \cdot A_{TC} \cdot \Delta T_m \quad (5.1)$$

onde:

\dot{Q}_{TC} = taxa de troca de calor no trocador a placas (kw),

U_{TC} = coeficiente global de troca de calor (kw/m² °C),

A_{TC} = área de troca de calor (m²),

ΔT_m = diferença logarítmica média de temperaturas no trocador de calor.

Os valores de \dot{Q}_{TC} e ΔT_m são calculados através das seguintes expressões:

$$\dot{Q}_{TC} = \dot{m}_u c_{pu} (T_{sf} - T_{ef}); \quad (5.2)$$

$$\Delta T_m = (T_{sq} - T_{ef}); \text{ para } \dot{m}_u = \dot{m}_o \text{ e } c_{pu} = c_{po} \quad (5.3)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{sq} - T_{ef}) - (T_{eq} - T_{sf})}{\ln((T_{sq} - T_{ef}) / (T_{eq} - T_{sf}))}; \text{ para } \dot{m}_u \neq \dot{m}_o \quad (5.4)$$

onde:

\dot{m}_u = vazão mássica de água de processo (kg/s);

\dot{m}_o = vazão mássica do líquido efluente (kg/s);

T_{sf} = temperatura da água de processo na saída do trocador de calor (K);

T_{ef} = temperatura da água de processo na entrada do trocador de calor (K);

T_{sq} = temperatura do líquido efluente na saída do trocador de calor (K);

T_{eq} = temperatura do líquido efluente na entrada do trocador de calor (K).

Substituindo as equações (5.2), (5.3) e (5.4) na equação (5.1), são determinadas as relações para o cálculo de A_{TC} :

$$A_{TC} = \frac{\dot{m}_u \cdot c_{pu} (T_{sf} - T_{ef})}{U_{TC} \cdot (T_{sq} - T_{ef})}, \text{ para } \dot{m}_u = \dot{m}_o, \quad (5.5)$$

$$A_{TC} = \frac{\dot{m}_u \cdot c_{pu} \cdot (T_{sf} - T_{ef}) \cdot \ln((T_{sq} - T_{ef}) / (T_{eq} - T_{sf}))}{U_{TC} \cdot ((T_{sq} - T_{ef}) - (T_{eq} - T_{sf}))}, \quad (5.6)$$

, para $\dot{m}_u \neq \dot{m}_o$

A partir de informações obtidas junto aos fabricantes foi ado

tado, no caso de trocador de calor água-água, para U_{TC} o valor 4000 kcal/hm² °C.

Conhecida a área de troca de calor, o custo do trocador de calor a placas é determinado por meio da relação custo x área de troca obtido através das informações conseguidas com os fabricantes consultados.

$$CCTC = (1956 , 286 , (ATC) \cdot 659) / 14.07 \quad (5.7)$$

onde:

CCTC é o custo do trocador de calor a placas em US\$.

As informações que possibilitaram a determinação da relação, assim como o "ajuste" realizado são apresentadas no Apêndice B deste trabalho.

As equações (5.5), (5.6) e (5.7) foram introduzidas no programa computacional desenvolvido através de duas subrotinas: cálculo da área do trocador de calor e cálculo do custo deste trocador. Desta forma, no cálculo de investimento total do sistema, o programa executa a soma do investimento da bomba de calor com o investimento devido ao trocador de calor. Adotou-se (a partir das informações obtidas com os fabricantes) o tempo de vida do trocador com o valor 10 anos (igual ao da bomba de calor) mantendo-se a hipótese de depreciação linear do investimento adotada para a bomba de calor. Em função disso, a única alteração é no cálculo de ELA (equação (4.46)) e no valor do investimento total.

5.1.3 Alternativa 1

O esquema de alternativa 1, com utilização conjunta de troca

dor e bomba de calor é mostrado na Figura 5.3⁽¹⁾. Nesta alternativa o efluente líquido sai da máquina de lavagem, passa no evaporador da bomba de calor e posteriormente no trocador de calor a placas, pré-aquecendo a água para o processo de lavagem antes de entrar no condensador da bomba de calor. A complementação do aquecimento da água até a temperatura de processo T_p , após a bomba de calor é feita através de vapor.

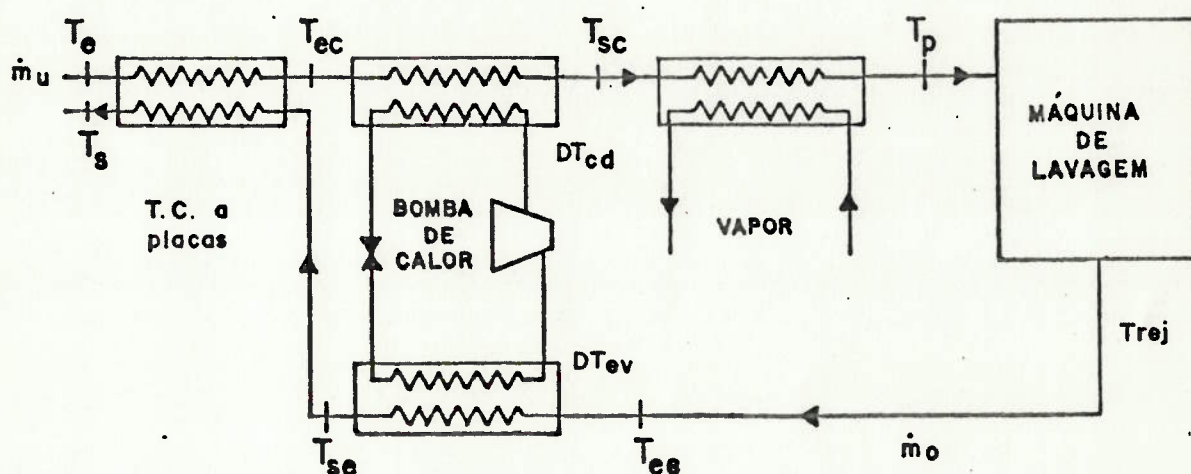


FIGURA 5.3 - Esquema de utilização de bomba de calor conjuntamente a trocador de calor em processo de lavagem contínua - Alternativa 1.

Para a aplicação do modelo na análise desta alternativa, utilizaram-se dados, referentes ao processo, obtidos junto a uma empresa têxtil. Estes dados são os seguintes:

- vazão mássica da água para o processo de lavagem, $\dot{m}_u =$
 $= 40.000 \text{ kg/h} = 11,11 \text{ kg/s}$

(1) Não estão representados no esquema da Figura 5.3 eventuais bombas e filtros necessários, que não foram considerados na análise efetuada. O mesmo procedimento é adotado também nos demais exemplos analisados.

- vazão mássica do líquido efluente, $\dot{m}_o = 40.000 \text{ kg/h} = 11,11 \text{ kg/s}$
- temperatura da água para o processo de lavagem, $T_p = 85^\circ\text{C} = 358 \text{ K}$
- temperatura do líquido efluente, $T_{rej} = 75^\circ\text{C} = 348 \text{ K}$

O vapor utilizado no aquecimento da água de lavagem é gerado em caldeira a óleo a uma pressão de $9 \text{ kgf/cm}^2 = 88,2 \text{ Pa}$

5.1.3.1 Resultados obtidos

O modelo desenvolvido para avaliação da viabilidade econômica do conjunto bomba de calor e trocador de calor foi utilizado para verificar a vantagem de substituir o consumo de vapor no aquecimento de água de lavagem.

As variáveis de decisão, representadas na Figura 5.3, são:

- . T_{EC} - temperatura da água de processo na entrada do condensador da bomba de calor;
- . T_{sc} - temperatura da água de processo na saída do condensador da bomba de calor;
- . DT_{cd} - diferença entre a temperatura de condensação do fluido refrigerante, T_{cd} e a temperatura da água de processo na saída do condensador da bomba de calor, T_{sc} ;
- . DT_{ev} - diferença entre a temperatura do líquido efluente na saída do evaporador, T_{se} , e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante, T_{ev} .

conhecidos os valores dessas quatro variáveis, o processo fica determinado.

Admitiu-se a hipótese de que as propriedades do líquido efluente são semelhantes às da água de processo e para ambos adotou-se

o valor de C_p igual a $1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$ ($4,18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$). Para T_e , temperatura do ambiente, foi utilizado o valor 20°C .

Com os dados do processo apresentados no item anterior, o problema foi resolvido para dois fluidos refrigerantes. Posteriormente foi feita uma análise de sensibilidade para avaliar os efeitos dos parâmetros do processo industrial, \dot{m}_u , \dot{m}_o , T_p , T_{rej} e pressão de geração de vapor; e de alguns parâmetros do modelo, tais como: custo de energia elétrica, custo de vapor, vida útil do equipamento e eficiência isoentrópica do compressor.

Um resumo dos resultados obtidos ⁽¹⁾ é mostrado nas Tabelas 5.2 a 5.10 apresentadas a seguir. Nestas Tabelas são definidas as configurações ótimas de acordo com duas figuras de mérito (indicadas na 2ª ou 3ª coluna da tabela). Para facilitar a comparação com a "situação base", os resultados obtidos na análise de sensibilidade serão sempre acompanhados dos resultados determinados para esta situação.

TABELA 5.2 - Resultados obtidos para as condições de processo e os parâmetros adotados no modelo (setor têxtil, ALTERNATIVA 1), R-114, R-12

FLUIDO	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	Tec ($^\circ\text{C}$)	Tec ($^\circ\text{C}$)	DTcd ($^\circ\text{C}$)	DTeV ($^\circ\text{C}$)
R-114	VPL	0,45	$7,890 \times 10^4$	$1,002 \times 10^6$	70,6	73,2	8,4	9,9
R-114	TR	0,25	$3,416 \times 10^4$	$8,034 \times 10^5$	59,6	61,2	9,8	9,9
R-12	VPL	1,48	$1,466 \times 10^5$	$5,001 \times 10^5$	23,1	65,5	1,3	4,2
R-12	TR	1,42	$1,399 \times 10^5$	$4,971 \times 10^5$	24,6	65,0	2,3	6,1

Obs.: IT é o investimento total com o sistema (trocador de calor + bomba de calor).

(1) O Apêndice C contém, para os casos analisados neste trabalho, exemplos de "saída" do processamento, com os valores de todos os parâmetros calculados pelo modelo.

TABELA 5.3 - Resultados obtidos variando-se \dot{m}_o , fixadas as demais condições do Processo e parâmetros adotados no modo. Refrigerante R-114 (setor têxtil, ALTERNATIVA 1)

FLUIDO	\dot{m}_o (kg/h)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	Tec (°C)	Tsc (°C)	DTed (°C)	DTEv (°C)
R-114*	40000	VPL	0,45	$7,890 \times 10^4$	$1,002 \times 10^6$	70,6	73,2	8,4	9,9
R-114*	40000	TR	0,25	$3,416 \times 10^4$	$8,034 \times 10^5$	59,6	61,2	9,8	9,9
R-114	60000	VPL	0,71	$1,399 \times 10^5$	$1,042 \times 10^6$	61,8	80,1	1,3	1,3
R-114	60000	TR	0,24	$3,201 \times 10^4$	$7,991 \times 10^5$	59,0	60,1	9,8	9,9
R-114	80000	VPL	0,73	$1,440 \times 10^5$	$1,097 \times 10^6$	63,4	84,9	1,3	1,3
R-114	80000	TR	0,22	$3,146 \times 10^4$	$8,152 \times 10^5$	59,8	61,6	9,8	10,0

Obs.: A "situação base" será assinalada em todas as tabelas com *

TABELA 5.4 - Resultados obtidos variando-se T_{rej} , fixadas as demais condições do Processo e parâmetros adotados no modelo.
Refrigerantes R-114 e R-12 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 1)

FLUIDO	T_{rej} (°C)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-114	55	VPL	0,59	$6,444 \times 10^4$	$6,132 \times 10^5$	51,4	53,3	8,7	9,7
R-114	65	VPL	0,50	$7,158 \times 10^4$	$8,067 \times 10^5$	60,9	63,2	8,4	9,7
R-114*	75	VPL	0,45	$7,890 \times 10^4$	$1,002 \times 10^6$	70,6	73,2	8,4	9,9
R-114	55	TR	0,42	$3,038 \times 10^4$	$4,093 \times 10^5$	40,0	41,5	9,8	7,8
R-114	65	TR	0,30	$3,741 \times 10^4$	$7,127 \times 10^5$	55,5	56,9	9,7	9,7
R-114*	75	TR	0,25	$3,416 \times 10^4$	$8,034 \times 10^5$	59,6	61,2	9,8	9,9
R-12	55	VPL	1,26	$1,237 \times 10^5$	$5,06 \times 10^5$	34,1	55,5	4,3	1,3
R-12	65	VPL	1,15	$1,290 \times 10^5$	$5,850 \times 10^5$	34,7	64,0	1,3	5,2
R-12*	75	VPL	1,48	$1,466 \times 10^5$	$5,001 \times 10^5$	23,1	65,1	1,3	4,2
R-12	55	TR	0,71	$6,003 \times 10^4$	$4,64 \times 10^5$	36,3	48,6	9,7	9,9
R-12	65	TR	1,00	$1,076 \times 10^5$	$5,715 \times 10^5$	37,1	61,5	5,8	10,0
R-12*	75	TR	1,42	$1,399 \times 10^5$	$4,971 \times 10^5$	24,6	65,0	2,3	6,1

TABELA 5.5 - Resultados obtidos variando-se T_{rej} e adotando-se $T_p = 100$ °C. Fixadas as demais condições do processo e parâmetros adotados no modelo. Refrigerantes R-114 e R-12 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 1)

FLUIDO	T_{rej} (°C)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-114	70	VPL	0,48	$7,590 \times 10^4$	$9,046 \times 10^5$	65,8	68,2	8,7	9,7
R-114	80	VPL	0,74	$1,367 \times 10^5$	$1,022 \times 10^6$	63,5	79,0	2,6	2,6
R-114	70	TR	0,27	$3,447 \times 10^4$	$7,398 \times 10^5$	56,5	58,02	9,8	9,8
R-114	80	TR	0,37	$5,291 \times 10^4$	$8,294 \times 10^5$	56,1	63,8	9,3	9,2
R-12	70	VPL	1,35	$1,497 \times 10^5$	$5,669 \times 10^5$	31,5	68,8	1,3	4,2
R-12	80	VPL	1,69	$1,648 \times 10^5$	$4,755 \times 10^5$	21,4	69,6	1,3	5,2
R-12	70	TR	1,34	$1,443 \times 10^5$	$5,470 \times 10^5$	31,8	69,0	3,9	5,2
R-12	80	TR	1,70	$1,625 \times 10^5$	$4,669 \times 10^5$	20,6	68,9	1,5	5,2

TABELA 5.6 - Resultados obtidos variando-se h_{lv} , fixadas as demais condições do Processo e hipóteses adotadas no modelo. Refrigerante R-114 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 1)

FLUIDO	h_{lv} (kcal/kg)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-114	517^1	VPL	0,46	$7,606 \times 10^4$	$9,369 \times 10^5$	70,5	73,0	8,4	9,7
R-114	494^2	VPL	0,45	$7,739 \times 10^4$	$9,845 \times 10^5$	70,6	73,1	8,4	9,7
R-114*	486^3	VPL	0,45	$7,890 \times 10^4$	$1,002 \times 10^6$	70,6	73,2	8,4	9,9

1 - correspondente a $p = 3,0$ kgf/cm²

2 - correspondente a $p = 7,0$ kgf/cm²

3 - correspondente a $p = 9,0$ kgf/cm²

TABELA 5.7 - Resultados obtidos variando-se o custo do vapor, fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições de Processo. Refrigerantes R-114 e R-12 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 1)

FLUIDO	C vap (US\$/kg)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T _{ec} (°C)	T _{sc} (°C)	DT _{cd} (°C)	DT _{ev} (°C)
R-114*	0,084	VPL	0,45	7,890x10 ⁴	1,002x10 ⁶	70,6	73,2	8,4	9,9
R-114	0,0126	VPL	0,34	9,095x10 ⁴	1,548x10 ⁶	71,1	73,8	9,7	9,9
R-114	0,0168	VPL	0,30	1,073x10 ⁵	2,09 x10 ⁶	69,9	74,2	9,7	8,2
R-114	0,0252	VPL	0,22	1,211x10 ⁵	3,197x10 ⁶	70,5	74,5	9,7	9,9
R-12*	0,084	VPL	1,48	1,466x10 ⁵	5,001x10 ⁵	23,1	65,5	1,3	4,2
R-12	0,0126	VPL	0,93	1,750x10 ⁵	1,013x10 ⁶	23,8	72,7	1,3	1,3
R-12	0,0168	VPL	0,65	1,960x10 ⁵	1,684x10 ⁶	28,3	78,7	1,3	1,3
R-12	0,0252	VPL	0,39	1,961x10 ⁵	2,879x10 ⁶	28,5	78,7	1,3	1,3

TABELA 5.8 - Resultados obtidos variando-se o custo de energia elétrica, fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições de processo. Refrigerantes R-114 e R-12 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 1)

FLUIDO	C ee (US\$/kw)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T _{ec} (°C)	T _{sc} (°C)	DT _{cd} (°C)	DT _{ev} (°C)
R-114	0,01485	VPL	0,46	8,061x10 ⁴	1,008x10 ⁶	70,8	73,3	9,9	9,9
R-114*	0,02970	VPL	0,45	7,890x10 ⁴	1,002x10 ⁶	70,6	73,2	8,4	9,9
R-114	0,04455	VPL	0,62	1,056x10 ⁵	9,561x10 ⁵	64,9	73,2	3,1	3,8
R-114	0,08910	VPL	0,65	1,031x10 ⁵	8,826x10 ⁵	59,8	70,1	1,3	1,3
R-12	0,01485	VPL	1,34	1,960x10 ⁵	7,469x10 ⁵	27,3	78,5	1,3	1,3
R-12*	0,02970	VPL	1,48	1,466x10 ⁵	5,001x10 ⁵	23,1	65,5	1,3	4,2
R-12	0,04455	VPL	1,99	1,456x10 ⁵	3,426x10 ⁵	22,5	64,9	1,3	4,2

TABELA 5.9 - Resultados obtidos variando-se a vida útil da bomba de calor e do trocador de calor, fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições de processo. Refrigerante R-114 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 1)

FLUIDO	vida útil (anos)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T _{ec} (°C)	T _{sc} (°C)	DT _{cd} (°C)	DT _{ev} (°C)
R-114*	10	VPL	0,45	7,890x10 ⁴	1,002x10 ⁶	70,6	73,2	8,4	9,9
R-114	15	VPL	0,53	9,386x10 ⁴	1,215x10 ⁶	69,0	73,6	6,6	7,8

TABELA 5.10 - Resultados obtidos variando-se o rendimento isoentrópico do compressor (η_{ise}), fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições de processo. Refrigerante R-114 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 1)

FLUIDO	η_{ise}	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T _{ec} (°C)	T _{sc} (°C)	DT _{cd} (°C)	DT _{ev} (°C)
R-114*	0,75	VPL	0,45	7,890x10 ⁴	1,002x10 ⁶	70,6	73,2	8,4	9,9
R-114	0,80	VPL	0,44	7,904x10 ⁴	1,002x10 ⁶	70,5	73,1	8,7	9,9
R-114	0,85	VPL	0,44	7,910x10 ⁴	1,003x10 ⁶	70,6	73,2	9,2	9,9

5.1.3.2 Análise dos resultados

Para todos os casos analisados, onde foi utilizado o Valor Presente Líquido como figura de mérito do processo de otimização, cabe ressaltar que o valor positivo deste significa que é vantajosa a substituição do aquecimento de água com vapor pelo conjunto trocador de calor mais bomba de calor.

Conforme se observa nas Tabelas 5.2, 5.3, 5.4 e 5.5, a solução ótima obtida pela maximização do Valor Presente Líquido é diferente da obtida pela minimização do Tempo de Retorno.

Uma comparação entre os resultados obtidos para R-114 no caso de $\dot{m}_o = 60000 \text{ kg/h}^{(1)}$ (Tabela 5.3) mostra que no caso da utilização do Valor Presente Líquido a solução ótima é representada por uma participação efetiva da bomba de calor ($T_{sc} - T_{ec} \approx 20,0 \text{ }^\circ\text{C}$) no aquecimento da água de processo, enquanto que, com a utilização do Tempo de Retorno, obtém-se uma solução caracterizada unicamente pelo emprego do trocador de calor a placas para a recuperação de calor do efluente ($T_{sc} - T_{ec} \approx 2,0 \text{ }^\circ\text{C}$). Este fato deve-se ao menor investimento requerido pelo trocador de calor.

Das análises dos resultados apresentados nas tabelas acima, uma conclusão significativa é que a bomba de calor participa efetivamente do aquecimento da água do processo nas seguintes condições:

- i) quando se utiliza o R-12 como fluido refrigerante, caso em que a temperatura máxima de evaporação, T_{ev} , está limitada a $35 \text{ }^\circ\text{C}$, o que implica uma grande carga térmica no condensador de bomba de calor;

(1) Esta situação seria possível caso existissem outros efluentes, provenientes de outros pontos da fábrica, a temperaturas iguais ou superiores ao efluente do processo considerado.

- ii) em situações, onde \dot{m}_o é maior que \dot{m}_u ;
- iii) quando o custo de energia elétrica torna-se mais elevado.

Com relação aos fluidos refrigerantes, para todas situações analisadas o uso do R-114 se mostrou mais interessante que o do R-12 basicamente pelo fato de o R-114 apresentar características (limites de T_{cd} e T_{ev}) mais apropriadas à aplicação estudada.

Com a elevação do custo do vapor, aumenta o uso da bomba de calor, no caso do R-12, até o limite de sua utilização ($T_{cd}=80^\circ\text{C}$); no caso de R-114 o aumento não é muito significativo. Com relação ao aumento do custo de energia elétrica, a tendência observado, no caso do R-114, é de aumentar a utilização da bomba de calor (acarretada pelo otimização do COP_i que para os custos de energia elétrica 0,01485 US\$/kw, 0,02970 US\$/kw, 0,0455 US\$/kw e 0,08910 US\$/kw, tem os valores 15,2, 16,5, 24,3 e 42,1 respectivamente), sendo que para o R-12 verifica-se uma diminuição do uso da bomba de calor.

Conforme mostram as Tabelas 5.6, 5.9 e 5.10, a sensibilidade da solução ótima com relação a variação de h_{lv} , vida útil e η_{ise} é pequena.

Os valores de DT_{cd} e DT_{ev} são, em geral, menores quando se otimiza o sistema considerando o VPL como figura de mérito. Para o R-12 estes valores são inferiores aos do R-114 devido aos seus limites de T_{ev} e T_{cd} . Quando se tenta minimizar o Tempo de Retorno, a tendência é reduzir o investimento e, no caso de trocadores de calor (condensador e evaporador), isto corresponde a maiores ΔT_m .

Uma característica do modelo desenvolvido é possibilitar a análise de numerosos parâmetros envolvidos na aplicação de bombas de

calor, o que demonstra a sua utilidade em estudos dessa natureza.

5.1.4 Alternativa 2

Na Alternativa 2, como mostra a figura 5.4, o efluente líquido, antes de entrar no evaporador, passa primeiro no trocador de calor a placas, preaquecendo a água de processo a qual, após passar no condensador de bomba de calor, é aquecida, através de vapor, até a temperatura T_p .

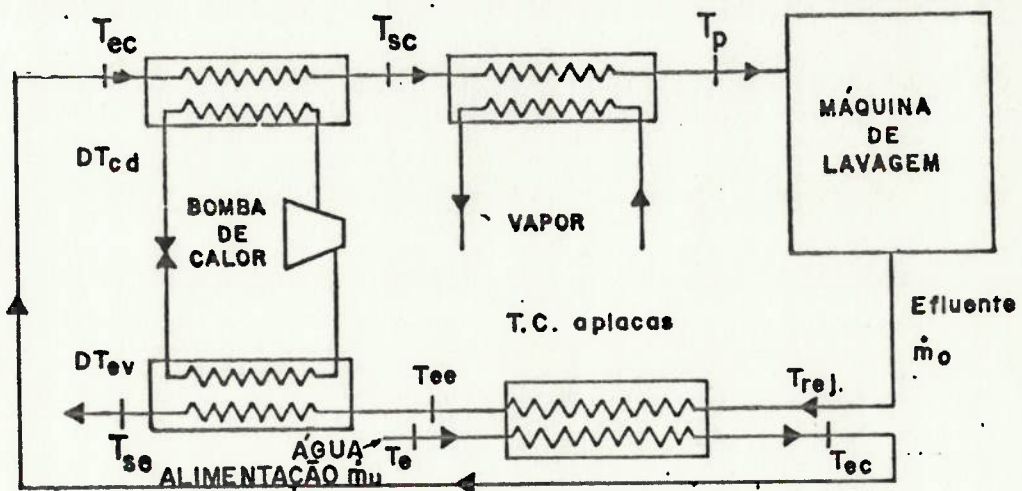


FIGURA 5.4 - Esquema de utilização de bomba de calor conjuntamente a trocador de calor em processo de lavagem contínua - Alternativa 2.

Nesta alternativa o valor da temperatura de entrada no evaporador T_{ee} não é constante e igual a temperatura do líquido efluente T_{rej} como na alternativa 1. Desta forma foi necessária uma modificação no modelo através da introdução da equação que permite calcular o valor de T_{ee} em função de T_{ec} . Esta equação, considerando

o trocador de calor a placas é:

$$\dot{m}_u c_{p_u} (T_{ec} - T_e) = \dot{m}_o c_{p_o} (T_{ee} - T_{rej}) \quad (5.8)$$

utilizou-se para a avaliação desta alternativa os mesmos dados do processo empregados na alternativa anterior.

5.1.4.1 Resultados obtidos

A exemplo do que foi feito para a Alternativa 1, adotou-se para a Alternativa 2 as mesmas hipóteses com relação aos valores de T_e , c_{p_u} e c_{p_o} e o mesmo procedimento para a resolução do problema, cujas variações de decisão, analogamente, são T_{ec} , T_{sc} , DT_{cd} e DT_{ev} . Os resultados obtidos são apresentados nas Tabelas 5.11 a 5.16 a seguir.

TABELA 5.11 - Resultados obtidos para as condições de processo e os parâmetros adotados no modelo. Refrigerantes R-114 e R-12 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 2)

FLUIDO	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-114	VPL	0,76	$1,360 \times 10^5$	$9,806 \times 10^5$	72,7	77,9	2,9	3,1
R-114	TR	0,57	$1,518 \times 10^5$	$9,185 \times 10^5$	71,6	74,3	8,1	7,0
R-12	VPL	0,46	$8,138 \times 10^4$	$1,009 \times 10^6$	72,4	75,6	4,4	6,0
R-12	TR	0,32	$5,184 \times 10^4$	$9,417 \times 10^5$	67,8	70,9	9,1	8,2

TABELA 5.12 - Resultados obtidos variando-se \dot{m}_o , fixadas as demais condições do processo e parâmetros adotados no modelo. Refrigerante R-12 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 2)

FLUIDO	\dot{m}_o (kg/h)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-12*	40000	VPL	0,46	$8,138 \times 10^4$	$1,009 \times 10^6$	72,4	75,6	4,4	6,0
R-12*	40000	TR	0,32	$5,184 \times 10^4$	$9,417 \times 10^5$	67,8	70,9	9,1	8,2
R-12	60000	VPL	0,34	$6,002 \times 10^4$	$1,020 \times 10^6$	72,2	75,3	4,7	6,8
R-12	60000	TR	0,30	$4,866 \times 10^4$	$9,424 \times 10^5$	67,8	70,9	9,0	9,7
R-12	80000	VPL	0,36	$6,298 \times 10^4$	$1,016 \times 10^6$	72,2	75,3	4,7	7,9
R-12	80000	TR	0,32	$5,522 \times 10^4$	$9,385 \times 10^5$	67,8	70,9	9,0	9,7

TABELA 5.13 - Resultados obtidos variando-se T_{rej} , fixadas as demais condições do Processo e parâmetros adotados no modelo. Refrigerantes R-114 e R-12 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 2)

FLUIDO	T_{rej} (°C)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-114	55	VPL	1,10	$1,276 \times 10^5$	$6,136 \times 10^5$	52,9	59,5	5,2	4,7
R-114	65	VPL	0,85	$1,247 \times 10^5$	$8,004 \times 10^5$	62,9	68,4	4,7	5,2
R-114*	75	VPL	0,76	$1,360 \times 10^5$	$9,806 \times 10^5$	72,7	77,9	2,9	3,1
R-12	35	VPL	2,15	$1,458 \times 10^5$	$3,121 \times 10^5$	33,4	49,0	1,5	1,3
R-12	55	VPL	1,09	$1,331 \times 10^5$	$6,401 \times 10^5$	53,7	63,0	2,9	3,7
R-12*	75	VPL	0,46	$8,138 \times 10^4$	$1,009 \times 10^6$	72,4	75,6	4,4	6,0

TABELA 5.14 - Resultados obtidos variando-se T_{rej} e adotando-se $T_p = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Fixadas as demais condições do Processo e parâmetros adotados no modelo. Refrigerantes R-114 e R-12 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 2)

FLUIDO	T_{rej} ($^{\circ}\text{C}$)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{sc} ($^{\circ}\text{C}$)	DT_{cd} ($^{\circ}\text{C}$)	DT_{ev} ($^{\circ}\text{C}$)
R-114	80	VPL	0,75	$1,462 \times 10^5$	$1,068 \times 10^6$	77,8	83,4	4,2	2,6
R-12	40	VPL	1,52	$1,185 \times 10^5$	$3,893 \times 10^5$	38,4	49,4	2,6	3,1
R-12	60	VPL	0,86	$1,154 \times 10^5$	$7,279 \times 10^5$	58,1	65,5	3,7	3,7
R-12	80	VPL	0,32	$5,731 \times 10^4$	$1,033 \times 10^6$	72,4	75,6	4,3	6,0

TABELA 5.15 - Resultados obtidos variando-se o custo de vapor, fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições do processo. Refrigerantes R-114 e R-12 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 2)

FLUIDO	C vap (US\$/kg)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{sc} ($^{\circ}\text{C}$)	DT_{cd} ($^{\circ}\text{C}$)	DT_{ev} ($^{\circ}\text{C}$)
R-114*	0,084	VPL	0,76	$1,360 \times 10^5$	$9,806 \times 10^5$	72,7	77,9	2,9	3,1
R-114*	0,084	TR	0,57	$1,518 \times 10^5$	$9,185 \times 10^5$	71,6	74,3	8,1	7,0
R-114	0,0126	VPL	0,62	$1,745 \times 10^5$	$1,572 \times 10^6$	72,8	80,6	3,4	1,8
R-114	0,0126	TR	0,43	$1,161 \times 10^5$	$1,537 \times 10^6$	71,8	76,6	7,6	6,6
R-114	0,0168	VPL	0,62	$2,443 \times 10^5$	$2,206 \times 10^6$	72,8	84,4	2,1	1,5
R-114	0,0168	TR	0,32	$1,203 \times 10^5$	$2,128 \times 10^6$	71,8	77,0	6,6	5,0
R-12*	0,084	VPL	0,46	$8,138 \times 10^4$	$1,009 \times 10^6$	72,4	75,6	4,4	6,0
R-12*	0,084	TR	0,32	$5,184 \times 10^4$	$9,417 \times 10^5$	67,8	70,9	9,1	8,2
R-12	0,0126	VPL	0,37	$1,040 \times 10^5$	$1,594 \times 10^6$	73,2	77,7	4,3	6,0
R-12	0,0126	TR	0,21	$5,184 \times 10^4$	$1,458 \times 10^6$	67,8	70,8	9,1	8,2
R-12	0,0168	VPL	0,27	$1,040 \times 10^5$	$2,180 \times 10^7$	73,2	77,7	2,3	4,2
R-12	0,0168	TR	0,15	$5,184 \times 10^4$	$1,975 \times 10^6$	67,8	70,8	9,1	8,2

TABELA 5.16 - Resultados obtidos variando-se os custos de energia elétrica, fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições do Processo. Refrigerantes R-114 e R-12 (setor Têxtil, ALTERNATIVA 2)

FLUIDO	C_{ee} (US\$/kw)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anós)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-114	0,01485	VPL	0,76	$1,418 \times 10^5$	$1,022 \times 10^6$	72,6	78,7	5,2	2,3
R-114*	0,0290	VPL	0,76	$1,360 \times 10^5$	$9,806 \times 10^5$	72,7	77,9	2,9	3,1
R-114	0,4455	VPL	0,78	$1,336 \times 10^5$	$9,414 \times 10^5$	72,5	77,7	3,1	2,3
R-12	0,01485	VPL	0,39	$6,864 \times 10^4$	$1,018 \times 10^6$	70,4	74,8	5,2	7,1
R-12*	0,0290	VPL	0,46	$8,138 \times 10^4$	$1,009 \times 10^6$	72,4	75,6	4,4	6,0
R-12	0,04455	VPL	0,57	$1,003 \times 10^5$	$9,787 \times 10^5$	73,0	76,9	3,1	3,4

5.1.4.2 Análise dos resultados

Para esta alternativa o R-12, utilizado como fluido de trabalho, se mostra mais adequado que o R-114, apresentando um Valor Presente Líquido superior. Comparada com a Alternativa 1 (R-114), a Alternativa 2 (R-12) se mostra ligeiramente melhor e mais interessante, pois a temperatura atingida pela água do processo na saída do condensador 78°C (vide Tabela 5.11) demonstra que a bomba de calor foi utilizada para aquecer a água de processo acima da temperatura que poderia ser obtida somente com o emprego de um trocador de calor, o que não acontece para a Alternativa 1 (Tabela 5.2).

O aumento da vazão mássica de efluente (Tabela 5.12) não se mostra vantajosa como para a Alternativa 1. Com relação à variação da temperatura deste fluxo (T_{rej}) pode-se ver que, quanto menor é esta temperatura, mais efetiva é a participação da bomba de calor

no processo de aquecimento (Tabela 5.13) para o R-12, sendo a influência no caso do R-114 menos significativa.

Considerando o aumento do custo de vapor, esta alternativa se mostra, também, mais interessante que a anterior. Para um custo duas vezes maior que o adotado (0,0084 US\$/kg), a utilização de R-114 permite a substituição total do vapor, o que não é possível de ser feito com R-12 devido ao seu limite de temperatura de condensação (adotado igual a 80 °C). Neste caso, para custos do vapor de 0,0126 US\$/kg e 0,0168 US\$/kg, o R-114 mostra-se superior ao R-12, adotando-se o VPL como figura de mérito.

Os valores de DT_{cd} e DT_{ev} , a exemplo da alternativa anterior, apresentam-se também menores nos casos de otimização considerando o Valor Presente Líquido. A razão para isto ocorrer já foi anteriormente mencionada. Com relação ao custo de energia elétrica, a variação deste não apresenta alterações significativas nas variáveis de decisão do problema.

Como conclusão geral a respeito da utilização de bombas de calor em processos de lavagem contínua de tecidos, pode-se dizer que, para as condições atuais consideradas no modelo, esta medida não se mostra muito interessante, sendo praticamente equivalente à utilização de somente um trocador de calor a placas na recuperação de calor do líquido efluente. A Tabela 5.17 mostra as características de tal utilização para as condições do processo analisado. A aplicação de bombas de calor apresentaria vantagens e se justificaria para as seguintes situações:

- i) quando houver disponibilidade de fluxos efluentes provenientes de outros locais da fábrica. Neste caso se mostra mais interessante a Alternativa 1 com utilização de R-114 como

fluido de trabalho (Tabela 5.3);

- ii) havendo um acréscimo no custo de vapor. A Alternativa 2 utilizando R-114 seria a mais indicada para tal cenário (Tabela 5.15);
- iii) se a temperatura do líquido efluente T_{rej} for consideravelmente menor que a temperatura de processo T_p . Nesta situação seria recomendada a Alternativa 2 com a utilização de R-12 (Tabela 5.13).

TABELA 5.17 - Comparação entre o trocador de calor a placas e o sistema bomba de calor mais trocador de calor a placas

T.C.		Temp.de entrada de água (°C)	Temp.de saída de água (°C)	Investimento (US\$)	VPL (US\$)	TR (anos)
		20,0	70,0	$3,143 \times 10^4$	$9,896 \times 10^5$	0,20
TC + BC	Alt.1 R-114	20,0	73,2	$7,896 \times 10^4$	$1,002 \times 10^6$	0,45
	Alt.2 R-12	20,0	75,6	$8,138 \times 10^4$	$1,009 \times 10^6$	0,46

5.2 Setor de Alimentos

Segundo Oliveira S. et alii, [25] no setor de alimentos, assim como no setor têxtil, também podem ser identificados processos onde há a possibilidade de aplicação de bombas de calor. Estes processos seriam principalmente os de secagem, evaporação, destilação, pasteurização, desodorização, cozimento, esterilização e lavagem. As características energéticas deste setor são apresentadas na Tabela 5.18.

TABELA 5.18 - Características energéticas do setor de alimentos

Setor	% do consumo Indust. no Est. S. Paulo 1981	% do consumo do setor p/ usos térmicos	% do consumo p/ processos c/temp. inferior a 150 °C	Energia consumida nos processos c/T < 50 °C em 1981 (1012 KJ)	Posição com relação a % de participação no consumo indust. de derivados de petróleo
Alimentos	15,8	90	35	13,4	39

Fonte: Balanço Energético do Estado de São Paulo - 1981

5.2.1 Utilização de bomba de calor em processo de lavagem de frigorífico

Foi escolhido o processo de aquecimento de água para lavagem de um frigorífico fabricante de salsichas, presuntos, salames e congêneres, cujas características foram levantadas por Oliveira S. et alii [25], para a valiação de aplicação de bomba de calor o fluxograma deste processo é apresentado na figura 5.5. Os dados do processo são:

$$T_p \cong 60 \text{ } ^\circ\text{C} = 333 \text{ K}$$

$$T_e = 20 \text{ } ^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$$

$$\dot{m}_u = 30000 \text{ kg/h} = 8,33 \text{ kg/s} \quad (\text{valor médio estimado})$$

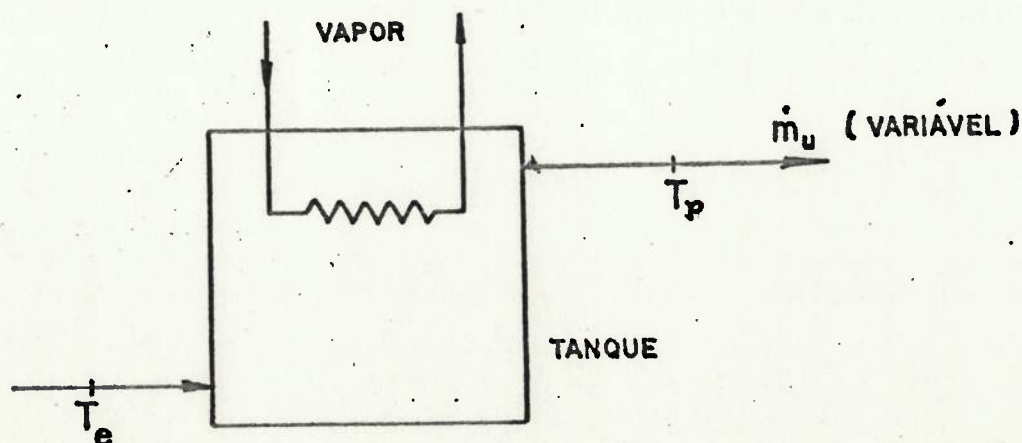


FIGURA 5.5 - Fluxograma do processo de aquecimento de água para lavagem.

O vapor utilizado para o aquecimento de água é gerado em caldeira a óleo combustível a uma pressão de 9 kgf/cm².

Para a utilização da bomba de calor no processo de aquecimento de água, foi analisada uma alternativa tendo como fonte fria a água aquecida nos condensadores de amônia do sistema de refrigeração da unidade industrial. Como a demanda de água de lavagem não é constante (razão da existência do tanque), previu-se a existência de um reservatório térmico acoplado ao condensador da bomba de calor. O esquema da alternativa analisada é apresentado na figura 5.6.

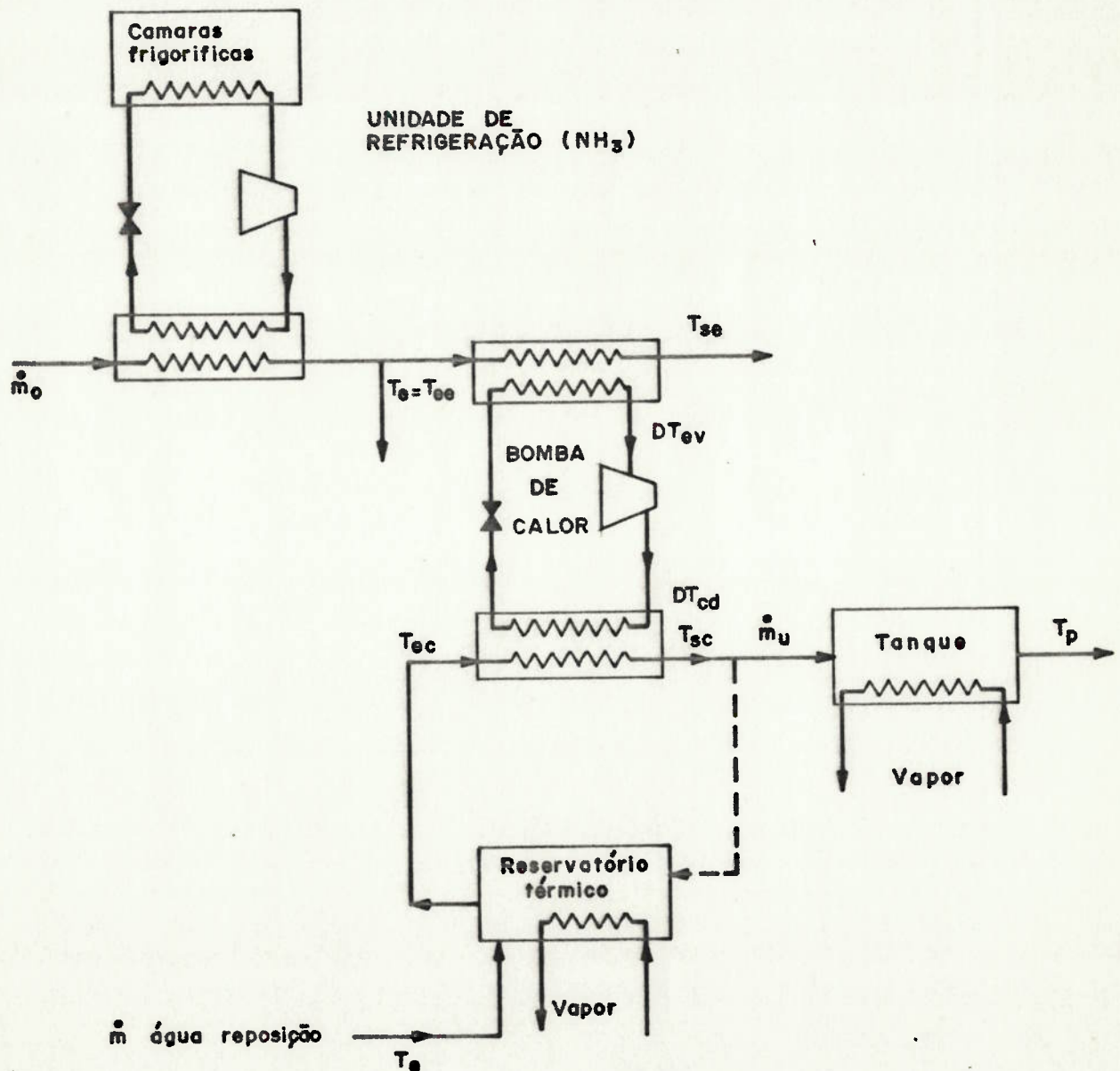


FIGURA 5.6 - Utilização de B.C. em processo de lavagem de frigorífico.

Considerou-se para a alternativa a ser otimizada a existência de uma serpentina de vapor pré-aquecendo a água contida no reservatório térmico antes do condensador da bomba de calor. O aquecimento final da água para o processo de lavagem é feito, conforme o procedimento atual, utilizando-se vapor. O valor de \dot{m}_0 e T_{rej} foram estimados, a partir das características do sistema de refrigeração, como iguais a 58500 kh/h e 30 °C respectivamente.

Como a demanda de água para lavagem no processo real (atual) não é constante, admitiu-se, para a análise da alternativa de utilização de bomba de calor, uma hipótese simplificadora de funcionamento do sistema em regime permanente, com os valores médios estimados para os parâmetros do processo (\dot{m}_u , T_p). A não adoção desta hipótese, implicaria numa simulação do comportamento do conjunto bomba de calor e tanques armazenadores em função da curva da demanda da água de lavagem, o que estaria fora do escopo deste trabalho. Desta forma a avaliação realizada é uma avaliação preliminar.

O reservatório térmico, em função da hipótese adotada, funcionaria simplesmente como um tanque de pré-aquecimento da água de processo antes do condensador da bomba de calor. Não foram considerados os custos de instalação deste tanque, levando-se em conta somente o custo do vapor nele consumido.

5.2.2 Resultados obtidos

Da mesma forma que foi feito para o setor têxtil, utilizou-se o modelo desenvolvido para avaliação da substituição do consumo de vapor no aquecimento da água através da utilização de bomba de calor. As variáveis de decisão do problema, analogamente, são T_{ec} , T_{sc} , DT_{cd} e DT_{ev} .

Os valores adotados de T_e , C_{pu} , C_{po} , e $T_{\text{operação}}$ foram os mesmos das análises anteriores (setor têxtil) sendo que para o $T_{\text{operação}}$ foi feita uma análise de sensibilidade dos resultados da mesma forma que o realizado para outros parâmetros do modelo. As tabelas seguintes, apresentam uma síntese dos resultados obtidos.

TABELA 5.19 - Resultados obtidos para as condições do processo e os parâmetros adotados no modelo. Refrigerantes R-114 R-22 e R-12 (setor Alimentos)

FLUIDO	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-114	VPL	5,20	$1,829 \times 10^5$	$9,56 \times 10^4$	20,6	44,3	1,3	1,3
R-114	TR	4,40	$8,173 \times 10^4$	$6,005 \times 10^4$	23,9	34,2	3,7	2,9
R-22	VPL	2,52	$1,030 \times 10^5$	$1,785 \times 10^5$	20,6	48,1	1,3	1,3
R-22	TR	2,15	$6,138 \times 10^4$	$1,312 \times 10^5$	22,2	39,9	5,8	5,0
R-12	VPL	3,10	$1,254 \times 10^5$	$1,628 \times 10^5$	20,8	49,3	1,3	1,3
R-12	TR	2,50	$4,922 \times 10^4$	$8,693 \times 10^4$	22,7	34,4	8,4	6,8

TABELA 5.20 - Resultados obtidos variando-se T_{rej} , fixadas as demais condições do processo e parâmetros adotados no modelo. Refrigerantes R-114, R-22 e R-12 (setor Alimentos)

FLUIDO	T_{rej} (°C)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-114*	30	VPL	5,20	$1,829 \times 10^5$	$9,561 \times 10^4$	20,6	44,3	1,3	1,3
R-114	40	VPL	5,96	$1,858 \times 10^5$	$1,623 \times 10^5$	20,9	50,0	1,3	1,3
R-22*	30	VPL	2,52	$1,030 \times 10^5$	$1,785 \times 10^5$	20,6	48,1	1,3	1,3
R-22	40	VPL	1,75	$8,453 \times 10^4$	$2,339 \times 10^5$	20,0	47,7	1,3	3,2
R-12*	30	VPL	3,10	$1,254 \times 10^5$	$1,628 \times 10^5$	20,8	49,3	1,3	1,3
R-12	40	VPL	2,12	$1,058 \times 10^5$	$2,307 \times 10^5$	20,6	49,9	1,3	1,3
R-114*	30	TR	4,40	$8,173 \times 10^4$	$6,005 \times 10^4$	23,9	34,2	3,7	2,9
R-114	40	TR	3,32	$3,682 \times 10^4$	$4,272 \times 10^4$	26,6	32,3	9,7	9,5
R-22*	30	TR	2,12	$6,138 \times 10^4$	$1,312 \times 10^5$	22,2	39,9	5,8	5,0
R-22	40	TR	1,60	$5,086 \times 10^4$	$1,576 \times 10^5$	20,3	38,5	8,7	9,3
R-12*	30	TR	2,50	$4,922 \times 10^4$	$8,693 \times 10^4$	22,7	34,4	8,4	6,8
R-12	40	TR	1,90	$4,698 \times 10^4$	$1,176 \times 10^5$	20,4	33,4	9,7	9,7

TABELA 5.21 - Resultados obtidos variando-se T_{rej} e adotando-se $T_p = 70$ °C. Fixadas as demais condições do processo e parâmetros adotados no modelo. Refrigerantes R-114, R-22 e R-12 (setor Alimentos).

FLUIDO	T_{rej} (°C)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DTcd (°C)	DTev (°C)
R-114	30	VPL	5,25	$1,618 \times 10^5$	$1,615 \times 10^5$	20,7	45,9	1,3	1,3
R-114	40	VPL	3,92	$1,836 \times 10^5$	$1,631 \times 10^5$	20,8	44,8	1,3	1,3
R-22	30	VPL	2,51	$1,030 \times 10^5$	$1,786 \times 10^5$	20,6	48,2	1,3	1,3
R-22	40	VPL	1,75	$8,453 \times 10^4$	$2,337 \times 10^5$	20,3	47,7	1,3	3,2
R-12	30	VPL	3,07	$1,255 \times 10^5$	$1,640 \times 10^5$	20,8	49,7	1,3	1,3
R-12	40	VPL	2,46	$1,209 \times 10^5$	$2,274 \times 10^5$	20,8	55,1	1,3	1,3
R-114	30	TR	4,43	$4,033 \times 10^4$	$2,897 \times 10^4$	24,4	29,5	6,6	5,8
R-114	40	TR	3,30	$7,201 \times 10^4$	$8,444 \times 10^4$	26,6	38,4	7,1	6,0
R-22	30	TR	2,29	$4,996 \times 10^4$	$9,805 \times 10^4$	25,7	40,8	7,3	9,7
R-22	40	TR	1,60	$5,086 \times 10^4$	$1,576 \times 10^5$	20,3	38,5	8,7	9,3
R-12	30	TR	2,47	$5,009 \times 10^4$	$8,885 \times 10^4$	22,8	34,6	8,2	6,6
R-12	40	TR	1,89	$4,713 \times 10^4$	$1,187 \times 10^5$	20,4	33,6	9,7	9,7

TABELA 5.22 - Resultados obtidos variando-se h_{lv} , fixados os demais parâmetros do modelo e para as condições de processo Refrigerante R-12 (setor Alimentos)

FLUIDO	h_{lv} (kcal/kg)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-12	517 ¹	VPL	3,30	1,077x10 ⁵	1,376x10 ⁵	20,7	44,3	1,3	1,3
R-12	504 ²	VPL	3,18	1,254x10 ⁵	1,473x10 ⁵	20,8	49,3	1,3	1,3
R-12	494 ³	VPL	3,12	1,254x10 ⁵	1,558x10 ⁵	20,8	49,3	1,3	1,3
R-12*	486 ⁴	VPL	3,10	1,254x10 ⁵	1,628x10 ⁵	20,8	49,3	1,3	1,3

1 correspondente a p = 3 kgf/cm²

2 correspondente a p = 5 kgf/cm²

3 correspondente a p = 7 kgf/cm²

4 correspondente a p = 9 kgf/cm²

TABELA 5.23 - Resultados obtidos variando-se o custo do vapor, fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições do processo. Refrigerantes R-12 e R-22 (setor Alimentos)

FLUIDO	C _{vapor} (US\$/kg)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T _{ec} (°C)	T _{sc} (°C)	DT _{cd} (°C)	DT _{ev} (°C)
R-12*	0,084	VPL	3,10	1,254x10 ⁵	1,628x10 ⁵	20,8	49,3	1,3	1,3
R-22*	0,084	VPL	2,52	1,030x10 ⁵	1,785x10 ⁵	20,6	48,1	1,3	1,3
R-12	0,0126	VPL	1,9	1,646x10 ⁵	4,228x10 ⁵	21,1	59,0	1,3	1,3
R-22	0,0126	VPL	1,35	1,030x10 ⁵	3,88 x10 ⁵	20,6	48,2	1,3	1,3
R-12	0,0168	VPL	1,2	1,646x10 ⁵	7,116x10 ⁵	21,1	59,0	1,3	1,3
R-22	0,0168	VPL	0,9	1,030x10 ⁵	5,987x10 ⁵	20,6	48,2	1,3	1,3
R-12*	0,084	TR	2,50	4,922x10 ⁵	8,693x10 ⁴	22,7	34,4	8,4	6,8
R-22*	0,084	TR	2,15	6,138x10 ⁴	1,312x10 ⁵	22,2	39,9	5,8	5,0
R-12	0,0126	TR	1,4	4,884x10 ⁴	1,749x10 ⁵	22,8	34,4	8,9	6,8
R-22	0,0126	TR	1,2	5,884x10 ⁴	2,598x10 ⁵	21,0	38,3	8,2	4,9
R-12	0,0168	TR	1,0	7,212x10 ⁴	3,508x10 ⁵	27,8	45,4	9,7	8,2
R-22	0,0168	TR	0,8	5,884x10 ⁴	3,918x10 ⁵	21,0	38,4	8,2	5,0

TABELA 5.24 - Resultados obtidos variando-se o custo de energia elétrica, fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições de processo. Refrigerantes R-12 e R-22 (setor Alimentar)

FLUIDO	C_{ee} (US\$/kw)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-12	0,01485	VPL	2,50	$1,646 \times 10^5$	$2,847 \times 10^5$	21,1	59,0	1,3	1,3
R-22	0,01485	VPL	1,88	$9,433 \times 10^4$	$2,384 \times 10^5$	20,6	46,3	2,3	2,9
R-12*	0,02970	VPL	3,10	$1,254 \times 10^5$	$1,628 \times 10^5$	20,8	49,3	1,3	1,3
R-22*	0,02970	VPL	2,52	$1,030 \times 10^5$	$1,785 \times 10^5$	20,6	48,1	1,3	1,3
R-12	0,04455	VPL	3,47	$1,011 \times 10^5$	$1,099 \times 10^5$	20,6	42,3	1,3	1,3
R-22	0,04455	VPL	2,79	$8,302 \times 10^4$	$1,245 \times 10^5$	20,3	41,5	1,3	1,3
R-12	0,01485	TR	2,14	$4,27 \times 10^4$	$9,153 \times 10^4$	24,9	34,9	9,7	9,7
R-22	0,01485	TR	1,70	$5,884 \times 10^4$	$1,704 \times 10^5$	21,0	38,4	8,2	5,0
R-12*	0,02970	TR	2,50	$4,922 \times 10^5$	$8,693 \times 10^4$	22,7	34,4	8,4	6,8
R-22*	0,02970	TR	2,15	$6,138 \times 10^4$	$1,312 \times 10^5$	22,2	39,9	5,8	5,0
R-12	0,04455	TR	2,88	$4,964 \times 10^4$	$7,145 \times 10^4$	20,3	31,6	5,5	8,2
R-22	0,04455	TR	2,66	$5,433 \times 10^4$	$8,604 \times 10^4$	21,3	35,9	4,4	7,1

TABELA 5.25 - Resultados obtidos variando-se o rendimento isoentrópico do compressor (η_{ise}), fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições do processo. Refrigerante R-22 (setor Alimentos)

FLUIDO	η_{ise}	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-22*	0,75	VPL	2,52	$1,030 \times 10^5$	$1,785 \times 10^5$	20,6	48,1	1,3	1,3
R-22	0,80	VPL	2,44	$1,030 \times 10^5$	$1,860 \times 10^5$	20,6	48,2	1,3	1,3
R-22	0,85	VPL	2,37	$1,031 \times 10^5$	$1,929 \times 10^5$	20,6	48,2	1,3	1,3

TABELA 5.56 - Resultados obtidos variando-se o coeficiente K, fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições do processo. Refrigerante R-22 (setor Alimentos)

FLUIDO	k	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-22	1,3	VPL	2,15	$8,927 \times 10^4$	$1,904 \times 10^5$	20,6	48,2	1,3	1,3
R-22	1,4	VPL	2,33	$9,613 \times 10^4$	$1,844 \times 10^5$	20,6	48,2	1,3	1,3
R-22*	1,5	VPL	2,52	$1,030 \times 10^5$	$1,785 \times 10^5$	20,6	48,1	1,3	1,3

Obs.: K = Custo total da bomba de calor/custo dos principais componentes

TABELA 5.27 - Resultados obtidos variando-se o $T_{\text{operação}}$, fixados os demais parâmetros adotados no modelo e para as condições do processo. Refrigerantes R-22 e R-12 (setor de Alimentos)

FLUIDO	$T_{\text{oper.}}$ (h/ano)	FIGURA DE MÉRITO	TR (anos)	IT (US\$)	VPL (US\$)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	DT_{cd} (°C)	DT_{ev} (°C)
R-22	4000	VPL	4,73	$6,291 \times 10^4$	$4,911 \times 10^4$	20,5	39,6	3,7	4,2
R-22	4000	TR	4,23	$6,138 \times 10^4$	$3,898 \times 10^4$	22,2	39,9	5,8	5,0
R-22*	8000	VPL	2,52	$1,030 \times 10^5$	$1,785 \times 10^5$	20,6	48,1	1,3	1,3
R-22*	8000	TR	2,15	$6,138 \times 10^4$	$1,312 \times 10^5$	22,2	39,9	5,8	5,0

5.2.3 Análise dos resultados

Para as características do processo analisado o fluido refrigerante mais adequado é o R-22, considerando-se tanto o critério de decisão de Valor Presente Líquido, VPL, quanto o do Tempo de Retorno, TR, (Tabela 5.19). Com relação ao uso destes critérios pode-se verificar que a utilização do VPL acarreta uma solução de maior substituição do vapor no aquecimento de água, ou seja a bomba de calor supre uma grande parcela da carga térmica para o aquecimento; já com o uso do TR a bomba de calor é menos utilizada devido a minimização do investimento inicial (Tabela 5.19).

O pré aquecimento da água antes de entrar no condensador da bomba de calor não se mostrou interessante em função dos resultados ótimos de T_{ec} serem bem próximos da temperatura ambiente T_e . Caso fosse considerado no modelo o custo de instalação do tanque, onde se realiza este pré-aquecimento, estes resultados seriam reforçados.

A diminuição de h_v (aumento da pressão de vapor) conduz a uma maior utilização da bomba de calor, como pode ser visto na Tabela 5.22. Aumentando-se o custo do vapor, a otimização pelo Valor Presente Líquido conduz a um uso exclusivo da bomba de calor, o que não acontece quando se adota o tempo de retorno como figura de mérito (Tabela 5.23). O aumento do custo de energia elétrica provoca uma diminuição na parcela de aquecimento suprida pela bomba de calor, independentemente da figura de mérito utilizada (Tabela 5.24).

Como observado na análise do processo anterior (setor Têxtil), verifica-se também neste caso que a maximização do Valor Presente Líquido conduz a DT_{cd} e DT_{ev} menores que aqueles correspondentes à minimização do Tempo de Retorno e o motivo é o mesmo exposto anteriormente.

Para a faixa de variação adotada para o valor de K (relação entre o custo total dos principais componentes da bomba de calor) a sensibilidade do modelo é pequena, não havendo mudanças significativas nas variáveis de decisão (Tabela 5.26). Já, com a diminuição do Tempo de operação do sistema para metade do valor considerado no modelo (8000 h/ano), os valores ótimos das variáveis de decisão sofrem uma alteração grande, sendo que valores, calculados de acordo com os dois critérios (VPL e TR) estão mais próximos que no outro caso (Tabela 5.27).

A utilização de bomba de calor em processos de lavagem em frigoríficos afigura-se como promissora principalmente para períodos elevados de utilização do sistema, pois para $T_{operação}$ 8000 h/ano, conforme Tabela 5.19, os valores de VPL e TR são atraentes ao ponto de justificarem a implantação de tal medida.

Cabe ressaltar que estes resultados foram obtidos a partir da adoção de hipótese, já mencionada, de funcionamento da bomba de calor em regime permanente; sendo, para processos que não tem esta característica, uma referência preliminar a ser utilizada.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Em função da necessidade de substituição de derivados de petróleo e da racionalização do consumo de energia elétrica e considerando o desenvolvimento tecnológico existente, a aplicação de bombas de calor em certos processos industriais é hoje uma alternativa que deve ser analisada.

Devido ao grande número de parâmetros que afetam o desempenho técnico-econômico do sistema, torna-se difícil afirmar, a priori, que uma determinada aplicação é viável ou não, bem como selecionar a melhor configuração da bomba de calor em termos das suas caracte-rísticas operacionais e de projeto.

Considerando estes aspectos, este trabalho objetivou estudar o uso de bombas de calor convencionais "água-água", com compressor alternativo acionado por motor elétrico, visando a substituição ou economia de vapor utilizado no aquecimento de água em processos industriais. Isto foi feito, através do desenvolvimento de um modelo matemático que permite selecionar a melhor configuração da bomba de calor em termos econômicos, para uma determinada aplicação.

6.1 Conclusões

O modelo desenvolvido permite avaliar a viabilidade da aplica-ção de bombas de calor⁽¹⁾, para aquecimento de água, aproveitando a energia térmica de efluentes líquidos de processos industriais e identificar a solução ótima do ponto de vista econômico.

Para o processo de lavagem contínua de tecidos no setor têxtil, o emprego do modelo, ampliado para a simulação da operação con

(1) Para operação em regime permanente.

junta de bombas de calor e trocadores de calor a placas, mostrou que para as condições atuais de custo dos energéticos e investimentos necessários, a bomba de valor tem uma pequena participação no aquecimento da água para o processo, sendo que o sistema considerado (B.C. mais T.C.) se apresenta praticamente igual, em termos econômicos, ao uso de somente um trocador de calor a placas.

Em outros cenários, caracterizados pelo aumento do custo do óleo combustível (que significa um aumento do custo do vapor utilizado) ou mesmo ainda quando houver a disponibilidade de outros fluxos efluentes além do originado pela máquina de lavagem, a utilização da bomba de calor se torna viável.

No outro processo analisado, lavagem de instalações no setor industrial de alimentos, os valores do Valor Presente Líquido e Tempo de Retorno determinados para as melhores configurações mostram que a aplicação de bomba de calor é promissora, principalmente para elevados valores do tempo de operação anual do sistema.

O modelo desenvolvido permite ainda avaliar a influência da variação dos diversos parâmetros envolvidos: tipo de refrigerante utilizado como fluido de trabalho, parâmetros do processo, custo de energéticos, eficiências, etc. Com relação ao fluido refrigerante, o modelo permitiu, considerando os três mais empregados (R-12, R-22 e R-114), analisar as situações mais vantajosas para o uso de cada um deles. Para o processo têxtil, os fluidos mais adequados são o R-114 e o R-12 e para o processo do setor de alimentos o mais adequado é o R-22.

Mais importante do que as conclusões particulares referentes às duas aplicações industriais analisadas no capítulo 5, é o fato de se ter evidenciado, com tais exemplos, a utilidade do modelo de

envolvido para:

- i) avaliar a viabilidade técnico-econômica do emprego de bombas de calor (com a ampliação do modelo realizada para a análise do processo do setor têxtil, é possível a avaliação da utilização de bombas de calor unicamente, como também em associação a trocadores de calor a placas);
- ii) otimizar sua configuração de operação e de projeto;
- iii) analisar a sensibilidade da solução ótima com relação a eventuais modificações em parâmetros do processo ou do modelo;
- iv) verificar qual o refrigerante mais adequado (dentre os considerados no modelo) para ser utilizado como fluido de trabalho em uma determinada aplicação.

6.2 Recomendações

Para uma eventual continuação deste trabalho, são sugeridas, a seguir, outras análises que o modelo enseja e apresentadas algumas linhas relacionadas com o aperfeiçoamento e ampliação do modelo. Outras análises possíveis de serem realizadas com o modelo desenvolvido:

- a) análise de casos onde os energéticos substituídos pela utilização de bomba de calor sejam: energia elétrica, biomassa e carvão para se ter uma avaliação a respeito da potencialidade da bomba de calor nestas situações;
- b) análise de casos de maximização do COP.

Aperfeiçoamento do modelo:

- a) levantamento mais abrangente dos custos de equipamentos a fim

de se obter correlações mais precisas;

- b) ampliação da pesquisa de informações a respeito dos coeficientes de troca de calor nos condensadores e evaporadores de FREON, levando em conta as propriedades de cada refrigerante.

Ampliação do modelo:

- a) introdução no modelo de características do compressor parafuso (vida útil, eficiências, custo) para avaliação de sua utilização no sistema bomba de calor;
- b) obtenção de informações a respeito de trocadores de calor FREON-AR (coeficientes de troca de calor, desempenho térmico, custos) a fim de possibilitar a utilização do modelo para análise de casos de emprego de bombas de calor "ar-ar" e "ar-água" ou "água-ar" ⁽¹⁾;
- c) ampliação dos fluidos refrigerantes possíveis de serem analisados através da determinação, para novos fluidos, das correlações para o cálculo de η_i e $V_{\text{sucção}}$;
- d) complementação do modelo com informações a respeito de trocadores de calor ("água-água") casco e tubos para a análise de utilização deste equipamento conjuntamente com a bomba de calor como o realizado para o trocador de calor a placas;
- e) adaptação do modelo para avaliação de sistemas de bombas de calor com circuito aberto (recompressão mecânica de vapor);

(1) Da mesma forma que o definido para as bombas de calor "água-água", os termos "ar-água", "ar-ar" e "água-ar" se referem aos fluidos resfriados e aquecidos, respectivamente.

f) utilização no processo de otimização de uma "figura de mérito energética" (rendimento exergético) para obtenção da configuração ótima sob este aspecto e possibilitar a comparação com o ótimo econômico.

7. BIBLIOGRAFIA

7.1 Bibliografia Referenciada

- [1] BAUDER, H.J. High temperature heat pump applications and their limitations. Sulzer Technical Review, (3): 22 - 28, 1982. (e/ 29.34.06 - XI.82-5).
- [2] BERGMANS, J. & GELDERS, L. Economical of Industrial Heat Pumps and How to Improve it. In: European Congress on Economics and Management in Industry . Albuseira - Algarve, Portugal 2-5 April 1984.
- [3] BERTINAT, M.P. & TAYLOR, B.J. The design and evaluation of a 150 °C heat pump. In: 2nd International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps, York, England: 25-27 September, 1984, p 155-166.
- [4] BOREL, L. et alii. Pompes à chaleur; technologie, économie et possibilités d'application. Lausanne, Inst. Thermodynamique , Ecole Polytechnique, 1981.
- [5] BREALEY, R. & MYERS, S. Principles of Corporate Finance McGraw-Hill, Inc, 1984. 846 p.
- [6] CATAN, M.A. & BAXTER, U.D. An Optimized Ground-Couple Heat Pump System for Northern Climate Applications. ASHRAE Transactions, Vol. 91, Part 2B.
- [7] DUMUNIL, M. Diverses familles des pompes de chaleur. Revue Générale de Thermique, Paris, 19 (224/225): 623 - 675, Aout - Sept, 1980.
- [8] EQUIPE PROJETO CONSERVE. Análise Econômica Aplicada a um Caso Particular. Curso de Conservação e Substituição de Energia na Indústria - IPT - São Paulo, julho-1983. 28 p.

- [9] FRANCK, P.A. & BERNTSSON, T. Technical and Economical Design of a Combined Heat Pump/low Temperature Storage System Results from System Simulations. In: 2nd International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps. York, England: 25-27 September, 1984.
- [10] GARCIA, R. Bombas de calor. s.l.p., Sulzer do Brasil S/A., s.d. 38 p.
- [11] GITMAN, L. Princípios de Administração Financeira.
- [12] GLUCKMAN, R. Financial analysis of heat pump systems. Heat Recovery Systems, 3 (1): 41-51, 1983.
- [13] HEAP, R.D. Heat Pumps. Bristol, E. & F.N. Spon, 1983. 202p.
- [14] HOLLAND, I.A. What future for heat pumps. Gas Engineering and Management, 23(5): 183-186, May, 1983.
- [15] HUGHES, H.M. A Parameterized Cost Model; Methodology, uses, modifications and cost comparisons of two models. Ashrae Journal . USA, August, 1985, pp 36-40.
- [16] INTERNATIONAL SYMPOSIUM on the INDUSTRIAL APPLICATION OF HEAT PUMPS, Warwick, UK, 24-26 Mar., 1982. Cranfield, BHRA, 1981. 384 p.
- [17] JOSEPHSSON, M. Pompes à Chaleur et Industrie les compresseurs à vis utilisés en pompe à chaleur. Revue pratique du Froid et du conditionnement d'air, nov. 1980, pp. 49-53.
- [18] KEW, P.A. Heat pumps for the production of process steam. Heating and Ventilating Engineer, 56 (647): 13 - 12, May, 1982.

- [19] LE GOFF, P. Sur-investissement permettant d'économiser l'énergie. Optimisation et temps de récupération. EPE, Vol. XIV, nº 3-4, 1979, pp 5-24.
- [20] MILLAN, P.I. et alii. Sistema Indireto de Compressão Mecânica de Vapor, uma nova opção para otimização energética de conjuntos de evaporação. São Paulo, IPT (SP), 1986, 146p. (RT 23.644).
- [21] MILLAN, P.I. Sistemas Convencional e Indireto de Compressão Mecânica de Vapor; Aplicações nos Conjuntos de Evaporação para Concentração de Licor Negro. São Paulo, 1984. Dissertação de Mestrado - Escola Politécnica da USP.
- [22] MORGAN, R. & McMULLAN, J.T. Heat Pumps. Bristol, Adam Hilger Ltd., 1981. 156 p.
- [23] NOVAES, A.G. Métodos de Otimização; Aplicação aos Transportes. São Paulo, Editora Edgard Blücher Ltda., 1978, 463 p.
- [24] OLIVEIRA, J.S. Aplicações Industriais de Bombas de Calor; Metodologia para Avaliação de Desempenho. São Paulo, 1985. Dissertação para Mestrado - Escola Politécnica da USP.
- [25] OLIVEIRA, J.S. et alii. Conservação e Substituição de Energia em Processos Industriais, Através do Emprego de Bombas de Calor. São Paulo, IPT (SP), 1985, 240 p. (RT 23962).
- [26] OMIDEYI, T.O.; KASPRZYCKI & WATSON, F. The Economics of Heat Pump Assisted Distillation System - I. A Design and Economic Model. Heat Recovery Systems Vol. 4, No. 3, 1984, pp 187-200.

7.2 Bibliografia complementar consultada

- BOMBAS DE CALOR SULZER. Rio de Janeiro, Sulzer do Brasil S.A. Ind. Com., s.d. 2 p. (catálogo-06/85-5000).
- BERGHMANS, J. Industrial heat pump cost and competitiveness. IEA Heat Pump Conference, Gra 2, 1984. p. 273-282.
- BERGHMANS, J. & GELDERS, L. Economic comparison of industrial application of heat pumps of different types. Conference International Institute of Refrigeration, Paris, 1983. 6 p.
- BRISO, D.L.P. Bombas térmicas: conceitos, aspectos energéticos e aplicações. In: Seminário de Eletrotermia, 2. São Paulo, 1983. p. 96-98.
- CLUMASKY, V. Reciprocating and rotary compressors. SNTL, Prage, 1985. 527 p.
- COMPRESSORES PARA REFRIGERAÇÃO. São Paulo, Sabroe do Brasil Refrigeração Ltda., s.d., s.p. (catálogo).
- COMPRESSORES PARA REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL. Diadema, MYCOM, s.d. 6 p. (catálogo).
- CURRIE, W.M. & MARTIN, D.J. Realism about heat pumps. Heating and Ventilating Engineer: 18-19, Oct., 1983.
- ENERGIA danesa; bombas de calor. Denmark, A/S Thomas Ths. Sabroe & Co. s.d. c.p. (catálogo).
- EISA, M.A.R. et alii. Operating characteristics of a water-to-water mechanical vapour compression heat pump using R-114: Part I. Heat Recovery Systems, Great Britain, 5 (1): 57-64, 1985.

- GIULIETTI, M. et alii. Comparaison des optimums technique, énergétique et monétaire d'un système de chauffage solaire à stockage journalier. Revue Generale de Thermique. Paris, 19 (239): 799-810, Nov., 1981.
- HEAT pumping in industry - a state of the art. Ontario, Canadian Electrical Association, Sept., 1982. s.p. (contract 130 U SOA).
- HOLMAN, J.P. Transferência de calor. São Paulo, McGraw Hill, 1983. 629 p.
- KERNAN, G. et alii. Economic Evaluation of Heat Pumps. Energy Research, 4 (115-125), 1977.
- KRUSE, H. Improving industrial heat pumps by applying Refrigerant mixtures. Heat Recovey Systems, Great Britain, 4 (5): 356-362, 1984.
- LAJOLO, R.D. et alii. Conservação de Energia na Indústria Têxtil - Manual de Recomendações. São Paulo, IPT (SP) 1982. 385 p.
- LOKEN, P.A. Process integration of heat pumps. In: 2nd International Symposium on the Large Scale Applications of Heat Pumps, York-England: 25-27 September, 1984, p. 223-236.
- LUEMBERGER, D.G. Introduction to linear and non linear programming, Massachusetts, Addison-wesley Publishing Company, 1983. 356 p.
- MITCHELL, A. Heat pump sales in member countries. Newsletter of the IEA Heat Pump Center, s/1, 3 (1/2), july, 1985. p. 18-20.

- NEAL, E. Heat Pumps, applications for heating conservation and heat recovery. Progress Energy Combustion Science, Great Britain, 9 (3-A): 179-197, 1983.
- NEWBERT, G.J. & MARTIN, D.J. Trends and developments in non-domestic heat pump applications. Heat Recovery Systems, Great Britain, 3 (1): 69-79, 1983.
- PARAFLOWS intercambiadores de calor a placas. São Paulo, APV do Brasil Ltda., s.d. 16 p. (catálogo).
- SHAH, R.K. et alii. Heat exchanger optimization. In: autor-título. Local, casa publ., data. p. 185-191.
- SILVA, R.B. et alii. Manual de Termodinâmica e Transmissão de calor. EPUSP, 1972.
- TEMPLIFIER heat pump. São Paulo, Westinghouse do Brasil, 1979. s.p. (catálogo V9/79/4M).
- TOMMASONE, G. Il controllo dei costi energetici nell'industria tessile. La Termotecnica, 35 (3): 155:161, 1981.
- WORLD Market for heat pumps. Heating and Ventilating Engineer: 20-21, Oct., 1983.

APÊNDICE A

APÊNDICE A

SIMULAÇÃO DE CICLOS DE COMPRESSÃO DE VAPOR; OBTENÇÃO DE CURVAS DE VAZÃO VOLUMÉTRICA NA SUÇÃO DO COMPRESSOR E CURVAS DE RENDIMENTO DO CICLO

1 INTRODUÇÃO

No estudo de sistemas de bombas de calor convencionais, é de fundamental importância o conhecimento das características de desempenho dos ciclos ideais de compressão de vapor. Diagramas e tabelas de propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes utilizados por estes sistemas são bem conhecidos, mas apresentam um inconveniente de utilização quando se deseja calcular as características de desempenho para um grande número de situações, como o exigido por estudos de otimização.

Nesse sentido, foi utilizado neste trabalho, um programa de simulação de ciclos de compressão de vapor desenvolvido no Agrupamento de Engenharia Térmica do IPT pelos Engenheiros Chern Chun Chin e Marco Antonio S. Paiva. O programa, em linguagem BASIC para emprego em um microcomputador HP-85, teve seu desenvolvimento baseado nas correlações para cálculo de propriedades termodinâmicas para refrigerantes halogenados obtidas por Downing, e no programa escrito em linguagem FORTRAN apresentado por Borel, L. et alii [4].

No presente trabalho o programa foi utilizado, basicamente, para a obtenção das correlações para o cálculo da vazão volumétrica na sucção de compressor, já que as curvas de rendimento do ciclo ideal de compressão de vapor $\eta_i^{(1)}$ já tinham sido levantadas por

Oliveira, S. [24], utilizando o mesmo programa.

Este Apêndice apresenta uma descrição do programa de simulação, os resultados obtidos com as correlações para o cálculo da vazão volumétrica na sucção do compressor e as correlações desenvolvidas para o cálculo de η_i para os refrigerantes R-12, R-22 e R-144.

Para os refrigerantes R-12 e R-22 os cálculos do coeficiente de performance do ciclo ideal de compressão de vapor (COP_i) e da vazão volumétrica na sucção do compressor, foram realizados supondo-se vapor saturado seco na sucção do compressor. Isto acarretou um certo superaquecimento na saída do compressor, em função do comportamento destes fluidos numa compressão isoentrópica (figura 2.29 (a) do texto principal). Só para o refrigerante R-114, em função do comportamento diverso ao dos fluidos R-12 e R-22 (figura 2.29(b) do texto principal) admitiu-se o estudo de vapor saturado seco na saída do compressor e não na sua sucção, o que ocasionou um certo superaquecimento do fluido na entrada do compressor.

(1) O rendimento do ciclo ideal de compressão de vapor, η_i , é definido como sendo a relação entre os coeficientes de performance deste ciclo e do ciclo de Carnot para os mesmos valores de T_{ev} e T_{cd}

$$\eta_i = \frac{COP_i}{COP_c}$$

São descritas a seguir as correlações utilizadas, a estrutura básica do programa e os resultados obtidos.

2 EQUAÇÕES PARA O CÁLCULO DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

Para os hidrocarbonetos halogenados são utilizadas as correlações apresentadas por Downing.

2.1 Massa específica do líquido saturado

A menos do R-21 e R-113 a equação utilizada é:

$$d_L = A_L + B_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^{1/3} + C_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^{2/3} + D_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right) + E_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^{4/3} + F_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^{1/2} + G_L \left(1 - \frac{T}{T_C}\right)^2 \quad (1)$$

onde:

d_L = massa específica do líquido saturado em libras/pé cúbico;

T = temperatura absoluta corrigida em R, sendo $T = t + z$, com t = temperatura em °F e z constante dada pela Tabela 1;

T_C = temperatura crítica em R;

$A_L, B_L, C_L, D_L, E_L, F_L, G_L$ = constantes apresentadas na Tabela 1.

TABELA 1 - Constantes para o cálculo da massa específica do líquido saturado de hidrocarbonetos halogenados.

Fluido	A_L	B_L	C_L	D_L	E_L	F_L	G_L	$\frac{R}{Z}$	$\frac{T_C}{Z}$
11	34.57	57.63811	43.6322	-42.82356	36.70663	0	0	848.07	459.67
12	34.84	53.341187	0	18.69137	0	21.98396	-3.150994	693.3	459.7
13	36.06996	54.395124	0	8.512776	0	25.879906	9.589006	543.60	459.69
14	39.06	69.560489	4.5866114	36.1716662	-8.058996	0	0	409.50	
21*	116.37962	-0.03106808	-0.0000501	0	0	0	0	812.9	459.6
22	32.76	54.034409	36.74892	-22.2925657	20.4732886	0	0	604.50	459.69
23	32.7758	63.37784	-25.30533	144.16182	-106.1328	0	0	538.33	459.69
113*	122.872	-0.0128	0.0000636	0	0	0	0	877.0	459.6
114	36.32	61.146414	0	16.418015	0	17.470838	1.119820	753.95	459.69
500	31.00	43.562	74.709	-67.503	56.483	0	0	681.59	459.69
502	35.0	53.48437	63.86417	-70.08066	48.47501	0	0	639.56	459.67
C318	38.70	70.858318	27.609759	15.999182	-8.9243056	0	0	609.27	459.69

OBS.: *Para o R-21 e R-113 deve-se utilizar a equação:

$$d_L = A_L + B_L T + C_L T^2 \text{ em lugar da (2)}$$

TABELA 2 - Constantes para o cálculo da pressão de vapor de hidrocarbonetos halogenados.

Fluido	A	B	C	D	E	F	Z
11	42.14702865	-4344.543807	-12.84596753	4.0083725×10^{-3}	0.0313605356	862.07	459.67
12	39.88381727	-3430.632228	-12.47152228	$4.73044244 \times 10^{-3}$	0	0	459.7
13	25.967975	-2709.538217	-7.17234391	2.545154×10^{-3}	0.280301091	546.00	459.07
14	20.71545389	-2457.505285	-5.69017025	6.4798076×10^{-4}	0.770707795	424	459.09
21	42.7908	-4261.34	-13.0295	3.9351×10^{-3}	0	0	459.6
22	29.35754453	-3845.193152	-7.86103122	2.1909390×10^{-3}	0.445746703	686.1	459.69
23°	328.90853	-7552.76913	-144.5142304	0.24211502	$-2.1280665 \times 10^{-4}$	9.434955×10^{-3}	459.69
113	33.0655	-4330.98	-9.2035	2.0539×10^{-3}	0	0	459.0
114	27.071306	-5113.7021	-6.3086761	6.913003×10^{-4}	0.78142111	768.35	459.69
500	17.780935	-3422.69717	-3.63691	5.0272207×10^{-4}	0.4629401	695.57	459.67
502	10.644955	-3671.153813	-0.359835	-1.746352×10^{-3}	0.8161139	654	459.67
C318	15.63242	-4301.063	-2.128401	-1.19759×10^{-3}	0.6625898	714	459.69

OBS.: Para o R-23 deve-se utilizar a equação:

$$\log p = A + \frac{B}{T} + C \log T + DT + ET^2 + FT^3 + FT^3 \text{ em lugar da Equação (2)}$$

2.2 Pressão de saturação

A menos do R-23 a equação utilizada é:

$$\log p = A + \frac{B}{T} + C \log T + DT + E \left(\frac{F - T}{T} \right) \log (F - T) \quad (2)$$

onde:

p = pressão em psia;

T = temperatura absoluta corrigida em R, conforme definida na Equação (1);

A, B, C, D, E, F = constantes apresentadas na Tabela 2.

2.3 Equação de estado para o vapor

Para todos os fluidos a equação utilizada é:

$$p = \frac{RT}{v-b_1} + \frac{A_2+B_2T+C_2e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^2} + \frac{A_3+B_3T+C_3e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^3} + \frac{A_4+B_4T+C_4e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^4} + \frac{A_5+B_5T+C_5e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^5} + \frac{A_6+B_6T+C_6e^{-KT/T_c}}{e^{\alpha v}(1+C'e^{\alpha v})} \quad (3)$$

onde:

p = pressão psia;

v = volume específico em pē cúbico/lb;

T = temperatura absoluta corrigida (R), conforme definida na equação (1);

$b_1, k, \alpha, C', A_j, B_j, C_j$, com $2 \leq j \leq 6$ = constantes apresentadas na Tabela 3.

TABELA 3 - Constante para a Equação de estado p/
vapor de hidrocarbonetos halogenados.

	Fluido			
	<u>11</u>	<u>12</u>	<u>13</u>	<u>14</u>
R	0.07817	0.088734	0.102728	0.1219336
b ₁	0.00190	0.0065093886	0.0048	0.0015
A ₂	-3.126759	-3.40972713	-3.083417	-2.162959
B ₂	1.318523x10 ⁻³	1.59434848x10 ⁻³	2.341695x10 ⁻³	2.135114x10 ⁻³
C ₂	-35.76999	-56.7627671	-18.212643	-18.941131
A ₃	-0.025341	0.0602394465	0.058854	4.401057x10 ⁻³
B ₃	4.875121x10 ⁻⁵	-1.87961843x10 ⁻⁵	-5.671268x10 ⁻⁵	1.202018x10 ⁻⁵
C ₃	1.220367	1.31139908	0.571958	0.529776
A ₄	1.687277x10 ⁻³	-5.4873701x10 ⁻⁴	-1.026081x10 ⁻³	1.921072x10 ⁻⁴
B ₄	-1.805062x10 ⁻⁶	0	1.338679x10 ⁻⁶	-3.918263x10 ⁻⁷
C ₄	0	0	0	0
A ₅	-2.358930x10 ⁻⁵	0	5.290649x10 ⁻⁶	-4.481049x10 ⁻⁶
B ₅	2.448303x10 ⁻³	3.468834x10 ⁻⁹	-7.395111x10 ⁻⁹	9.002318x10 ⁻⁹
C ₅	-1.478379x10 ⁻⁴	-2.54390678x10 ⁻⁵	-3.874233x10 ⁻⁵	-4.930578x10 ⁻⁵
A ₆	1.057504x10 ⁹	0	7.378601x10 ⁷	5.838823x10 ⁷
B ₆	-9.472103x10 ⁴	0	-7.435565x10 ⁴	-9.263923x10 ⁴
C ₆	0	0	0	0
K	4.50	5.475	4.00	4.00
α	580	0	625	661.199997
C'	0	0	0	0
T _C (R)	848.07	693.3	543.60	409.50
Z	459.67	459.7	459.67	459.69

TABELA 3 - Continuação

	<u>21</u>	<u>22</u>	<u>23</u>	<u>113</u>
R	0.10427	0.124098	0.15327	0.05728
b ₁	0	0.002	0.00125	0
A ₂	-7.318	-4.353547	-4.879499	-4.035
B ₂	4.6421x10 ⁻³	2.407252x10 ⁻³	3.472778x10 ⁻³	2.618x10 ⁻³
C ₂	0	-44.066868	-159.775232	0
A ₃	-0.20382376	-0.017464	0.012475	-0.0214
B ₃	3.593x10 ⁻⁴	7.62789x10 ⁻⁵	7.733388x10 ⁻⁵	5.00x10 ⁻⁵
C ₃	0	1.483763	5.941212	0
A ₄	0	2.310142x10 ⁻³	2.088042x10 ⁻³	0
B ₄	0	-3.805723x10 ⁻⁴	-3.684238x10 ⁻⁴	0
C ₄	0	0	0	0
A ₅	0	-3.724044x10 ⁻³	-3.858546x10 ⁻³	0
B ₅	0	5.355465x10 ⁻⁴	6.455643x10 ⁻⁴	0
C ₅	0	-1.845051x10 ⁻⁴	-7.394214x10 ⁻⁴	0
A ₆	0	1.363387x10 ⁶	7.502357x10 ⁷	0
B ₆	0	-1.672612x10 ⁵	-1.114202x10 ⁵	0
C ₆	0	0	0	0
K	0	4.2	5.50	0
α	0	548.2	520.0	0
C'	0	0	0	0
I _C (R)	812.9	664.50	538.33	877.0
Z	459.69	459.69	459.69	459.69

TABELA 3 - Continuação

	<u>114</u>	<u>500</u>	<u>502</u>	<u>C-318</u>
R	0.062780807	0.10805000	0.068125	0.053845693
b ₁	0.005914907	0.006034229	0.00187	0.0000114165
A ₁	-2.3856704	-4.549898	-3.2613344	-1.8947274
B ₁	1.0801207x10 ⁻³	2.308415x10 ⁻³	2.0576287x10 ⁻³	9.8404745x10 ⁻⁴
C ₁	-6.5643648	-92.90748	-24.24879	-28.542156
A ₂	0.034055687	0.08660634	0.034866749	0.026478092
B ₂	-5.3336494x10 ⁻⁴	-3.141665x10 ⁻³	-8.6791313x10 ⁻⁴	-6.002101x10 ⁻⁴
C ₂	0.16366057	2.742282	0.33274779	0.60324636
A ₃	-3.857481x10 ⁻⁴	-8.726016x10 ⁻⁴	-8.5765677x10 ⁻⁴	-2.4565234x10 ⁻⁴
B ₃	0	0	7.0240549x10 ⁻⁷	0
C ₃	0	0	0.022412368	0
A ₄	1.6017659x10 ⁻⁴	-1.375958x10 ⁻⁴	8.8368907x10 ⁻⁴	6.0887086x10 ⁻⁷
B ₄	6.2632341x10 ⁻¹⁰	8.149570x10 ⁻⁹	-7.9168095x10 ⁻⁹	8.266531x10 ⁻¹⁰
C ₄	-1.0165314x10 ⁻³	-2.102661x10 ⁻⁴	-3.7187231x10 ⁻⁴	-3.849145x10 ⁻³
A ₅	0	0	-3.8257766x10 ⁷	0
B ₅	0	0	5.5816094x10 ⁴	0
C ₅	0	0	1.5378377x10 ⁹	0
K	3.0	5.475	4.2	5
α	0	0	609	0
C'	0	0	7x10 ⁻⁷	0
T _C (R)	753.95	681.59	639.56	699.27
Z	459.69	459.69	459.67	459.69

2.4 Entalpia de vaporização

Para todos os fluidos a equação utilizada é:

$$h_{\ell v} = JT(v_v - v_\ell) \left[p(\ln 10) \left(\frac{B}{T^2} + \frac{C}{T \ln 10} + D - E \left(\frac{\log e}{T} + \frac{F \log(F-T)}{T^2} \right) \right) \right] \quad (4)$$

onde:

$h_{\ell v}$ = entalpia de vaporização em BTU/lb;

j = 0,185053;

v_v = volume específico do vapor saturado em pé cúbico/lb;

v_ℓ = idem do líquido saturado;

T = temperatura absoluta corrigida, em R, conforme definida na equação (1);

$\log e$ = 0,4342944819;

$\ln 10$ = 2,302585093;

B, C, D, E, F = constantes apresentadas na Tabela 2.

2.5 Entalpia específica do vapor

$$h = aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - Jpv + J \frac{A_2}{(v-b_1)} + \frac{A_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{A_4}{3(v-b_1)^3} + \frac{A_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{A_6}{\alpha} \left[\frac{1}{e^{\alpha v}} - C'(\ln 10) \log \left(1 + \frac{1}{C'e^{\alpha v}} \right) \right] + Je^{-KT/T_c} \left(1 + \frac{KT}{T_c} \right) \left[\frac{C_2}{(v-b_1)} + \frac{C_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{C_4}{3(v-b_1)^3} + \frac{C_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{C_6}{ae^{\alpha v}} - \frac{C_6 C'(\ln 10)}{\alpha} \log \left(1 + \frac{1}{C'e^{\alpha v}} \right) \right] + X \quad (5)$$

TABELA 4 - Constantes para o cálculo da entalpia específica de vapor de hidrocarbonetos halogenados.

Fluido	a	b	c	d	f	Z
11	0.023815	2.798823×10^{-4}	-2.123734×10^{-7}	5.999018×10^{-11}	-336.80703	459.67
12	8.0945×10^{-3}	3.32662×10^{-4}	-2.413996×10^{-7}	6.72363×10^{-11}	0	459.7
13	0.01602	2.823×10^{-4}	-1.159×10^{-7}	0	0	459.69
14	0.0300559282	2.3704335×10^{-4}	$-2.85660077 \times 10^{-8}$	$-2.95338805 \times 10^{-11}$	0	
21	0.0427	1.40×10^{-4}	0	0	0	459.6
22	0.02812836	2.255408×10^{-4}	-6.509607×10^{-8}	0	257.341	459.68
23	0.07628087	-7.561005×10^{-5}	3.9055695×10^{-7}	$-2.454905 \times 10^{-10}$	0	459.69
113	0.07963	1.159×10^{-4}	0	0	0	459.6
114	0.0175	3.49×10^{-4}	-1.67×10^{-7}	0	0	459.69
500	0.026803537	2.8373408×10^{-4}	$-9.7167893 \times 10^{-8}$	0	0	459.69
502	0.020419	2.996802×10^{-4}	-1.409043×10^{-7}	2.210861×10^{-11}	0	459.67
C318	0.0225178157	$3.69907814 \times 10^{-4}$	$-1.64842522 \times 10^{-7}$	$2.152780846 \times 10^{-11}$	0	459.69

onde:

h = entalpia específica do vapor em BTU/lb;

T = temperatura absoluta corrigida, em R, conforme definida na equação (1);

v = volume específico do vapor em pé cúbico/lb;

p = pressão em psia;

$J = 0,185053$;

a, b, d, f = constantes apresentadas na Tabela 4;

demais símbolos correspondem às constantes apresentadas na Tabela 3;

x = constante apresentada na Tabela 5.

2.6 Entropia específica do vapor

$$\begin{aligned}
 s = & a(\ln 10) \log T + bT + \frac{cT^2}{2} + \frac{dT^3}{3} - \frac{f}{2T^2} + JR(\ln 10) \log (v-b_1) - \\
 & - J \left[\frac{B_2}{(v-b_1)} + \frac{B_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{B_4}{3(v-b_1)^3} + \frac{B_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{B_6}{\alpha} \right. \\
 & \left. \left[\frac{1}{e^{\alpha v}} - C'(\ln 10) \log \left(1 + \frac{1}{C'e^{\alpha v}} \right) \right] + \frac{JKe^{-KT/T_c}}{T_c} \left[\frac{C_2}{(v-b_1)} + \right. \right. \\
 & \left. \left. + \frac{C_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{C_4}{2(v-b_1)^3} + \frac{C_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{C_6}{ae^{\alpha v}} - \frac{C_6 C'(\ln 10)}{\alpha} \right. \right. \\
 & \left. \left. \left(1 + \frac{1}{C'e^{\alpha v}} \right) \right] + Y
 \end{aligned} \tag{6}$$

onde:

s = entropia específica do vapor em BTU/bR;

J, p, v e T conforme definido na equação (5);

demais símbolos correspondem às constantes apresentadas nas Tabelas anteriores;

y = constante apresentada na Tabela 5.

2.7 Estados de referência

Os parâmetros X e Y que aparecem nas fórmulas para o cálculo de h e s, Equações 5 e 6 respectivamente, têm a finalidade de ajustar os valores dessas propriedades em função do estado de referência escolhido. Nos estados de referência correspondem, para os hidrocarbonetos halogenados, valores nulos de h e s. No programa realizado foram acrescentadas outras constantes que se destinam à fixação de valores adequados para os estados de referência. Normalmente fixa-se o valor de 100 kcal/kg para a entalpia específica de referência e 1 kcal/kgK para a entropia específica de referência.

A Tabela 5 apresenta os valores X e Y para os diferentes fluidos, indicando os estados de referência e ainda estados para os quais as correlações (5) e (6) fornecem resultados absolutamente exatos.

TABELA 5 - Valores dos parâmetros X e Y.

Fluido	X	Y	Estado de referência onde $h=s=0$	Estado para correlação exata
11	35,9176332557	-0,123972099197	líq.sat.a 0°C	vapor sat.a 160°F
12	24,0564855765	-0,50443897646	"	"
13	2,9795555837	-9,518584064069x10 ⁻²	"	vapor sat.a 32°F
14	88,111214553	0,366924076906	sól.sat. a 0K	vapor sat. a -100°F
21	57,026582744	-0,151504489658	líq.sat. a 0°C	vapor sat. a 160°F
22	43,2318343362	-0,08715636106	"	"
23	16,7544833959	-0,308723474224	"	vapor sat. a 32°F
113	10,236240273	-0,43796952262	"	vapor sat. a 160°F
114	9,7983015428	-0,149220612337	"	"
500	28,85176128888	-0,12860796606	"	"
502	18,4699884148	-0,111419942336	"	vapor sat. a 110°F
C318	-4,1787589579	-0,204143817441	"	vapor sat. a 160°F

3 ESTRUTURA DOS PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO

3.1 Descrição

As equações anteriores permitiram a elaboração de várias subrotinas.

Um diagrama de blocos mostrando o acesso a essas subrotinas é apresentado a seguir na Figural. As setas em linha cheia indicam as subrotinas principais, que podem ser acessadas diretamente a partir do programa principal, enquanto as flechas em linha tracejada indicam as subrotinas que devem ser acessadas pelas subrotinas principais.

O programa ⁽¹⁾ gerencia a utilização das subrotinas e pode ser elaborado, por exemplo, para controlar a entrada de dados e a impressão dos resultados no cálculo de propriedades termodinâmicas, para calcular o coeficiente de eficácia de um ciclo termodinâmico para bombas de calor, etc.

As finalidades das subrotinas são apresentadas a seguir.

. Subrotina FLUIDO

Essa subrotina, considerado o conjunto de propriedades termodinâmicas principais - pressão absoluta, volume específico, temperatura, entalpia específica e entropia específica, permite a determinação de três delas, dadas as outras duas.

A subrotina se aplica ao cálculo de propriedade na região de vapor superaquecido ou vapor saturado seco.

(1) Programa principal para simulação do ciclo ideal de compressão de vapor.

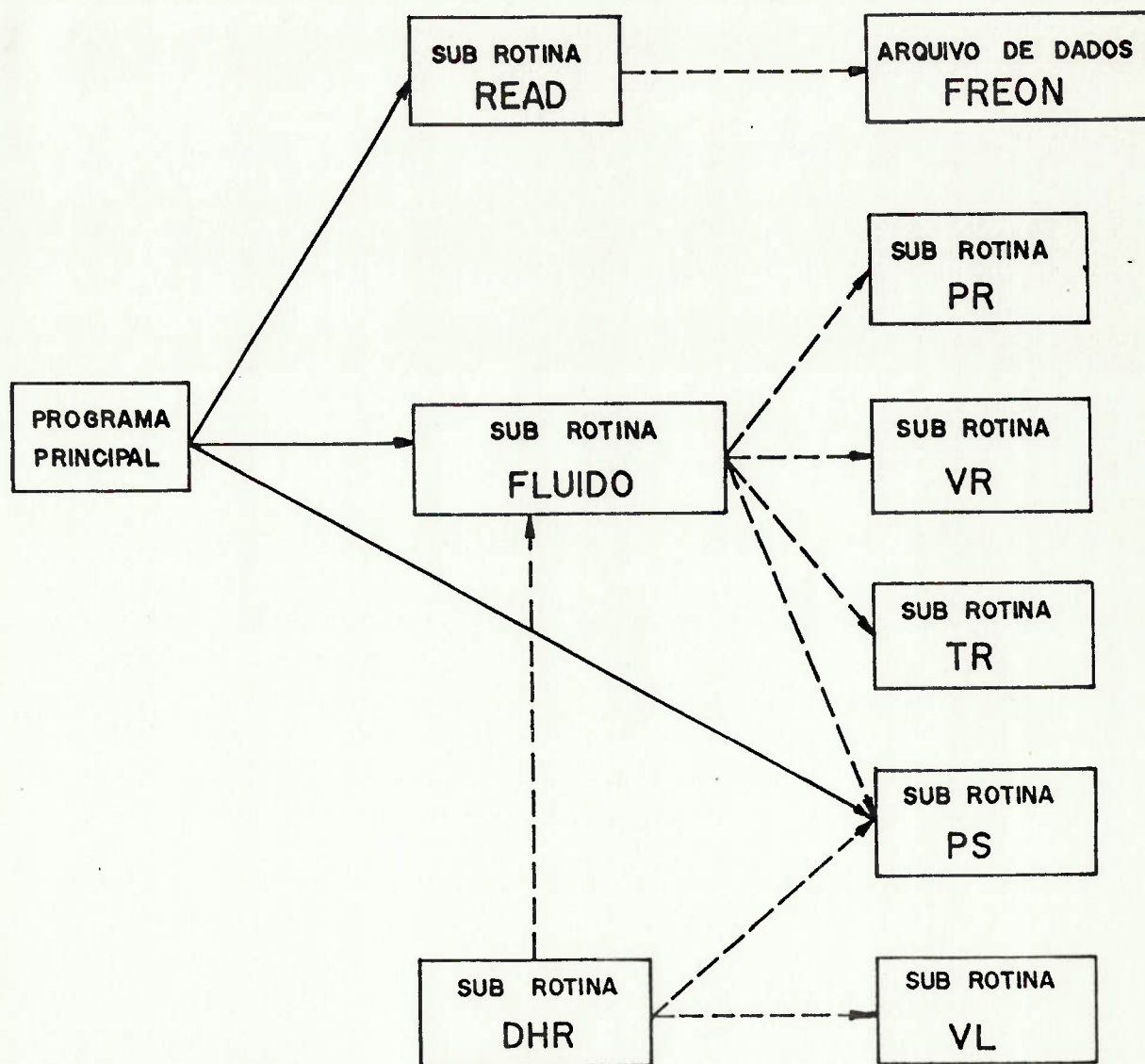


FIGURA 1 - Diagrama de blocos

. Subrotina DHR

Fornece a entalpia específica de vaporização, a partir de uma temperatura de saturação dada (equilíbrio líquido-vapor).

. Subrotina PR

Calcula a pressão absoluta, dados a temperatura e o volume específico. Aplicável na região de vapor superaquecido e vapor saturado seco.

. Subrotina VR

Calcula o volume específico, dados a pressão e a temperatura. Aplicável na região de vapor superaquecido e vapor saturado seco.

. Subrotina TR

Calcula a temperatura do vapor, dados a pressão e o volume específico. Também aplicável na região de vapor superaquecido e vapor saturado seco.

. Subrotina PS

Calcula a pressão de saturação (equilíbrio líquido-vapor) correspondente a uma dada temperatura.

. Subrotina VL

Calcula o volume específico no líquido saturado (equilíbrio líquido-vapor) a partir da temperatura.

. Subrotina READ

Para os hidrocarbonetos halogenados faz a leitura do arquivo de dados FREON, que contém as constantes utilizadas nas várias correlações.

3.2 Região de aplicação do programa

Segundo Borel, L. et alii [4], a região recomendada para a utilização do programa de cálculo de propriedades termodinâmicas está mostrada na Figura 2, sendo definidas pelas temperaturas T_1 , T_2 e T_3 . A região compreendida pelas temperaturas crítica e T_4 deve ser evitada, devido à existência de problemas de convergência nessa região.

Ainda, segundo Borel, L. et alii [4], o erro relativo aos valores encontrados nas tabelas existentes de refrigerantes, obtido na região recomendada para o uso do programa é inferior a 0,001.

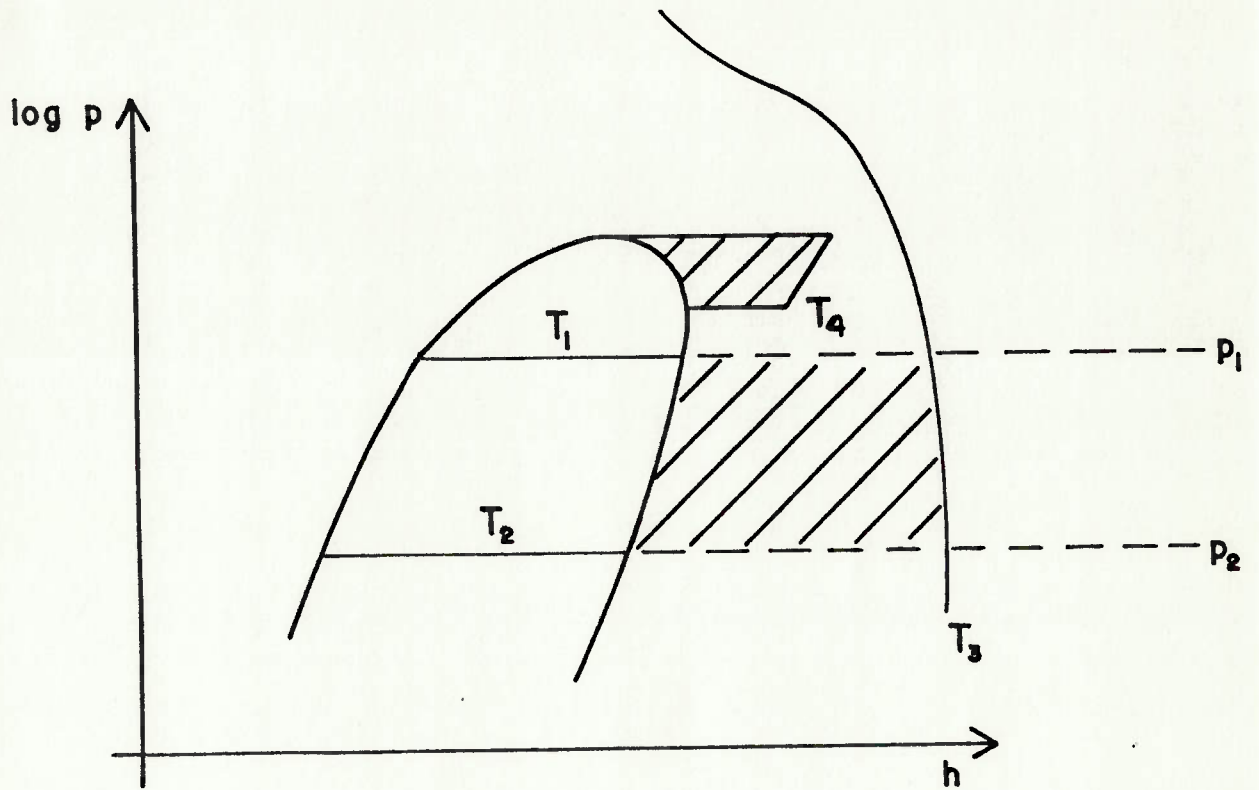


FIGURA 2 - Regiões características para emprego do programa.

A Tabela 6 fornece, para cada fluido, os valores das cinco temperaturas (T_c , T_1 , T_2 , T_3 , T_4).

Fluido	T_c (°C)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	T_3 (°C)	T_4 (°C)
R-11	198,0	150	-50	300	180
R-12	112,0	100	-50	200	100
R-13	28,5	23	-100	200	23
R-14	-44	-55	-140	120	-55
R-21	178,5	80	-50	200	160
R-22	96,0	86	-50	200	86
R-113	214,1	100	-32	250	200
R-114	145,7	120	-70	250	120
R-500	105,0	100	-75	200	100
R-502	90,1	80	-100	150	80
R-C318	115,3	107	-40	200	107

OBS.: R-23 não foi incluído por não ter sido feita nenhuma verificação com este fluido.

TABELA 6 - Temperaturas características.

4 EXEMPLOS DE SIMULAÇÃO

Conforme foi dito anteriormente, as subrotinas apresentadas permitem a avaliação do desempenho de sistemas de bombas de calor, e o estudo comparativo de vários fluidos de trabalho.

As subrotinas apresentadas permitem a elaboração de tabelas onde, para uma determinada temperatura de condensação (T_{con}) e para uma determinada diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura de evaporação (ΔT), pode-se calcular.

- . o coeficiente de performance (COP);
- . a temperatura na saída do compressor (quando na saída o vapor é superaquecido e na sucção é saturado seco) ou a temperatura na sucção do compressor (quando na entrada o vapor é superaquecido e na saída é saturado seco) (T_1, T_2);
- . a relação de pressão no compressor (R_p);
- . a vazão volumétrica na sucção do compressor para a obtenção de 1,16 KW (1.000 kcal/h) no condensador (V_{suc}).

A título ilustrativo é apresentada uma listagem dessas tabelas para o R-12.

Com as subrotinas descritas também é possível se avaliar as alterações no coeficiente de performance quando o vapor na sucção do compressor encontra-se superaquecido, ou quando o líquido na saída do condensador está subresfriado.

REFRIGERANTE R- 12

#ΔTsuperaa. = 0oC
 #ΔTsubresfr. = 0 oC

Tcon (oC)	ΔT oC	COP (-)	T1, T2 (oC)	RP (-)	Vsuc (m3/h)
50	14	20.75	51.5	1.40	.686
50	16	18.04	51.7	1.48	.721
50	18	15.93	52.0	1.55	.758
50	20	14.25	52.2	1.64	.798
50	22	12.87	52.4	1.73	.840
50	24	11.72	52.7	1.82	.885
52	14	20.80	53.5	1.40	.660
52	16	18.08	53.7	1.47	.693
52	18	15.97	54.0	1.54	.729
52	20	14.28	54.2	1.63	.767
52	22	12.90	54.4	1.71	.807
52	24	11.75	54.6	1.81	.849
52	26	10.78	54.9	1.91	.894
54	14	20.84	55.5	1.39	.635
54	16	18.11	55.7	1.46	.667
54	18	15.99	56.0	1.54	.701
54	20	14.30	56.2	1.62	.737
54	22	12.92	56.4	1.70	.775
54	24	11.77	56.6	1.79	.816
54	26	10.79	56.8	1.89	.858
54	28	9.96	57.1	2.00	.904
56	14	20.87	57.5	1.39	.612
56	16	18.14	57.8	1.45	.643
56	18	16.02	58.0	1.53	.675
56	20	14.32	58.2	1.61	.709
56	22	12.94	58.4	1.69	.746
56	24	11.78	58.6	1.78	.784
56	26	10.81	58.8	1.88	.825
56	28	9.97	59.1	1.98	.868
56	30	9.25	59.3	2.09	.914
58	14	20.90	59.6	1.38	.590
58	16	18.16	59.8	1.45	.620
58	18	16.04	60.0	1.52	.650
58	20	14.34	60.2	1.60	.683
58	22	12.95	60.4	1.68	.718
58	24	11.79	60.6	1.77	.755
58	26	10.82	60.8	1.86	.794
58	28	9.98	61.1	1.96	.835
58	30	9.25	61.3	2.07	.879
58	32	8.62	61.5	2.18	.925
60	14	20.91	61.6	1.37	.570
60	16	18.18	61.8	1.44	.598
60	18	16.05	62.0	1.51	.627
60	20	14.35	62.2	1.59	.659
60	22	12.96	62.4	1.67	.692
60	24	11.80	62.6	1.75	.727
60	26	10.82	62.8	1.85	.764
60	28	9.98	63.1	1.94	.803
60	30	9.26	63.3	2.05	.845
60	32	8.62	63.5	2.16	.890

A seguir são apresentados os polinômios obtidos para toda faixa de variação de T_{ev}/T_{cd} . Os polinômios são em geral do grau 5 a menos dos obtidos para R-114 na faixa de $T_{ev}/T_{cd} = 0,7$ até $0,95$, na qual foram gerados polinômios do grau 4 em função das restrições apresentadas em 3.2.

5.1 Correlações obtidas

$$V_{\text{sucção}} = A_0 + A_1 (T_{cd}/T_c) + A_2 (T_{cd}/T_c)^2 + A_3 (T_{cd}/T_c)^3 + A_4 (T_{cd}/T_c)^4 + A_5 (T_{cd}/T_c)^5$$

a) R-12

A_i T_{ev}/T_{cd}	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5
0,700	88788,92	-505351,10	1153483,00	-1318868,00	754959,90	-173013,30
0,725	52442,32	-297768,52	678281,18	- 774148,33	442440,75	-101247,12
0,750	31411,29	-177879,50	404272,50	- 460503,60	262726,60	- 60026,66
0,775	19507,89	-110180,02	249850,98	- 284052,06	161778,54	- 36904,77
0,800	12652,16	- 71281,96	161303,60	- 183046,30	104080,00	- 23706,66
0,825	8422,87	- 47326,24	106844,50	- 120994,22	68666,00	- 15612,28
0,850	5607,61	- 31394,61	70652,31	- 79077,99	45153,33	- 10240,00
0,875	3753,50	- 20922,93	46904,31	- 52774,87	29770,40	- 6729,79
0,900	2717,36	- 15113,02	33813,13	- 37976,99	21386,66	- 4826,66
0,925	2216,39	- 12345,74	27661,79	- 31111,04	17542,76	- 3963,95
0,950	1378,26	- 7592,79	16840,20	- 18758,66	10480,00	- 2346,66
0,975	1123,86	- 6240,74	13959,48	- 15689,00	8846,66	- 2000,00
0,995	919,56	- 5101,45	11399,78	- 12797,66	7206,67	- 1626,67

b) R-22

A_i Tev/Tcd	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5
0,700	91713,01	-523064,70	1196038,00	-1369695,00	785193,30	-180186,70
0,725	54054,77	-307595,06	701982,94	- 802540,96	459369,857	-105272,62
0,750	32291,77	-183298,50	417433,80	- 476354,00	272220,00	- 62293,33
0,775	20013,65	-113336,54	257595,86	- 293456,02	167451,32	- 36268,25
0,800	12981,31	- 73365,59	166472,60	- 189381,30	107933,30	- 24640,00
0,825	8667,89	- 48893,26	110765,53	- 125836,91	71632,39	- 16335,55
0,850	5799,97	- 32634,56	73776,92	- 83661,99	47546,66	- 10826,67
0,875	3898,36	- 21867,95	49308,66	- 55788,36	31640,56	- 7191,16
0,900	2819,40	- 15792,03	35566,25	- 40199,99	22780,00	- 5173,32
0,925	2295,86	- 12881,16	29056,88	- 32893,10	18666,68	- 4245,12
0,950	1478,02	- 8241,83	18493,36	- 20836,00	11773,33	- 2666,67
0,975	1060,73	- 5882,43	13131,90	- 14723,33	8279,99	- 1866,67
0,995	882,62	- 4906,12	10980,00	- 12343,00	6959,99	- 1573,33

c) R-114

A_i Tev/Tcd	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5
0,700	88884,82	-416600,70	734241,50	-576317,30	169893,30	-
0,725	50986,77	-238510,11	419687,38	-329970,83	96865,12	-
0,750	29527,81	-137813,50	242042,90	-189423,30	55700,00	-
0,775	17754,57	- 82676,24	144933,34	-113247,02	33256,02	-
0,800	11228,30	- 52183,50	91333,73	- 71272,00	20960,67	-
0,825	7332,09	- 34013,87	59446,34	- 46333,77	13578,14	-
0,850	4777,99	- 22113,74	38576,23	- 30021,33	8786,67	-
0,875	3114,26	- 14379,78	25099,09	- 19424,37	5675,69	-
0,900	2232,44	- 10288,49	17886,87	- 13881,33	4053,33	-
0,925	1874,66	- 8659,53	15085,19	- 11727,36	3429,52	-
0,950	1140,69	- 5240,25	9089,06	- 7041,33	2053,33	-
0,975	1914,44	- 10651,11	23843,63	- 26800,00	15106,66	- 3313,33
0,995	1526,19	- 8001,32	19061,68	- 21466,33	12126,66	- 2746,66

6 CORRELAÇÕES PARA CÁLCULO DO RENDIMENTO DO CICLO IDEAL DE COM PRESSÃO DE VAPOR (η_i)

A partir dos polinômios obtidos por Oliveira, S. [24], utilizando o programa de simulação descrito neste Apêndice, que permite o cálculo de η_i em função de T_{cd}/T_c para valores discretos de T_{ev}/T_{cd} (0,8; 0,85; 0,90 e 0,95), foi possível estabelecer um procedimento para o cálculo de η_i para qualquer valor da relação T_{ev}/T_{cd} dentro da faixa de 0,7 até 0,995. O procedimento adotado foi o seguinte:

Utilizando-se os polinômios de $\eta_i = f(T_{cd}/t_c)$, para os quatro valores de T_{ev}/T_{cd} , que são da forma:

$$\eta_i = A_0 + \sum_{j=1}^n A_j (T_{cd}/T_c)^j;$$

onde:

$n = 6$ para R-12 e R-22 e $n = 5$ para R-114;

foi possível, através de regressões polinomiais de grau 2, obter as equações de $A(i) = f(T_{ev}/T_{cd})$, que podem ser representadas por:

$$A_i = B_0 + \sum_{l=1}^3 B_l (T_{ev}/T_{cd})^l$$

Desta forma, para qualquer valor de T_{ev}/T_{cd} , pode-se determinar o polinômio $\eta_i = f(T_{cd}/T_c)$ a partir do cálculo dos seus coeficientes A_i .

A Figura 4 apresenta como exemplo a regressão polinomial e a curva obtida para R-114 para o cálculo de A_5

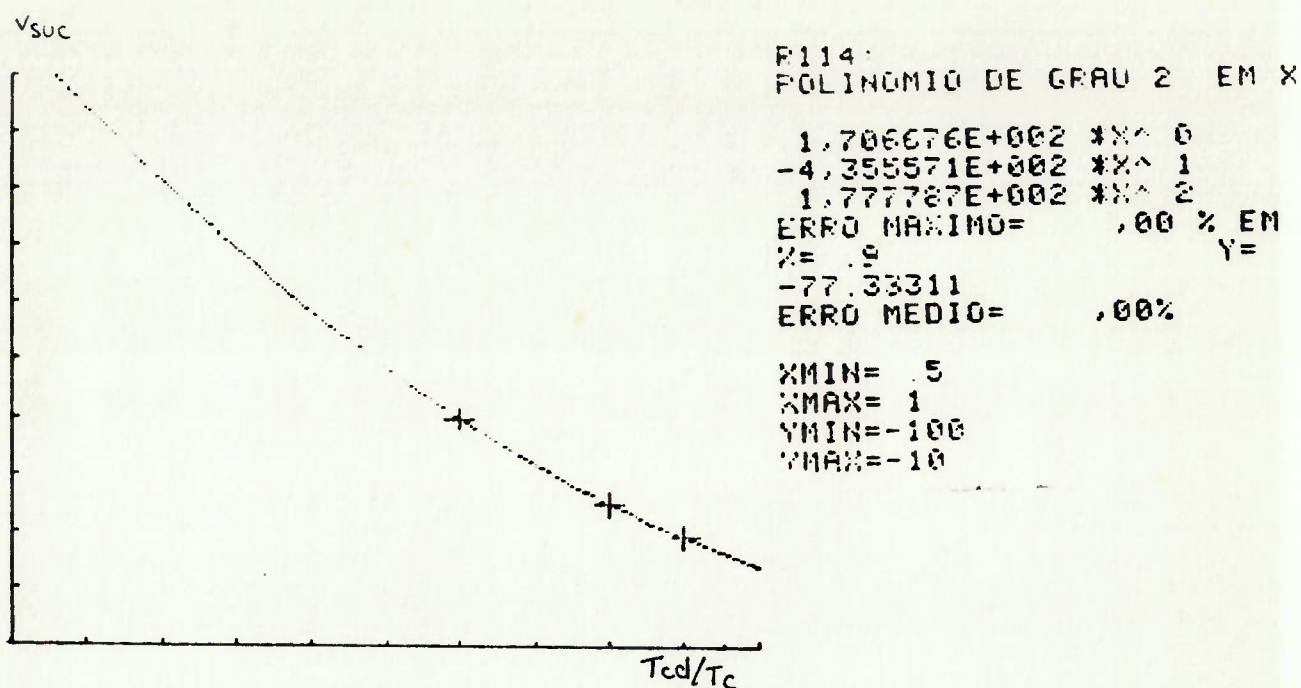


FIGURA 4 - Regressão polinomial para o cálculo do coeficiente A_5 , R-114

São apresentados, a seguir, para os refrigerantes R-12, R-22 e R-114 os polinômios de $\eta_i = f(T_{cd}/T_c)$ para $T_{ev}/T_{cd} = 0,8; 0,85; 0,90; 0,95$, e os ajustes polinomiais que permitem o cálculo dos coeficientes da equação $\eta_i = f(T_{cd}/t_c)$ para qualquer valor de T_{ev}/T_{cd} dentro da faixa 0,7 até 0,995.

a) R-12

Polinômio para o cálculo de η_i

A_i Tev/Tod	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6
0,80	- 66,8358	533,6484	-1754,6570	3081,4000	-3048,2220	1610,6670	-355,5555
0,85	- 87,3884	694,9317	-2279,2560	3988,5160	-3928,3330	2065,3330	-453,3333
0,90	-115,8110	919,6457	-3016,4080	5274,5160	-5187,2220	2721,3330	-595,5555
0,95	-124,8933	1000,7930	-3312,4900	5842,9000	-5794,2222	3064,0000	-675,5555

Polinômio para o cálculo do coeficiente A_i ($i = 0, 6$)

A_i	B_0	B_1	B_2
A_0	-8168,874	17276,100	-8013,600
A_1	2764,446	- 5315,559	1777,780
A_2	24302,360	-50811,780	22851,170
A_3	-38029,860	78419,100	-33873,200
A_4	32954,770	-66788,200	27311,100
A_5	-14952,590	29631,820	-11199,900
A_6	2764,446	- 5315,559	1777,780

b) R-22

Polinômio para o cálculo de η_i

A_i Tev/Tcd	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6
0,80	- 80,842	639,527	-2088,840	3642,466	-3574,889	1872,000	- 408,889
0,85	-105,826	834,823	-2721,213	4730,650	-4625,444	2412,000	-5244,444
0,90	- 74,945	606,638	-2021,632	3593,833	-3594,000	1917,333	-4266,666
0,95	-156,694	1240,015	-4059,613	7082,083	-6944,777	3630,667	-7911,111

Polinômio para o cálculo do coeficiente A_i ($i=0, \dots, 6$)

A_i	B_0	B_1	B_2
A_0	278,212	-400,929	-59,859
A_1	-1823,377	2300,001	973,287
A_2	4690,147	-4545,520	-4910,267
A_3	-5832,198	2506,529	11671,000
A_4	3341,215	2993,431	-14548,200
A_5	-481,762	-4453,370	9244,467
A_6	-171,920	1600,157	-2370,460

c) R-114

Polinômio para o cálculo de η_i

Tev/Tcd	A_0	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5
0,80	14,472	-91,150	247,021	-337,265	231,332	-63,999
0,85	9,724	-60,672	169,079	-237,665	167,999	-47,999
0,90	17,113	-109,701	298,799	-408,365	279,999	-77,333
0,95	17,903	-115,675	316,652	-434,299	298,666	-82,666

Polinômio para o cálculo do coeficiente A_i ($i=0, \dots, 5$)

B_i A_i	B_0	B_1	B_2
A_0	-57,654	146,818	-70,825
A_1	374,202	-933,848	440,198
A_2	-938,653	2339,255	-1071,453
A_3	1154,728	-2890,763	1282,213
A_4	-701,999	1771,108	-755,553
A_5	170,667	-435,557	177,779

APÉNDICE B

APÊNDICE B

CUSTOS DE CONDENSADORES, EVAPORADORES, COMPRESSORES ALTERNATIVOS E TROCADORES DE CALOR A PLACAS

Este Apêndice apresenta as correlações para o cálculo do custo dos principais componentes de uma bomba de calor convencional (condensador, evaporador e compressor) e do custo de trocadores a placa, que foram utilizados no programa computacional, para análise e otimização de configurações de bombas de calor, desenvolvido neste trabalho.

1 CONDENSADORES E EVAPORADORES

O custo dos condensadores e evaporadores de FREON para aquecimento e resfriamento de água, respectivamente, foi admitido como sendo uma função da área de troca de calor.

Para a obtenção da correlação custo-área de troca de calor para os condensadores foi realizada uma pesquisa junto a vários fabricantes destes equipamentos; para uma série de condições de operação pré-estabelecidas (vazão mássica e temperatura de água a ser aquecida e tipo de refrigerante), solicitava-se as características do condensador de FREON, particularmente a área de troca de calor e o custo do equipamento. Infelizmente, apesar do extenso prazo aguardado para as respostas, somente uma foi recebida. Os dados recebidos, assim como a regressão obtida para o cálculo do custo, são apresentados a seguir.

TABELA 1 - Área de troca de calor e custo de condensadores de FREON 12

Área de troca (m ²)	Preço Unitário (US\$)
276,8	26.056,0
216,0	23.943,0
134,5	19.014,0
98,0	13.556,0
49,8	10.563,0
26,3	7.394,0

fonte: GEA do Brasil

Foi feito um ajuste polinomial, desprezando-se o ponto caracterizado pela área 98,0 m², e obteve-se o seguinte resultado:

$$C_{CD} = 3,4527 \times 10^3 + 1,5998 \times 10^2 \cdot A_{CD} - 3,7114 \times 10^{-1} \cdot (A_{CD})^2 + 3,1884 \times 10^{-4} \cdot (A_{CD})^3$$

onde:

C_{CD} = custo do condensador (US\$)

A_{CD} = área de troca de calor do condensador (m²)

Para a obtenção dos custos de evaporadores foi feita uma consulta a fabricantes, semelhante àquela realizada no caso de condensadores. Não se obteve, porém, nenhuma resposta.

A partir do contato com técnicos das empresas que fabricam condensadores e evaporadores de FREON, e das informações obtidas na

literatura (Berghmans et alii [30]), foi admitida, para o cálculo do custo de evaporadores, a utilização da mesma regressão obtida para o custo de condensadores.

2 COMPRESSORES ALTERNATIVOS

O custo dos compressores alternativos foi relacionado com a vazão volumétrica de refrigerante na sucção. Através de uma coleta de dados realizada junto a dois dos maiores fabricantes (Mayekawa do Brasil e Sabroe Atlas do Brasil S.A.) foi possível obter o custo de compressores alternativos, para uma série de modelos, abrangendo uma grande faixa de deslocamento volumétrico. Optou-se, a partir de uma análise preliminar de custos e características dos diversos modelos, por restringir a faixa de deslocamento volumétrico a ser considerada entre $60,0 \text{ m}^3/\text{h}$ e $477,8 \text{ m}^3/\text{h}$. Para os casos onde o deslocamento volumétrico excedia o limite superior desta faixa, foi desenvolvido um procedimento para selecionar mais de um compressor com o objetivo de se ter o mínimo custo do conjunto.

A Tabela 2 mostra os compressores que foram considerados no cálculo de custos; estes compressores foram escolhidos unicamente através do critério do menor custo, não tendo sido examinadas com detalhes as características operacionais dos mesmos.

TABELA 2 - Custo de compressores alternativos

MODELO	DESL. VOL. (m ² /h)	CUSTO (US\$)
SABROE-SMC4-65	60	3479
SABROE-CMO 14	90	3857
SABROE-CMO 16	136	4462
SABROE-CMO 18	181	5218
SABROE-SMC 104L	221	5974
SABROE-SMC 106S	265	6730
SABROE-SMC 106L	331	7184
SABROE-SMC 108S	353	7865
SABROE-SMC 108L	441	8621
MAYEKAWA-6B	477,8	11126

Calculada a vazão volumétrica de refrigerante na sucção do compressor, determina-se o seu deslocamento volumétrico através da eficiência volumétrica. Seleciona-se, então, o compressor com o menor valor de deslocamento volumétrico superior ao estimado adotando-se o custo dado na Tabela 2.

3 TROCADORES DE CALOR A PLACAS

Da mesma forma que foi feito para os condensadores e evaporadores, buscou-se caracterizar o custo dos trocadores de calor a placas através da área de troca de calor. Para tanto utilizou-se o mesmo procedimento, qual seja, o levantamento de informações destes equipamentos através de uma pesquisa realizada junto a fabricantes. Nesta pesquisa selecionou-se várias situações de operação (vazão mássicas do fluido "quente" e de fluido "frio" e respectivas temperaturas); e para estas situações, solicitou-se, dos fabricantes, as características (área de troca de calor e custo) dos trocadores de calor.

As informações obtidas são apresentadas nas Tabelas 3 e 4.

TABELA 3 - Custos de trocadores de calor a placas fabricante A (Alfa-Laval do Brasil)

Área de troca de calor (m ²)	Custo (Cz\$)
2,64	48309,0
4,8	91098,0
8,04 *	74876,4
14,64 *	109787,0
15,72 *	112644,0
29,04 *	165946,0
30,48 *	172616,0
57,36 *	281248,0

TABELA 4 - Custo de trocadores de calor a placas fabricante B
(APV do Brasil)

Área de troca de calor (m ²)	Custo (Cz\$)
0,77	21900,0
1,11 *	24500,0
1,97 *	30900,0
3,16 *	40000,0
4,20 *	46900,0
5,21 *	53500,0
5,23	68200,0
7,90	68500,0
9,40 *	86300,0
10,10 *	89100,0
11,60	90400,0
19,50	145900,0
22,80 *	160800,0
32,90	205400,0
36,20 *	220300,0
59,6 *	324900,0
109,0 *	440000,0

A partir das informações das Tabelas B.3 e B.4 foi feito um ajuste para a correlação custo-área de troca através de uma função do tipo $y = Ax^b$, onde y é o custo do trocador (Cz\$) e x sua área de troca de calor (m^2). Em função da limitação de 18 pontos existentes no programa utilizado (programa básico do microcomputador HP-85) foram considerados para este ajuste, somente os pontos assinalados (com *) nas tabelas.

A regressão obtida, com $r^2 = 0,993$, tem-se a seguinte expressão:

$$Y = 19516 , 286 \cdot x^{0,659}$$

A P Ê N D I C E C

CONFIGURACAO ALIMENTES - 01.12.86

```

PROGRAM BOMBA(INPUT,OUTPUT,TAPE5=INPUT,TAPE6=OUTPUT)
REAL DTCD,DTEV,TSC,ITEC,TAMB,FTEC,TEE,NFL,CCPI,CCD,CEV,TSE,TEV,
^TCD,MPR,MREJ,NIS,TPR,FTSC,ITSC,FDTCD,FDTEV,1DTEV,X1,X2,X3,X4,
^TMAX,1DTCD,PRECIS,TEC,IT
INTEGER FLUIDO
REAL NMEC,NEL,VCPAL,VCPFF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV
COMMON/DADOS/TAMB,TPR,TREJ,NIS,NMEC,NEL,MPR,MREJ,
^VCPAL,VCPFF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV,PRECIS,FLUIDO
COMMON/SAIDA/TEE,NFL,CCPI,CCD,CEV,TSE,TEV,TCD,ACL,AEV,CCD,CEV,
^NALT,WALT,TECI,TEF1,TSFI,ATCI,TSCT,GT,EBAR,IT,VSC,CTCI,ITA,CALT
^,VSC1,TR,VPRESB

```

```

DATA TAMB,TPR,TREJ,DTCD,DTEV,FLUIDO,PRECIS,MPR,MREJ,NIS,NMEC,
^NEL,VCPAL,VCPFF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV/293.16,
^333.16,303.16,5.,5.,114.,.010,30000.,58510.,.75,.95,.9,10.,15.,
^,.004,.0297,.12,.35,1.5,486.,4000.,600.,400./

```

C VALORES INICIAIS

```

X1=0
X2=0
X3=0
X4=0
ITEC=TAMB
TEE=TREJ

```

```

IF (FLUIDO.EQ.114) THEN
TMAX=393.16
TEVMAX=65+273.16
ELSEIF (FLUIDO.EQ.12) THEN
TMAX=333.16
TEVMAX=35+273.16
ELSEIF (FLUIDO.EQ.22) THEN
TMAX=323.16
TEVMAX=25+273.16
ENDIF

```

C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE TEC COM PRECISAO DE (-0,+5).C

```

50 ITEC=TAMB-1
5 ITEC=ITEC+1
CALL REND (ITEC,TSC,DTCD,DTEV)
IF (TCD.LT.(1/.995*TEV)) GOTO 5

```

C DETERMINACAO DO FIM DO INTERVALO DE TEC COM PRECISAO DE (-0,+5).C

```

10 FTEC=AMIN1(TSC,TMAX-DTCD)
FTEC=FTEC-1
CALL REND (FTEC,TSC,DTCD,DTEV)
IF ((TCD.LT.(1/.995*TEV)).OR.(TEV.GT.TEVMAX)) GOTO 10

```

```
CALL FIBONA(ITEC,FTEC,TEC,TSC,DTCD,DTEV,1)
```

C DETERMINACAO DO FIM DO INTERVALO DE TSC COM PRECISAO DE (-0,+5).C

```

15 FTSC=AMIN1(TMAX-DTCD,TPR)+1
FTSC=FTSC-1
CALL REND (TEC,FTSC,DTCD,DTEV)
IF (TCD.LT.(1/.995*TEV)) GOTO 15

```

```

C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE TSC COM PRECISAO DE (-5,+0).C
  ITSC=TEC
20  ITSC=ITSC+1
    CALL REND (TEC,ITSC,DTCD,DTEV)
    IF ((TCD.LT.(1/.995*TEV)).OR.(TEV.GT.TEVMAX)) GOTO 20

```

```

  CALL FIBONA(ITSC,FTSC,TEC,TSC,DTCD,DTEV,2)
  FDTCD=10.

```

```

C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE DTCD C/ PRECISAO DE (-1,+0).C
  IDTCD=0
30  IDTCD=IDTCD+1
    CALL REND(TEC,TSC,IDTCD,DTEV)
    IF ((TCD.LT.(1/.995*TEV)).OR.(TEV.GT.TEVMAX)) GOTO 30

```

```

  CALL FIBONA(IDTCD,FDTCD,TEC,TSC,DTCD,DTEV,3)
  FDTEV=10.

```

```

C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE DTEV C/ PRECISAO DE (-1,+0).C
  IDTEV=0
40  IDTEV=IDTEV+1.
    CALL REND(TEC,TSC,DTCD,IDTEV)
    IF ((TCD.LT.(1/.995*TEV)).OR.(TEV.GT.TEVMAX)) GOTO 40

```

```

  CALL FIBONA(IDTEV,FDTEV,TEC,TSC,DTCD,DTEV,4)

```

```

  IF (((ABS((X1-TEC)/TEC).GT.PRECIS).OR.
^ (ABS((X2-TSC)/TSC).GT.PRECIS)).OR.(ABS((X3-DTCD)/DTCD).GT.PRECIS))
^ .OR.(ABS((X4-DTEV)/DTEV).GT.PRECIS)) THEN

```

```

  X1=TEC
  X2=TSC
  X3=DTCD
  X4=DTEV
  GOTO 50

```

```

  ELSE
  TEC=(TEC+X1)/2
  TSC=(TSC+X2)/2
  DTCD=(DTCD+X3)/2
  DTEV=(DTEV+X4)/2

```

```

  WRITE(6,60)
60  FORMAT(/,↑CONVERGIU↑)
  ENDIF

```

```

C          SETOR TEXTIL          -          ALTERNATIVA 1

```

```

PROGRAM BOMBA(INPUT,OUTPUT,TAPE5=INPUT,TAPE6=OUTPUT)
REAL DTCD,DTEV,TSC,ITEC,TAMB,FTEC,TEE,NFL,COPI,QCD,QEV,TSE,TEV,
^TCD,MPR,MREJ,NIS,TPR,FTSC,ITSC,FDTCD,FDTEV,IDTEV,X1,X2,X3,X4,
^TMAX,IDTCD,PRECIS,TEC,IT
INTEGER FLUIDO
REAL NMEC,NEL,VCPAL,VCPFF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV
COMMON/DADOS/TAMB,TPR,TREJ,NIS,NMEC,NEL,MPR,MREJ,
^VCPAL,VCPFF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV,PRECIS,FLUIDO
COMMON/SAIDA/TEE,NFL,COPI,QCD,QEV,TSE,TEV,TCD,ACD,AEV,CCD,CEV,
^NALT,WALT,TEQI,TEFI,TSFI,ATCI,TSQI,QT,EBAB,IT,VSC,CTCI,ITA,CALT
^,VSCI,TR,VPRESB

```

```

DATA TAME,TPR,TREJ,DTCD,DTEV,FLUIDO,PRECIS,MPR,MREJ,NIS,NMEC,
^NPL,VCPAL,VCPFF,CVAF,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHM,LCD,UEV/293.16,
^353.16,343.16,5.,5.,114.,010,40000.,40000.,.75,.95,.9,10.,15.,
^0.0084,.02970,.12,.35,1.5,486.,4000.,600.,400./

```

C VALORES INICIAIS

```

X1=0
X2=0
X3=0
X4=0
DTEV=5.
DTCD=5.
ITEC=TAMB
TEE=TREJ

```

```

IF (FLUIDO.EQ.114) THEN
TMAX=393.16
TEVMAX=65+273.16
ELSEIF (FLUIDO.EQ.12) THEN
TMAX=353.16
TEVMAX=35+273.16
ELSEIF (FLUIDO.EQ.22) THEN
TMAX=323.16
TEVMAX=25+273.16
ENDIF

```

C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE TEC COM PRECISAO DE (-0,+5).C

```

50 ITEC=TAMB-1
5 ITEC=ITEC+1
CALL REND (ITEC,TSC,DTCD,DTEV)
IF (ITEC.GT.TSC) THEN
WRITE(6,100)
100 FORMAT(/↑ PAROU EM ITEC↑)
STOP
ENDIF
IF (((TSE-ITEC).LE.0).OR.(TCD.LT.(1/.995*TEV))).OR.
^(TEV.GT.TEVMAX)) GOTO 5

```

C DETERMINACAO DO FIM DO INTERVALO DE TEC COM PRECISAO DE (-0,+5).C

```

FTLC=AMIN1(TSC,TMAX-DTCD)
10 FTEC=FTLC-1
CALL REND (FTEC,TSC,DTCD,DTEV)
IF (((TCD.LT.(1/.995*TEV)).OR.(TEV.GT.TEVMAX)).OR.
^((TSE-FTEC).LE.0)) GOTO 10

```

CALL FIBONA(ITEC,FTEC,TEC,TSC,DTCD,DTEV,1)

C DETERMINACAO DO FIM DO INTERVALO DE TSC COM PRECISAO DE (-0,+5).C

```

FTSC=AMIN1(TMAX-DTCD,TPR)+1
15 FTSC=FTSC-1
CALL REND (TEC,FTSC,DTCD,DTEV)
IF (((TSE-TEC).LE.0).OR.(TCD.LT.(1/.995*TEV))).OR.
^(TEV.GT.TEVMAX)) GOTO 15

```

C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE TSC COM PRECISAO DE (-5,+0).C

```

ITSC=TEC
20 ITSC=ITSC+1
CALL REND (TEC,ITSC,DTCD,DTEV)
IF (((TCD.LT.(1/.995*TEV)).OR.(TEV.GT.TEVMAX)).OR.
^((TSE-TEC).LE.0)) GOTO 20

```

CALL FIBONA(ITSC,FTSC,TEC,TSC,DTCD,DTEV,2)

FDTCD=10.

```

C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE DTCD C/ PRECISAO DE (-1,+0).C
  IDTCD=0
30  ILTCD=IDTCD+1
    CALL REND(TEC,TSC,IDTCD,DTEV)
    IF (((TCD.LT.(1/.995*TEV)).OR.(TEV.GT.TEVMAX)).OR.
      ^((TSE-TEC).LE.0)) GOTO 30

    CALL FIBONA(IDTCD,FDTCD,TEC,TSC,DTCD,DTEV,3)
    FDTEV=10.

```

```

C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE DTEV C/ PRECISAO DE (-1,+0).C
  IDTEV=0
40  IDTEV=IDTEV+1.
    CALL REND(TEC,TSC,DTCD,1DTEV)
    IF (((TCD.LT.(1/.995*TEV)).OR.(TEV.GT.TEVMAX)).OR.
      ^((TSE-TEC).LE.0)) GOTO 40
    CALL FIBONA(IDTEV,FDTEV,TEC,TSC,DTCD,DTEV,4)

    IF (((ABS((X1-TEC)      ).GT.1      ).OR.
      ^((ABS((X2-TSC)      ).GT.1      ).OR.(ABS((X3-DTCD)      ).GT..2      ))
      ^(.OR.(ABS((X4-DTEV)  ).GT..2      )) THEN
      X1=TEC
      X2=TSC
      X3=DTCD
      X4=DTEV
      GOTO 50
    ELSE
      TEC=(TEC+X1)/2
      TSC=(TSC+X2)/2
      DTCD=(DTCD+X3)/2
      DTEV=(DTEV+X4)/2
      WRITE(6,60)
60  FCKMAT(1,↑CCONVERGIU↑)
      ENDIF
      GOTO 300
200  END

```

```
C =====
```

```
C          SETOR TEXTIL          -          ALTERNATIVA 2
```

```
C =====
```

```

PROGRAM BOMBA(INPUT,OUTPUT,TAPE5=INPUT,TAPE6=OUTPUT)
REAL DTCD,DTEV,TSC,ITEC,TAMB,FTEC,TEE,NFL,COPI,QCD,CEV,TSE,TEV,
^TCD,MPR,MREJ,NIS,TPR,FTSC,ITSC,FDTCU,FDTEV,1DTEV,X1,X2,X3,X4,
^TMAX,1DTCD,PRECIS,TEC,IT
INTEGER FLUIDO
REAL NMEC,NEL,VCPAL,VCPFF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV
COMMON/DADOS/TAMB,TPR,TREJ,NIS,NMEC,NEL,MPR,MREJ,
^VCPAL,VCPFF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV,PRECIS,FLUIDO
COMMON/SAIDA/TEE,NFL,COPI,QCD,CEV,TSE,TEV,TCD,ACD,AEV,CCD,CEV,
^NALT,WALT,TEOI,TEFI,TSFI,ATCI,TSCI,QT,EBAB,IT,VSC,CTCI,ITA,CALT
^,VSCI,TR,VPRESB
DATA TAMB,TPR,TREJ,DTCD,DTEV,FLUIDO,PRECIS,MPR,MREJ,NIS,NMEC,
^NEL,VCPAL,VCPFF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV/293.16,
^358.16,348.16,5.,5.,114.,.05,40000.,40000.,.75,.95,.9,10.,15.,
^0.0084,.0297,.12,.35,1.5,486.,4000.,600.,400./

```

```

5   ITEC=ITEC+1
    TEE=TREJ+TAMB-ITEC
    CALL REND(ITEC,TSC,DTCD,DTEV)
    IF (((TPR-ITEC).LE.0).OR.(TCD.LT.(1/.995*TEV))) GOTO 5
    FTEC=AMINI(TSC,TMAX-DTCD)
10  FTEC=FTEC-1
    TEE=TREJ+TAMB-FTEC
    CALL REND(FTEC,TSC,DTCD,DTEV)
    IF (((TEV.GT.TEVMAX).OR.(TREJ.LE.FTEC)).OR.
    ^ (TCD.LT.(1/.995*TEV))) GOTO 10

    CALL FIBONA(ITEC,FTEC,TEC,TSC,DTCD,DTEV,1)
C DETERMINACAO DO FIM DO INTERVALO DE TSC COM PRECISAO DE (-0,+5).C
    FTSC=AMINI(TMAX-DTCD,TPR)
C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE TSC COM PRECISAO DE (-5,+0).C
    ITSC=TEC
20  ITSC=ITSC+5
    TEE=TREJ+TAMB-TEC
    CALL REND (TEC,ITSC,DTCD,DTEV)
    IF ((TCD.LT.(1/.995*TEV)).OR.(TEV.GT.TEVMAX)) GOTO 20
    IF (ITEC.GT.TSC) THEN
    PRINT*,↑ ERRO NO ITEC↑
    ENDIF

    CALL FIBONA(ITSC,FTSC,TEC,TSC,DTCD,DTEV,2)
    FDTCD=10.

C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE DTCD C/ PRECISAO DE (-1,+0).C
    IDTCD=0
30  IDTCD=IDTCD+1
    CALL REND(TEC,TSC,IDTCD,DTEV)
    IF ((TCD.LT.(1/.995*TEV)).OR.(TEV.GT.TEVMAX)) THEN
    GOTO 30
    ENDIF

    CALL FIBONA(IDTCD,FDTCD,TEC,TSC,DTCD,DTEV,3)
    FDTEV=10.

C DETERMINACAO DO INICIO DO INTERVALO DE DTEV C/ PRECISAO DE (-1,+0).C
    IDTEV=0
40  IDTEV=IDTEV+1.
    CALL REND(TEC,TSC,DTCD,IDTEV)
    IF (TCD.LT.(1/.995*TEV)) THEN
    GOTO 40
    ENDIF

    CALL FIBONA(IDTEV,FDTEV,TEC,TSC,DTCD,DTEV,4)

    IF (((ABS((X1-TEC)/TEC).GT.PRECIS).OR.
    ^ (ABS((X2-TSC)/TSC).GT.PRECIS)).OR.(ABS((X3-DTCD)/DTCD).GT.PRECIS))
    ^ .OR.(ABS((X4-DTEV)/DTEV).GT.PRECIS)) THEN
    X1=TEC
    X2=TSC
    X3=DTCD
    X4=DTEV
    GOTO 50

```

```

DTEV=(DTEV+X4)/2
ENDIF
WRITE(C,C0)
60  FLKMAT(/↑ ***CONVERGIU↑)
    GOTO 200
300  END

SUBROUTINE REND(TEC,TSC,DTCD,DTEV)
  REAL A,B,C,D,TX1,TEV2,TEC,TSC,TEE,DTCD,DTEV,MPR,MREJ,
  ^NIS,NFL,CUPI,QCD,QEV,TSE,TEV,TCD,BI(7)
  REAL ACD,AEV,CCD,CEV,WALT,TEGI,TEFI,TSFI,ATCI,TSQI,QT,
  ^EBAB,IT
  REAL TAMB,TPR,TREJ,NMEC,NEL,VCPAL,VCPPF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,
  ^UHH,UCD,UEV,PRECIS
  INTEGER FLUIDO,NALT

  COMMON/DADCS/TAMB,TPR,TREJ,NIS,NMEC,NEL,MPR,MREJ,
  ^VCPAL,VCPPF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV,PRECIS,FLUIDO
  COMMON/SAIDA/TEE,NFL,CUPI,QCD,QEV,TSE,TEV,TCD,ACD,AEV,CCD,CEV,
  ^NALT,WALT,TEGI,TEFI,TSFI,ATCI,TSQI,QT,EBAB,IT,VSC,CTCI,ITA,CALT
  ^,VSCI,TR,VPRESB
  TCD=TSC+DTCD
  TEV=TEC+TEE-TSC-DTEV+2
200  TX1=TEV/TCD
  IF (FLUIDO.EQ.12) GOTO 2000
  IF (FLUIDO.EQ.22) GOTO 2100
  IF (FLUIDO.EQ.114) GOTO 2200
  PRINT*,↑ ERRO NO REND↑
  STOP
300  Z=TCD/TCR
  NFL=0
  DO 5 I=1,7
  NFL=NFL+BI(I)*Z**(I-1)
5  CONTINUE
  A=MPR/MREJ*(1-NIS)
  B=(TEC+DTCD)*NIS+A*(DTEV-TEE)-NIS*TCD-TCD*MPR/MREJ*
  ^ (1-NIS+NIS*NFL)
  C=TCD**2*(NIS*(1-NFL))+TCD*MPR/MREJ*(TEE-DTEV)*
  ^ (1-NIS+NIS*NFL)+TCD*(TEC+DTCD)*(NIS*NFL-NIS)
  TEV2=(-B+SQRT(B**2-4*A*C))/A/2
  IF (TEV2.LT.TEE) GOTO 500
  TEV2=(-B-SQRT(B**2-4*A*C))/A/2
500  D=ABS((TEV2-TEV)/(TEV2+TEV))

  IF (D.LT.1E-6) GOTO 5000
  IF (D.LT.1E-3) THEN
  TEV=(TEV+TEV2)/2
  ELSE
  TEV=TEV2
  ENDIF
  GOTO 200
2000 TCR=384.95
  BI(1)= 1.1304200E3-2.412493E3*TX1+1.147030E3*TX1**2
  BI(2)=-8.1688740E3+1.727610E4*TX1-8.013600E3*TX1**2
  BI(3)= 2.4302360E4-5.061178E4*TX1+2.285170E4*TX1**2
  BI(4)=-3.8029860E4+7.841910E4*TX1-3.387320E4*TX1**2
  BI(5)= 3.2954770E4-6.678820E4*TX1+2.731110E4*TX1**2

```

BI(6)=-1.4952590E4+2.963162E4*TX1-1.119990E4*TX1**2

BI(7)= 2.764444E3-5.315559E3*TX1+1.777780E3*TX1**2

GOTO 300

2100 TCR=369.3

BI(1)= 2.782116E2-4.009294E2*TX1-5.985867E1*TX1**2

REND 73/172 OPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS FTN 5.1+042

PI(2)=-1.823377E3+2.300001E3*TX1+9.732667E2*TX1**2

BI(3)= 4.690147E3-4.545520E3*TX1-4.910267E3*TX1**2

BI(4)=-5.832198E3+2.506529E3*TX1+1.167100E4*TX1**2

BI(5)= 3.341215E3+2.993431E3*TX1-1.454820E4*TX1**2

BI(6)=-4.817625E2-4.453370E3*TX1+9.244467E3*TX1**2

BI(7)=-1.719201E2+1.600157E3*TX1-2.370460E3*TX1**2

GOTO 300

2200 TCR=419.03

BI(1)=-5.765398E1+1.468177E2*TX1-7.082533E1*TX1**2

BI(2)= 3.742019E2-9.338483E2*TX1+4.401980E2*TX1**2

BI(3)=-9.386530E2+2.339255E3*TX1-1.071453E3*TX1**2

BI(4)= 1.154728E3-2.890763E3*TX1+1.282213E3*TX1**2

BI(5)=-7.019996E2+1.771108E3*TX1-7.555533E2*TX1**2

BI(6)= 1.706676E2-4.355570E2*TX1+1.777787E2*TX1**2

BI(7)=0.

GOTO 300

5000 COPI=TCD*NFL/(TCD-TEV)

TSE=TEV+DTEV

QCD=MPR*(TSC-TEC)

QEV=MREJ*(TEE-TSE)

RETURN

END

C FIGURA DE MERITO

REAL FUNCTION FMER(TEC,TSC,DTCD,DTEV)

REAL TEC,TSC,DTCD,DTEV,TPR,TREJ,UHH,MREJ,

^MPR,TEE,NFL,COPI,QCD,QEV,TSE,TEV,TCD,NIS,UCD,UEV,ACD,

^AEV,CCD,CEV,CCCD,CCEV

INTEGER FLUIDO,NALT

REAL WALT,NMEC,TECI,TEFI,TSFI,ATCI,TSQI,CTCI,CCTC,QT,EBAB,EBA,

^HLV,CVAP,NEL,CELETR,IR,VCPAL,IT

REAL TAMB,VCPPF,JUR,K,PRECIS

COMMON/DADDS/TAMB,TPR,TREJ,NIS,NMEC,NEL,MPR,MREJ,

^VCPAL,VCPPF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV,PRECIS,FLUIDO

COMMON/SAIDA/TEE,NFL,COPI,QCD,QEV,TSE,TEV,TCD,ACD,AEV,CCD,CEV,

^NALT,WALT,TECI,TEFI,TSFI,ATCI,TSQI,CT,EBAB,IT,VSC,CTCI,ITA,CALT

^,VSCI,TR,VPRESB

ITA=0

TEE=TREJ

CALL REND(TEC,TSC,DTCD,DTEV)

ACD=CA(QCD,TEC,TSC,TCD,UCD)

AEV=CA(QEV,TEE,TSE,TEV,UEV)

CCD=CCCD(ACD)

CEV=CCEV(AEV)

CALL CPALT(QCD,COPI,WALT,NIS,NMEC)

CALL CCALT(FLUIDO,NIS)

TECI=TSE

TEFI=TAMB

```

TSFI=TEC
CALL TC(TECI,TEFI,TSFI,ATCI,TSCI,UHH,MREJ,MPF)
CTCI=CCTC(ATCI)
CT=MPR*(TSC-TAMB)
EBAB=EBA(OT,HLV,CVAP,WALT,NEL,CELETR)
CALL ELA(EBAB,IR,VCPFF,VCPAL,CALT,CTCI,CCD,CEV,ELAB,IT,K)
CALL VPRES(ELAB,IT,VCPAL,VCPFF,JUR,VPRESB)
CALL TPRET(ELAB,IT,JUR,TR)
FMER=VPRESB
RETURN
END

```

C FIBONACCI

```

SUBROUTINE FIBONA(XA,XB,YA,YB,YC,YD,IN)
REAL XA,XB,Y(4),Z(7),DT(8),FN,FM,E,X(8),FMER,XD,XC,XF
INTEGER IN,N,I,FLUIDO,NALT

```

```

REAL TAMB,TPR,TREJ,NIS,NMEC,NEL,MPR,MREJ,
^VCPAL,VCPFF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV,PRECIS
REAL TEE,NFL,COPI,QCD,QEV,TSE,TEV,TCD,ACD,AEV,CCD,CEV,
^WALT,TEQI,TEFI,TSFI,ATCI,TSQI,QT,EBAB,IT
COMMON/DADOS/TAMB,TPR,TREJ,NIS,NMEC,NEL,MPR,MREJ,
^VCPAL,VCPFF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV,PRECIS,FLUIDO
COMMON/SAIDA/TEE,NFL,COPI,QCD,QEV,TSE,TEV,TCD,ACD,AEV,CCD,CEV,
^NALT,WALT,TEQI,TEFI,TSFI,ATCI,TSQI,QT,EBAB,IT,VSC,CTCI,ITA,CALT

```

C DEFINICAO DA PRECISAO DO PROCESSO

```

Y(1)=YA
Y(2)=YB
Y(3)=YC
Y(4)=YD
N=8
FN=34.
FM=21.
E=1/FN

```

```
DO 10 I=1,4
```

```
Z(I)=Y(I)
```

```
10 CONTINUE
```

```
X(1)=XA+FM/FN*(XB-XA)
```

```
X(2)=XA+(1-FM/FN)*(XB-XA)
```

```
Z(IN)=X(1)
```

```
DT(1)=FMER(Z(1),Z(2),Z(3),Z(4))
```

```
WRITE(6,30) TEFI-273.16,TSQI-273.16,TSFI-273.16,TCD-273.16,
^TEE-273.16,TSE-273.16,TEV-273.16,QCD,ACD,CCD,QEV,AEV,CEV,COPI,NFL,
^WALT,NALT,ATCI,CTCI,EBAB,IT,DT(1),Z(1),Z(2),Z(3),Z(4),XA,XB,IN,
^CALT,QT
```

```
Z(IN)=X(2)
```

```
DT(2)=FMER(Z(1),Z(2),Z(3),Z(4))
```

```
WRITE(6,40) TEFI-273.16,TSQI-273.16,TSFI-273.16,TCD-273.16,
^TEE-273.16,TSE-273.16,TEV-273.16,QCD,ACD,CCD,QEV,AEV,CEV,COPI,NFL,
^WALT,NALT,ATCI,CTCI,EBAB,IT,DT(2),Z(1),Z(2),Z(3),Z(4),XA,XB,IN,
^CALT,QT
```

```
IF (DT(1).LT.DT(2)) THEN
```

```
XD=X(2)
```

```
XC=XA
```



```

XF=X(1)
FD=DT(2)
WRITE(6,50) XC,XD,XF,FD
ELSE
XD=X(1)
XC=X(2)
XF=XB
FD=DT(1)
WRITE(6,50) XC,XD,XF,FD
FIBONA      73/172  OPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS      FTN 5.1+642

ENDIF

DO 20 I=3,N
X(I)=(XC+XF)-XD
Z(IN)=X(I)
DT(I)=FMER(Z(1),Z(2),Z(3),Z(4))
WRITE(6,70) TEFI-273.16,TSQI-273.16,TSFI-273.16,TCD-273.16,
-TEE-273.16,TSE-273.16,TEV-273.16,QCD,ACD,CCD,QEV,AEV,CEV,COPI,NFL,
-WALT,NALT,ATCI,CTCI,EBAB,IT,DT(I),Z(1),Z(2),Z(3),Z(4),XA,XB,
-XC,XD,XF,FD,IN,CALT,QT
IF (DT(I).LT.FD) THEN
IF (X(I).LT.XD) THEN
XC=X(I)
ELSE
XF=X(I)
WRITE(6,60) XC,XD,XF,FD,DT(I),IN,I
ENDIF
ELSE
IF(X(I).LT.XD) THEN
XF=XD
ELSE
XC=XD
ENDIF
XD=X(I)
FD=DT(I)
WRITE(6,60) XC,XD,XF,FD,DT(I),IN,I
ENDIF
20 CONTINUE
Y(IN)=XD
YA=Y(1)
YB=Y(2)
YC=Y(3)
YD=Y(4)
RETURN
30 FORMAT(/,↑ TEFI=↑,F7.2,↑ TSQI=↑,F7.2,↑ TEC=↑,F7.2,↑ TCD=↑,F7.2,
1↑ TEE=↑,F7.2,↑ TSE=↑,F7.2,↑ TEV=↑,F7.2,↑ QCD=↑,E10.4,↑ ACD=↑,
2↑ F7.2,/,↑ CCD=↑,E10.4,↑ QEV=↑,E10.4,↑ AEV=↑,F7.2,↑ CEV=↑,E10.4,
3↑ COPI=↑,F7.2,↑ NFL=↑,F6.3,↑ WALT=↑,F7.2,↑ NALT=↑,
4↑ I3,/,↑ ATCI=↑,F7.2,↑ CTCI=↑,E10.4,↑ EBAB=↑,E10.4,↑ IT=↑,E10.4,
5↑ DT(1)=↑,E10.4,↑ Z(1)=TEC=↑,F7.2,↑ Z(2)=TSC=↑,F7.2,/,
6↑ Z(3)=DTCD=↑
7,↑ F7.2,↑ Z(4)=DTEV=↑,F7.2,↑ XA=↑,F7.2,↑ XB=↑,F7.2,↑ IN=↑,I3,↑
8 CALT=↑,E10.4,↑ QT=↑,E10.4)
40 FORMAT(/↑ TEFI=↑,F7.2,↑ TSQI=↑,F7.2,↑ TEC=↑,F7.2,↑ TCD=↑,F7.2,

```

```

1↑ TEE=↑,F7.2,↑ TSE=↑,F7.2,↑ TEV=↑,F7.2,↑ QCD=↑,E10.4,↑ ACD=↑,
2F7.2,/,↑ CCD=↑,E10.4,↑ QEV=↑,E10.4,↑ AEV=↑,F7.2,↑ CEV=↑,E10.4,
3↑ COPI=↑,F7.2,↑ NFL=↑,F6.3,↑ WALT=↑,F7.2,↑ NALT=↑,
4I3,/,↑ ATCI=↑,F7.2,↑ CTCI=↑,E10.4,↑ EBAB=↑,E10.4,↑ IT=↑,E10.4,
5↑ DT(2)=↑,E10.4,↑ Z(1)=TEC=↑,F7.2,↑ Z(2)=TSC=↑,F7.2,/,
6↑ Z(3)=DTCD=↑
7,F7.2,↑ Z(4)=DTEV=↑,F7.2,↑ XA=↑,F7.2,↑ XB=↑,F7.2,↑ IN=↑,I3,↑
8 CALT=↑,E10.4,↑ QT=↑,E10.4)
50 FORMAT(/,↑ XC=↑,F7.2,↑ XD=↑,F7.2,↑ XF=↑,F7.2,↑ FD=↑,F13.2)
70 FORMAT(/,↑ TEFI=↑,F7.2,↑ TSQI=↑,F7.2,↑ TEC=↑,F7.2,↑ TCD=↑,F7.2,
1↑ TEE=↑,F7.2,↑ TSE=↑,F7.2,↑ TEV=↑,F7.2,↑ QCD=↑,E10.4,↑ ACD=↑,
2F7.2,/,↑ CCD=↑,E10.4,↑ QEV=↑,E10.4,↑ AEV=↑,F7.2,↑ CEV=↑,E10.4,
3↑ COPI=↑,F7.2,↑ NFL=↑,F6.3,↑ WALT=↑,F7.2,↑ NALT=↑,
BONA      73/I72  DPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS      FTN 5.1+642      86/1

```

```

4I3,/,↑ ATCI=↑,F7.2,↑ CTCI=↑,E10.4,↑ EBAB=↑,E10.4,↑ IT=↑,E10.4,
5↑ DT(1)=↑,E10.4,↑ Z(1)=TEC=↑,F7.2,↑ Z(2)=TSC=↑,F7.2,/,
6↑ Z(3)=DTCD=↑
7,F7.2,↑ Z(4)=DTEV=↑,F7.2,/,↑ XA=↑,F7.2,↑ XB=↑,F7.2,↑ XC=↑,F7.2,
8↑ XD=↑,F7.2,↑ XF=↑,F7.2,↑ FD=↑,F13.2,↑ IN=↑,I3,/,↑
9 CALT=↑,E10.4,↑ QT=↑,E10.4)
60 FORMAT(/,↑ XC=↑,F7.2,↑ XD=↑,F7.2,↑ XF=↑,F7.2,↑ FD=↑,F13.2,
*↑ DT(1)=↑,F13.2,↑ IN=↑,I3,↑ I=↑,I3)
END

```

```

SUBROUTINE ELA(EBAB,IR,VCPAL,VCPFF,CALT,CTCI,CCD,CEV,ELAB,IT)
REAL CALT,CTCI,CCD,CEV,ELAB,IT
REAL IR,VCPAL,VCPFF,EBAB
REAL ELAA,IGA,ITA,K
K=1.5
IF (CALT.GT.0) THEN
ITA=(CALT+CCD+CEV)*K
WRITE(6,10) ITA
10 FORMAT (/,↑ ITA=↑,E15.4)
IT=ITA+CTCI
IGA=IT/VCPAL
ELAA=EBAB-IR*(EBAB-IGA)
ELAB=ELAA
ELSE
PRINT*,↑ ERRO NA SUBROTINA ELA↑
ENDIF
RETURN
END

```

```

REAL FUNCTION CA(Q,TE,TS,TST,U)
REAL Q,TE,TS,TST,U
CA=Q/(U*ABS(((TST-TE)-(TST-TS))/ALOG((TST-TE)/(TST-TS))))
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE CPALT(QCD,COPI,WALT,NIS,NMEC)
REAL COPI,NIS,NMEC,QCD,WALT
WALT=QCD/((1+(NIS*(COPI-1)))*NMEC)/641.2
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE CCALT(TEV, TCD, FLUIDO, CALT, NALT, QCD, COPI, NIS)
REAL TEV, TCD, VSC
INTEGER FLUIDO, NALT
CALL VSUC(TEV, TCD, FLUIDO, VSC, QCD, COPI, NIS)
IF (VSC.GT.477.8) THEN
NALT=INT(VSC/477.8)
CALT=FLOAT(NALT)*13341.
VSC=VSC-INT(VSC/477.8)*477.8
ELSE
NALT=0
CALT=0
ENDIF

```

```

IF (VSC.GT.441.0) THEN
CALT=CALT+11126.
NALT=NALT+1
ELSEIF (VSC.GT.353.0) THEN
CALT=CALT+8621.
NALT=NALT+1
ELSEIF (VSC.GT.331.0) THEN
CALT=CALT+7865.
NALT=NALT+1
ELSEIF (VSC.GT.265.0) THEN
CALT=CALT+7184.
NALT=NALT+1
ELSEIF (VSC.GT.221.0) THEN
CALT=CALT+6730.
NALT=NALT+1
ELSEIF (VSC.GT.181.0) THEN
CALT=CALT+5974.
NALT=NALT+1
ELSEIF (VSC.GT.136.0) THEN
CALT=CALT+5218.
NALT=NALT+1
ELSEIF (VSC.GT.90.0) THEN
CALT=CALT+4462.
NALT=NALT+1
ELSEIF (VSC.GT.60.0) THEN
CALT=CALT+3657.
NALT=NALT+1
ELSE
CALT=CALT+3479.
NALT=NALT+1
ENDIF
WRITE (6,20) CALT
20 FORMAT (/, ' CALT=', E10.4)
RETURN
END

```

```

REAL FUNCTION CCEV(AEV)
REAL AEV
IF (AEV.GT.0) THEN
CCEV=3.452797E3+1.599752E2*AEV-3.711384E-1*AEV**2+
^3.188351E-4*AEV**3
ELSE
CCEV=0
ENDIF

```

```

REAL FUNCTION CCCD(ACD)
REAL ACD
IF (ACD.GT.0) THEN
  CCCD=3.452797E3+1.599752E2*ACD-3.711384E-1*ACD**2+
  ^3.188351E-4*ACD**3
ELSE
  CCCD=0
ENDIF
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE TC(TEQ,TEF,TSF,ATC,TSQ,UHH,MREJ,MPR)
REAL MPR,MREJ,ATC,TEF,TEQ,TSF,TSQ,UHH
TSQ=TEQ-MPR*(TSF-TEF)/MREJ
IF ((TSQ-TEF).LE.0) THEN
  ATC=0
ELSE
  IF (MPR.EQ.MREJ) THEN
    ATC=MPR*(TSF-TEF)/UHH/(TSQ-TEF)
  ELSE
    ATC=MPR*(TSF-TEF)*ALOG((TSQ-TEF)/(TEQ-TSF))/UHH/
    ^((TSQ-TEF)-(TEQ-TSF))
  ENDIF
ENDIF
RETURN
END

```

```

REAL FUNCTION CCTC(ATC)
REAL ATC
IF (ATC.GT.0) THEN
  CCTC=(2.328624E4+6.154647E3*ATC-2.349474E1*ATC**2)/14.07
ELSE
  CCTC=0
ENDIF
RETURN
END

```

```

REAL FUNCTION EBA(QT,HLV,CVAP,SWCP,NEL,CELETR)
REAL NEL,CELETR,CVAP,HLV,SWCP
EBA=(QT/HLV*CVAP-SWCP/NEL*641.7860*CELETR)*8000
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE TPRET(ELAB,IT,JUR,N)
REAL ELAB,IT,N,JUR
IF (ELAB.EQ.0) THEN
  N=0
ELSEIF ((ELAB-JUR*IT).GT.0) THEN
  N=ALOG(ELAB/(ELAB-JUR*IT))/(ALOG(JUR+1))
ELSE
  N=-1
ENDIF
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE VPRES (ELAB,IT,VCPAL,VCPPF,JUR,VPRESB)
REAL ELAB,IT,VCPAL,VCPPF,JUR,VPRESB,
^SPF,SALT
INTEGER I
SALT=0
DO 20 I=1,INT(VCPAL)
SALT=SALT+(1+JUR)**(-I)
CONTINUE
VPRESB=ELAB*SALT-IT
IF (ELAB.EQ.0) THEN
PRINT*,† ERRO EM VPRES†
ENDIF
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE VSUC (TEV,TCD,FLUIDO,VSC,QCD,COPI,NIS)
REAL TEV,TCD,VSC,X,TCR,Y,A(6),VX1,VX2,XX1,XX2,VSCI

```

```

INTEGER FLUIDO,I,N
X=TEV/TCD
I=0
IF ((X.LT..7).OR.(X.GT..995)) THEN
WRITE(6,10)
10  FORMAT(7,†ERRO NA SUBROTINA VSUC†)
STOP
ENDIF
N=INT((X-.675)/.025)
700  IF (FLUIDO.EQ.12) GOTO 1000
IF (FLUIDO.EQ.22) GOTO 3000
GOTO 5000
C    FREON 12
1000  TCR=385.16
1050  GOTO (1100,1200,1300,1400,1500,1600,1700,1800,1900,
12000,2100,2200,2300),N
C    X=.7
1100  A(1)= 8.676892E4
A(2)=-5.053511E5
A(3)= 1.153483E6
A(4)=-1.318668E6
A(5)= 7.549599E5
A(6)=-1.730133E5
IF (I.EQ.1) GOTO 2600
GOTO 2500
C    X=.725
1200  A(1)= 52442.3221
A(2)=-297768.525
A(3)= 678281.18
A(4)=-774148.33
A(5)= 442440.747
A(6)=-101247.267
IF (I.EQ.1) GOTO 2600
GOTO 2500
C    X=.75
1300  A(1)= 3.141129E4
A(2)=-1.778795E5
A(3)= 4.042725E5
A(4)=-4.605036E5

```

A(5)= 2.627266E5
 A(6)=-6.002666E4
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.775

1400 A(1)= 19507.693
 A(2)=-110180.023
 A(3)= 249850.98
 A(4)=-284052.06
 A(5)= 161778.54

E VSUC 73/172 OPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS FTN 5.1+642

A(6)=-36904.777
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.8

1500 A(1)= 1.265216E4
 A(2)=-7.128196E4
 A(3)= 1.613036E5
 A(4)=-1.830463E5
 A(5)= 1.040800E5
 A(6)=-2.370666E4
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.825

1600 A(1)= 8422.873
 A(2)=-47326.235
 A(3)= 106844.5
 A(4)=-120994.22
 A(5)= 68666.0
 A(6)=-15612.28
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.85

1700 A(1)= 5.607609E3
 A(2)=-3.139461E4
 A(3)= 7.065231E4
 A(4)=-7.977799E4
 A(5)= 4.515333E4
 A(6)=-1.024000E4
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.875

1800 A(1)= 3753.503
 A(2)=-20922.93
 A(3)= 46904.31
 A(4)=-52774.87
 A(5)= 29770.4
 A(6)=-6729.792
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.9

1900 A(1)= 2.717364E3
 A(2)=-1.511302E4
 A(3)= 3.381313E4
 A(4)=-3.797699E4

A(5)= 2.138666E4
 A(6)=-4.826666E3
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.925
 2000 A(1)= 2216.391
 A(2)=-12345.74
 A(3)= 27661.79
 A(4)=-31111.04
 A(5)= 17542.76
 A(6)=-3963.951
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

VSUC 73/172 DPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS FTN 5.1+642

C X=.95
 2100 A(1)= 1.378266E3
 A(2)=-7.592787E3
 A(3)= 1.684020E4
 A(4)=-1.875866E4
 A(5)= 1.048000E4
 A(6)=-2.346666E3
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600

GOTO 2500

C X=.975
 2200 A(1)= 1.123858E3
 A(2)=-6.240744E3
 A(3)= 1.395948E4
 A(4)=-1.568900E4
 A(5)= 8.846665E3
 A(6)=-2.000000E3
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.995
 2300 A(1)= 9.195579E2
 A(2)=-5.101445E3
 A(3)= 1.139978E4
 A(4)=-1.279766E4
 A(5)= 7.206665E3
 A(6)=-1.626666E3
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C FREQN 22
 3000 TCR=369.16
 GOTO (3100,3200,3300,3400,3500,3600,3700,3800,3900,
 14000,4100,4200,4300),N

C X=.7
 3100 A(1)= 9.171301E4
 A(2)=-5.230647E5
 A(3)= 1.196038E6
 A(4)=-1.369695E6
 A(5)= 7.851933E5
 A(6)=-1.801867E5
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.725
 3200 A(1)= 54054.7684

```

A(2)=-307595.064
A(3)= 701982.94
A(4)=-802540.96
A(5)= 459369.857
A(6)=-105272.621
IF (I.EQ.1) GOTO 2600
GOTO 2500

```

```

C X=.75

```

```

3300 A(1)= 3.229177E4
      A(2)=-1.832985E5
      A(3)= 4.174338E5
      A(4)=-4.763540E5
      A(5)= 2.722200E5
      A(6)=-6.229333E4
      IF (I.EQ.1) GOTO 2600

```

```

= VSUC          73/172 OPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS          FTN 5.1+642

```

```

GOTO 2500

```

```

C X=.775

```

```

3400 A(1)=20013.651
      A(2)=-113336.537
      A(3)= 257595.86
      A(4)=-293456.02
      A(5)= 167451.318
      A(6)=-38268.247
      IF (I.EQ.1) GOTO 2600
      GOTO 2500

```

```

C X=.8

```

```

3500 A(1)= 1.298131E4
      A(2)=-7.336559E4
      A(3)= 1.664726E5
      A(4)=-1.893813E5
      A(5)= 1.079333E5
      A(6)=-2.464000E4
      IF (I.EQ.1) GOTO 2600
      GOTO 2500

```

```

C X=.825

```

```

3600 A(1)= 6667.899
      A(2)=-48893.261
      A(3)= 110765.53
      A(4)=-125836.91
      A(5)= 71632.39
      A(6)=-16335.552
      IF (I.EQ.1) GOTO 2600
      GOTO 2500

```

```

C X=.85

```

```

3700 A(1)= 5.799967E3
      A(2)=-3.263456E4
      A(3)= 7.377692E4
      A(4)=-8.366199E4
      A(5)= 4.754666E4
      A(6)=-1.082667E4
      IF (I.EQ.1) GOTO 2600
      GOTO 2500

```

```

C X=.875

```

```

3800 A(1)= 3898.356
      A(2)=-21867.95

```


A(3)= 49308.66
 A(4)=-55788.36
 A(5)= 31640.56
 A(6)=-7191.158
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.9
 3900 A(1)= 2.819396E3
 A(2)=-1.579203E4
 A(3)= 3.556625E4
 A(4)=-4.019999E4
 A(5)= 2.278000E4
 A(6)=-5.173332E3
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.925
 4000 A(1)= 2295.857
 VSUC 73/172 DPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS FTN 5.1+642

A(2)=-12881.16
 A(3)= 29056.88
 A(4)=-32893.1
 A(5)= 18666.68
 A(6)=-4245.121
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.95
 4100 A(1)= 1.478020E3
 A(2)=-8.241832E3
 A(3)= 1.849336E4
 A(4)=-2.063600E4
 A(5)= 1.177333E4
 A(6)=-2.666666E3
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.975
 4200 A(1)= 1.060726E3
 A(2)=-5.882429E3
 A(3)= 1.313190E4
 A(4)=-1.472333E4
 A(5)= 8.279998E3
 A(6)=-1.866666E3
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.995
 4300 A(1)= 8.826209E2
 A(2)=-4.906122E3
 A(3)= 1.098000E4
 A(4)=-1.234300E4
 A(5)= 6.959999E3
 A(6)=-1.573333E3
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C FREDN 114
 5000 TCR=418.16
 5050 GOTO(5100,5200,5300,5400,5500,5600,5700,5800,5900,
 16000,6100,6200,6300),N

C X=.7
 5100 A(1)= 8.888482E4
 A(2)=-4.166007E5
 A(3)= 7.342415E5
 A(4)=-5.763173E5
 A(5)= 1.698933E5
 A(6)=0.
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.725
 5200 A(1)= 50986.7691
 A(2)=-238510.114
 A(3)= 419687.378
 A(4)=-328970.829
 A(5)= 96865.124
 A(6)=0.
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.75
 = VSUC 73/172 OPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS FTN 5.1+642

5300 A(1)= 2.952781E4
 A(2)=-1.378135E5
 A(3)= 2.420429E5
 A(4)=-1.894233E5
 A(5)= 5.570000E4
 A(6)=0.
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.775
 5400 A(1)= 17754.568
 A(2)=-82676.243
 A(3)= 144933.343
 A(4)=-113247.021
 A(5)= 33256.016
 A(6)= 0.
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.8
 5500 A(1)= 1.122830E4
 A(2)=-5.218350E4
 A(3)= 9.133373E4
 A(4)=-7.127200E4
 A(5)= 2.090667E4
 A(6)=0.
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.825
 5600 A(1)= 7332.09
 A(2)=-34013.874
 A(3)= 59446.34
 A(4)=-46333.77
 A(5)= 13578.144
 A(6)=0.

C X=.85
 5700 A(1)= 4.777994E3

A(2)=-2.211374E4
 A(3)= 3.857623E4
 A(4)=-3.002133E4
 A(5)= 8.786667E3
 A(6)=0.
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.875
 5800 A(1)= 3114.256
 A(2)=-14370.78
 A(3)= 25009.09
 A(4)=-19424.37
 A(5)= 5675.696
 A(6)=0.
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.9
 5900 A(1)= 2.232443E3
 A(2)=-1.028849E4
 A(3)= 1.788687E4
 A(4)=-1.388133E4
 A(5)= 4.053333E3

= VSUC 73/172 OPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS FTN 5.1+642

A(6)=0.
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.925
 6000 A(1)= 1874.656
 A(2)=-8659.53
 A(3)= 15085.19
 A(4)=-11727.36
 A(5)= 3429.517
 A(6)=0.
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.95
 6100 A(1)= 1.140685E3
 A(2)=-5.240247E3
 A(3)= 9.089067E3
 A(4)=-7.041333E3
 A(5)= 2.053333E3
 A(6)=0.
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.975
 6200 A(1)= 1.914440E3
 A(2)=-1.065111E4
 A(3)= 2.384363E4
 A(4)=-2.680000E4
 A(5)= 1.510666E4
 A(6)=-3.413333E3
 IF (I.EQ.1) GOTO 2600
 GOTO 2500

C X=.995
 6300 A(1)= 1.526193E3
 A(2)=-8.501316E3

```

A(3)= 1.906168E4
A(4)=-2.146633E4
A(5)= 1.212666E4
A(6)=-2.746666E3
IF (I.EQ.1) GOTO 2600
GOTO 2500
2500 Y=TCD/TCR
VX1=A(1)+A(2)*Y+A(3)*Y**2+A(4)*Y**3+A(5)*Y**4+A(6)*Y**5
N=N+1
I=1
GOTO 700
2600 VX2=A(1)+A(2)*Y+A(3)*Y**2+A(4)*Y**3+A(5)*Y**4+A(6)*Y**5
XX2=(N*.025)+.675
N=N-1
XX1=(N*.025)+.675
VSCI=((VX2-VX1)/(XX2-XX1))*(X-XX1)+VX1
VSC=((((QCD/(1+NIS*(COPI-1)))*NIS*COPI)/1000)*VSCI/.85
WRITE (6,60) VSCI,VSC
60 FORMAT (/,↑ VSCI=↑,F8.3,↑ VSC=↑,F8.3)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE NEWTON(XA,XB,YA,YB,YC,YD,IN)
REAL XA,XB,Y(4),Z(7),DT(30),E,X(30),FMER,XM,B(3),A(3)
INTEGER IN,N,I,FLUIDO,NALT,J

REAL TAMB,TPR,TREJ,NIS,NMEC,NEL,MPR,MREJ,
^VCPAL,VCPPF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV,PRECIS
REAL TEE,NFL,COPI,QCD,QEV,TSE,TEV,TCO,ACD,AEV,CCD,CEV,
^WALT,TEQI,TEFI,TSFI,ATCI,TSQI,QT,EBAB,IT
COMMON/DADDS/TAMB,TPR,TREJ,NIS,NMEC,NEL,MPR,MREJ,
^VCPAL,VCPPF,CVAP,CELETR,JUR,IR,K,HLV,UHH,UCD,UEV,PRECIS,FLUIDO
COMMON/SAIDA/TEE,NFL,COPI,QCD,QEV,TSE,TEV,TCO,ACD,AEV,CCD,CEV,
^NALT,WALT,TEQI,TEFI,TSFI,ATCI,TSQI,QT,EBAB,IT,VSC,CTCI,ITA,CALT
C DEFINICAO DA PRECISAO DO PROCESSO
Y(1)=YA
Y(2)=YB
Y(3)=YC
Y(4)=YD
E=0.01

DO 10 I=1,4
Z(I)=Y(I)
10 CONTINUE

X(1)=XA
X(2)=XB
Z(IN)=X(1)
DT(1)=(-1)*FMER(Z(1),Z(2),Z(3),Z(4))
WRITE(6,30) TEFI-273.16,TSQI-273.16,TSFI-273.16,TCO-273.16,
-TEE-273.16,TSE-273.16,TEV-273.16,QCD,ACD,CCD,QEV,AEV,CEV,COPI,NF
-WALT,NALT,ATCI,CTCI,EBAB,IT,DT(1),Z(1),Z(2),Z(3),Z(4),XA,XB,IN,
^CALT,QT
Z(IN)=X(2)
DT(2)=(-1)*FMER(Z(1),Z(2),Z(3),Z(4))
WRITE(6,40) TEFI-273.16,TSQI-273.16,TSFI-273.16,TCO-273.16,

```

-TEE-273.16,TSE-273.16,TEV-273.16,QCD,ACD,CCD,QEV,AEV,CEV,COPI,NFL,
 -WALT,NALT,ATCI,CTCI,EBAB,IT,OT(2),Z(1),Z(2),Z(3),Z(4),XA,XB,IN,
 -CALT,CT

X(3)=(X(1)+X(2))/2

J=0

80 Z(IN)=X(3)
 OT(3)=(-1)*FMER(Z(1),Z(2),Z(3),Z(4))
 IF ((OT(3).GT.OT(1)).AND.(OT(2).GT.OT(1))) THEN
 J=J+1
 X(3)=X(3)+((-1)**J)*(XB-XA)/20*J
 IF ((X(3).LT.X(1)).OR.(X(3).GT.X(2))) THEN
 WRITE(6,90)
 90 FORMAT(/↑ FUNCAO NAO ADEQUADA AO METODO↑)
 STOP
 ELSE
 GOTO 80
 ENDIF
 ENDIF
 I=4

NEWTON 73/172 OPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS FTN 5.1+642 B

100 XM=X(3)
 B(1)=X(1)**2-X(2)**2
 B(2)=X(2)**2-X(3)**2
 B(3)=X(3)**2-X(1)**2
 A(1)=X(1)-X(2)
 A(2)=X(2)-X(3)
 A(3)=X(3)-X(1)
 X(I)=.5*(B(2)*OT(1)+B(3)*OT(2)+B(1)*OT(3))/(A(2)*OT(1)+A(3)*OT(2)+
 ^A(1)*OT(3))
 WRITE(6,200) I,X(I)
 200 FORMAT(/↑ I=↑,I3,↑ X(I)=↑,F10.3)
 IF ((ABS((X(I)-XM)/XM)).LE.E) THEN
 Y(IN)=X(I)
 YA=Y(1)
 YB=Y(2)
 YC=Y(3)
 YD=Y(4)
 GOTO 300
 ELSE
 Z(IN)=X(I)
 OT(I)=(-1)*FMER(Z(1),Z(2),Z(3),Z(4))
 WRITE(6,70) TEFI-273.16,TSQI-273.16,TSFI-273.16,TCD-273.16,
 -TEE-273.16,TSE-273.16,TEV-273.16,QCD,ACD,CCD,QEV,AEV,CEV,COPI,NFL,
 -WALT,NALT,ATCI,CTCI,EBAB,IT,OT(I),Z(1),Z(2),Z(3),Z(4),XA,XB,
 -IN,CALT,CT
 IF (OT(I).GT.OT(3)) THEN
 IF (X(I).GT.X(3)) THEN
 X(2)=X(I)
 OT(2)=OT(I)
 ELSE
 X(1)=X(I)
 OT(1)=OT(I)
 ENDIF
 ELSE
 IF(X(I).GT.X(3)) THEN
 X(1)=X(3)

```
DT(1)=CT(3)
```

```
X(3)=X(1)
```

```
DT(3)=DT(1)
```

```
ELSE
```

```
X(2)=X(3)
```

```
DT(2)=DT(3)
```

```
X(3)=X(1)
```

```
DT(3)=DT(1)
```

```
ENDIF
```

```
ENDIF
```

```
ENDIF
```

```
I=I+1
```

```
GOTO 100
```

```
30 FORMAT(/,† TEFI=†,F7.2,† TSQI=†,F7.2,† TEC=†,F7.2,† TCD=†,F7.2,
```

```
1† TEE=†,F7.2,† TSE=†,F7.2,† TEV=†,F7.2,† QCD=†,E10.4,† ACD=†,
```

```
2F7.2,/,† CCD=†,E10.4,† QEV=†,E10.4,† AEV=†,F7.2,† CEV=†,E10.4,
```

```
3† COPI=†,F7.2,† NFL=†,F6.3,† WALT=†,F7.2,† NALT=†,
```

```
4I3,/,† ATCI=†,F7.2,† CTCI=†,E10.4,† EBAB=†,E10.4,† IT=†,E10.4,
```

```
5† DT(1)=†,E10.4,† Z(1)=TEC=†,F7.2,† Z(2)=TSC=†,F7.2,/,
```

```
6† Z(3)=DTCD=†
```

```
7,F7.2,† Z(4)=DTEV=†,F7.2,† XA=†,F7.2,† XB=†,F7.2,† IN=†,I3,†
```

```
NEWTON 73/172 OPT=0,ROUND= A/ S/ M/-D,-DS FTN 5.1+642
```

8

```
8 CALT=†,E10.4,† QT=†,E10.4)
```

```
40 FORMAT(/† TEFI=†,F7.2,† TSQI=†,F7.2,† TEC=†,F7.2,† TCD=†,F7.2,
```

```
1† TEE=†,F7.2,† TSE=†,F7.2,† TEV=†,F7.2,† QCD=†,E10.4,† ACD=†,
```

```
2F7.2,/,† CCD=†,E10.4,† QEV=†,E10.4,† AEV=†,F7.2,† CEV=†,E10.4,
```

```
3† COPI=†,F7.2,† NFL=†,F6.3,† WALT=†,F7.2,† NALT=†,
```

```
4I3,/,† ATCI=†,F7.2,† CTCI=†,E10.4,† EBAB=†,E10.4,† IT=†,E10.4,
```

```
5† DT(2)=†,E10.4,† Z(1)=TEC=†,F7.2,† Z(2)=TSC=†,F7.2,/,
```

```
6† Z(3)=DTCD=†
```

```
7,F7.2,† Z(4)=DTEV=†,F7.2,† XA=†,F7.2,† XB=†,F7.2,† IN=†,I3,†
```

```
8 CALT=†,E10.4,† QT=†,E10.4)
```

```
50 FORMAT(/,† XC=†,F7.2,† XD=†,F7.2,† XF=†,F7.2,† FD=†,F13.2)
```

```
70 FORMAT(/,† TEFI=†,F7.2,† TSQI=†,F7.2,† TEC=†,F7.2,† TCD=†,F7.2,
```

```
1† TEE=†,F7.2,† TSE=†,F7.2,† TEV=†,F7.2,† QCD=†,E10.4,† ACD=†,
```

```
2F7.2,/,† CCD=†,E10.4,† QEV=†,E10.4,† AEV=†,F7.2,† CEV=†,E10.4,
```

```
3† COPI=†,F7.2,† NFL=†,F6.3,† WALT=†,F7.2,† NALT=†,
```

```
4I3,/,† ATCI=†,F7.2,† CTCI=†,E10.4,† EBAB=†,E10.4,† IT=†,E10.4,
```

```
5† DT(1)=†,E10.4,† Z(1)=TEC=†,F7.2,† Z(2)=TSC=†,F7.2,/,
```

```
6† Z(3)=DTCD=†
```

```
7,F7.2,† Z(4)=DTEV=†,F7.2,/,† XA=†,F7.2,† XB=†,F7.2,
```

```
8† IN=†,I3,/,†
```

```
9 CALT=†,E10.4,† QT=†,E10.4)
```

```
60 FORMAT(/,† XC=†,F7.2,† XD=†,F7.2,† XF=†,F7.2,† FD=†,F13.2,
```

```
*† DT(1)=†,F13.2,† IN=†,I3,† I=†,I3)
```

```
300 RETURN
```

```
END
```

São apresentados a seguir exemplos de resultados do processamento. A simbologia utilizada nestes resultados é a seguinte:

TEFI = temperatura da água de processo na entrada do trocador de calor (quando houver) ($^{\circ}\text{C}$)

TSQI = temperatura do líquido efluente na saída do trocador de calor (quando houver) ($^{\circ}\text{C}$)

TEC = temperatura de entrada no condensador ($^{\circ}\text{C}$)

TCD = temperatura de condensação do refrigerante ($^{\circ}\text{C}$)

TEE = temperatura de entrada no evaporador ($^{\circ}\text{C}$)

TSE = temperatura de saída do evaporador ($^{\circ}\text{C}$)

TSC = temperatura de saída do condensador ($^{\circ}\text{C}$)

TEV = temperatura de evaporação do refrigerante ($^{\circ}\text{C}$)

QCD = taxa de troca de calor no condensador (kcal/h)

ACD = área de troca de calor do condensador (m^2)

CCD = custo do condensador (US\$)

QEV = taxa de troca de calor do evaporador (kcal/h)

AEV = área de troca do calor do evaporador (m^2)

CEV = custo do evaporador (US\$)

COPI = coeficiente de performance do ciclo de compressão ideal

NFL = rendimento do ciclo ideal de compressão

WALT = potência elétrica consumida pelo(s) compressor(es) (kw)

NALT = número de compressores

ATCI = área de troca de calor do trocador de calor a placas (m^2)

CTCI = custo do trocador de calor a placas (US\$)

EBAB = economia bruta anual (US\$)

IT = investimento total (US\$)

OT = figura de mérito (VPL ou TR)

VSCI = vazão volumétrica na sucção do compressor do ciclo ideal (m^3/h)

VSC = deslocamento volumétrico do compressor

CALT = custo do compressor (US\$)

QT = carga térmica suprida pelos sistema B.C. + T.C. ou só pela B.C. (kcal/h)

XA, XB, XC, XD, XF = parâmetros do método de Fibonacci

SETOR TEXTIL, ALTERNATIVA I. VARIANDO Cee, R-114, FIGURA DE MÉRITO VPL

TEFI= 20.00 TSOI= 22.30 TEC= 64.86 TCD= 76.27 TEE= 75.00 TSE= 67.16 TEV= 63.27 OCD= .3317E+06 ACD= 86.50
 CCD= .1472E+05 OEV= .3137E+06AEV= 110.54 CEV= .1703E+05 CCP1= 24.22 NFL= .901 WALT= 29.57 NALT= 1
 ATCI= 195.21 CTCI= .4483E+05 EBAB= .2852E+06 IT= .1054E+06 CT(I)= .9561E+06 Z(1)=TEC= 64.86 Z(2)=TSC= 73.15
 Z(3)=DTCD= 3.12 Z(4)=DTEV= 3.88
 XA= 345.02 XB= 348.16 XC= 346.22 XD= 346.31 XF= 346.31 FD= 956122.64 IN= 2
 CALT= .8621E+04 GT= .2126E+07
 TR= .615 VSCI= .91517 VSC= 372.558 N= 8

TEFI= 20.00 TSOI= 22.30 TEC= 64.86 TCD= 76.27 TEE= 75.00 TSE= 67.16 TEV= 63.27 OCD= .3317E+06 ACD= 86.50
 CCD= .1472E+05 OEV= .3137E+06AEV= 110.54 CEV= .1703E+05 CCP1= 24.22 NFL= .901 WALT= 29.57 NALT= 1
 ATCI= 195.21 CTCI= .4483E+05 EBAB= .2852E+06 IT= .1054E+06 CT(I)= .9561E+06 Z(1)=TEC= 64.86 Z(2)=TSC= 73.15
 Z(3)=DTCD= 3.12 Z(4)=DTEV= 3.88
 XA= 1.00 XB= 10.00 XC= 2.85 XD= 3.12 XF= 3.12 FD= 956122.64 IN= 3
 CALT= .8621E+04 GT= .2126E+07
 TR= .615 VSCI= .91517 VSC= 372.558 N= 8

TEFI= 20.00 TSOI= 22.30 TEC= 64.86 TCD= 76.27 TEE= 75.00 TSE= 67.15 TEV= 63.33 OCD= .3317E+06 ACD= 86.50
 CCD= .1472E+05 OEV= .3136E+06AEV= 111.58 CEV= .1712E+05 CCP1= 24.33 NFL= .901 WALT= 29.44 NALT= 1
 ATCI= 195.39 CTCI= .4485E+05 EBAB= .2855E+06 IT= .1056E+06 CT(I)= .9563E+06 Z(1)=TEC= 64.86 Z(2)=TSC= 73.15
 Z(3)=DTCD= 3.12 Z(4)=DTEV= 3.82
 XA= 3.00 XB= 10.00 XC= 3.62 XD= 3.82 XF= 3.82 FD= 956124.15 IN= 4
 CALT= .8621E+04 GT= .2126E+07
 TR= .616 VSCI= .91376 VSC= 371.906 N= 8

CONVERGIU

TEFI= 20.00 TSOI= 22.28 TEC= 65.80 TCD= 78.16 TEE= 75.00 TSE= 68.06 TEV= 63.06 OCD= .2955E+06 ACD= 60.48
 CCD= .1184E+05 OEV= .2768E+06AEV= 86.88 CEV= .1476E+05 CCP1= 20.71 NFL= .890 WALT= 30.74 NALT= 1
 ATCI= 200.62 CTCI= .4564E+05 EBAB= .2760E+06 IT= .9734E+05 CT(I)= .9292E+06 Z(1)=TEC= 65.80 Z(2)=TSC= 73.18
 Z(3)=DTCD= 5.00 Z(4)=DTEV= 5.00
 XA= 293.16 XB= 340.34 XC= 336.96 XD= 340.34 FD= 929164.76 IN= 1
 CALT= .7865E+04 GT= .2127E+07
 TR= .586 VSCI= .93218 VSC= 340.526 N= 8

TEFI= 20.00 TSOI= 23.43 TEC= 65.80 TCD= 76.69 TEE= 75.00 TSE= 64.23 OCD= .2436E+06 ACD= 53.13
 CCD= .1095E+05 OEV= .2309E+06AEV= 76.76 CEV= .1365E+05 CCP1= 24.91 NFL= .901 WALT= 21.14 NALT= 1
 ATCI= 133.52 CTCI= .3490E+05 EBAB= .2745E+06 IT= .8264E+05 CT(I)= .9365E+06 Z(1)=TEC= 65.80 Z(2)=TSC= 71.89
 Z(3)=DTCD= 5.00 Z(4)=DTEV= 5.00
 XA= 344.96 XB= 346.16 XC= 344.96 XD= 345.05 XF= 345.05 FD= 936489.53 IN= 2
 CALT= .7184E+04 GT= .2076E+07
 TR= .499 VSCI= .89601 VSC= 267.711 N= 8

TEFI= 20.00 TSOI= 23.35 TEC= 65.80 TCD= 73.69 TEE= 75.00 TSE= 69.15 TEV= 64.15 OCD= .2438E+06 ACD= 98.72
 CCD= .1594E+05 OEV= .2341E+06AEV= 77.50 CEV= .1377E+05 CCP1= 33.35 NFL= .917 WALT= 15.84 NALT= 1
 ATCI= 136.73 CTCI= .3545E+05 EBAB= .2777E+06 IT= .9011E+05 CT(I)= .9415E+06 Z(1)=TEC= 65.80 Z(2)=TSC= 71.89
 Z(3)=DTCD= 1.79 Z(4)=DTEV= 5.00
 XA= 1.00 XB= 10.00 XC= 1.53 XD= 1.79 XF= 1.79 FD= 941492.66 IN= 3
 CALT= .6730E+04 GT= .2076E+07
 TR= .539 VSCI= .87176 VSC= 257.737 N= 8

TEFI= 20.00 TSOI= 23.35 TEC= 65.80 TCD= 73.69 TEE= 75.00 TSE= 69.15 TEV= 64.00 OCD= .2436E+06 ACD= 98.72

SETOR TEXTIL, ALTERNATIVA 2. VARIANDO Trej , R-12, FIGURA DE MÉRITO TR

TEFI= 20.00 TSOI= 21.91 TEC= 38.09 TCD= 53.58 TEE= 21.91 TSE= 17.30 TEV= 11.54 QCD= .2300E+06 ACD= 30.95
 CCD= .8057E+04 OEV= .1842E+06AEV= 58.70 CEV= .1163E+05 CCPI= 6.35 NFL= .817 WALT= 75.33 NALT= 1
 ATCI= 94.81 CTCI= .2759E+05 EBAB= .1170E+06 IT= .7031E+05 CT(I)=.1014E+01 Z(1)=TEC= 38.09 Z(2)=TSC= 43.84
 Z(3)=DTC= 9.74 Z(4)=DTEV= 5.76
 XA= 293.16 XB= 313.00 XC= 311.25 XD= 311.64 XE= -1.01 IN= 1
 CALT= .8621E+04 QT= .9537E+06
 TR= 1.014 VSCI= 1.36066 VSC= 437.047 N= 8 VPRESB= .3688E+06

TEFI= 20.00 TSOI= 21.91 TEC= 38.09 TCD= 53.63 TEE= 21.91 TSE= 17.27 TEV= 11.50 QCD= .2320E+06 ACD= 31.15
 CCD= .8066E+04 OEV= .1856E+06AEV= 59.05 CEV= .1167E+05 CCPI= 6.34 NFL= .817 WALT= 76.12 NALT= 1
 ATCI= 94.81 CTCI= .2759E+05 EBAB= .1172E+06 IT= .7418E+05 CT(I)=.1071E+01 Z(1)=TEC= 38.09 Z(2)=TSC= 43.89
 Z(3)=DTC= 9.74 Z(4)=DTEV= 5.76
 XA= 316.25 XB= 343.42 XC= 317.05 XD= 317.85 XE= -1.07 IN= 2
 CALT= .1113E+05 QT= .9556E+06
 TR= 1.071 VSCI= 1.36241 VSC= 441.473 N= 8 VPRESB= .3659E+06

TEFI= 20.00 TSOI= 21.91 TEC= 38.09 TCD= 53.36 TEE= 21.91 TSE= 17.26 TEV= 11.50 QCD= .2320E+06 ACD= 31.85
 CCD= .8181E+04 OEV= .1859E+06AEV= 59.12 CEV= .1168E+05 CCPI= 6.38 NFL= .818 WALT= 75.64 NALT= 1
 ATCI= 94.81 CTCI= .2759E+05 EBAB= .1173E+06 IT= .7028E+05 CT(I)=.1016E+01 Z(1)=TEC= 38.09 Z(2)=TSC= 43.89
 Z(3)=DTC= 9.47 Z(4)=DTEV= 5.76
 XA= 1.00 XB= 10.00 XC= 9.47 XD= 9.74 XE= -1.02 IN= 3
 CALT= .8621E+04 QT= .9556E+06
 TR= 1.016 VSCI= 1.36063 VSC= 440.341 N= 8 VPRESB= .3694E+06

TEFI= 20.00 TSOI= 21.91 TEC= 38.09 TCD= 53.36 TEE= 21.91 TSE= 17.26 TEV= 11.50 QCD= .2320E+06 ACD= 31.85
 CCD= .8181E+04 OEV= .1859E+06AEV= 59.12 CEV= .1168E+05 CCPI= 6.38 NFL= .818 WALT= 75.64 NALT= 1
 ATCI= 94.81 CTCI= .2759E+05 EBAB= .1173E+06 IT= .7028E+05 CT(I)=.1016E+01 Z(1)=TEC= 38.09 Z(2)=TSC= 43.89
 Z(3)=DTC= 9.47 Z(4)=DTEV= 5.76
 XA= 1.00 XB= 10.00 XC= 5.76 XD= 5.76 XE= -1.02 IN= 4
 CALT= .8621E+04 QT= .9556E+06
 TR= 1.016 VSCI= 1.36063 VSC= 440.341 N= 8 VPRESB= .3694E+06

***CONVERGIU

SETOR ALIMENTOS. VARIANDO "K", R-22, FIGURA DE MÉRITO VPL

TEFI=-273.16 TS01=-273.16 TEC=-273.16 TCD= 49.41 TEE= 3C.00 TSE= 16.05 TEV= 16.79 QCD= .8274E+06 ACD= 156.35
 CCD= .2061E+05 GEV= .6950E+06AEV= 343.20 CEV= .2753E+05 CCP= 8.26 NFL= .836 WALT= 210.65 NALT= 2
 ATCI= .00 CTCI= .0000E+00 EBAB= .7295E+05 IT= .9613E+05 CT(1)= .1845E+06 Z(1)=TEC= 20.56 Z(2)=TSC= 48.14
 Z(3)=DTCD= 1.26 Z(4)=DTEV= 1.26
 XA= 1.00 XB= 10.00 XC= 1.00 XD= 1.26 XF= 184470.68 IN= 4
 CALT= .2053E+05 GT= .8274E+06

VPRESB= 164470.68 VSCI= .70309 VSC= 300.775 N= 8 TR= 2.332

TEFI=-273.16 TS01=-273.16 TEC=-273.16 TCD= 49.41 TEE= 3C.00 TSE= 16.05 TEV= 16.79 QCD= .8274E+06 ACD= 156.35
 CCD= .2061E+05 GEV= .6950E+06AEV= 343.20 CEV= .2753E+05 CCP= 8.26 NFL= .836 WALT= 210.65 NALT= 2
 ATCI= .00 CTCI= .0000E+00 EBAB= .7295E+05 IT= .9613E+05 CT(1)= .1845E+06 Z(1)=TEC= 20.56 Z(2)=TSC= 48.14
 Z(3)=DTCD= 1.26 Z(4)=DTEV= 1.26
 XA= 293.16 XB= 312.30 XC= 293.72 XD= 293.72 XF= 184470.31 IN= 1
 CALT= .2053E+05 GT= .8274E+06

VPRESB= 164470.31 VSCI= .70309 VSC= 300.775 N= 8 TR= 2.333

TEFI=-273.16 TS01=-273.16 TEC=-273.16 TCD= 49.41 TEE= 3C.00 TSE= 16.05 TEV= 16.79 QCD= .8274E+06 ACD= 156.35
 CCD= .2061E+05 GEV= .6950E+06AEV= 343.20 CEV= .2753E+05 CCP= 8.26 NFL= .836 WALT= 210.65 NALT= 2
 ATCI= .00 CTCI= .0000E+00 EBAB= .7295E+05 IT= .9613E+05 CT(1)= .1845E+06 Z(1)=TEC= 20.56 Z(2)=TSC= 48.14
 Z(3)=DTCD= 1.26 Z(4)=DTEV= 1.26
 XA= 301.72 XB= 321.90 XC= 320.71 XD= 321.30 XF= 184470.32 IN= 2
 CALT= .2053E+05 GT= .8274E+06

VPRESB= 184470.32 VSCI= .70309 VSC= 300.775 N= 8 TR= 2.333

TEFI=-273.16 TS01=-273.16 TEC=-273.16 TCD= 49.41 TEE= 3C.00 TSE= 16.05 TEV= 16.79 QCD= .8274E+06 ACD= 156.35
 CCD= .2061E+05 GEV= .6950E+06AEV= 343.20 CEV= .2753E+05 CCP= 8.26 NFL= .836 WALT= 210.65 NALT= 2
 ATCI= .00 CTCI= .0000E+00 EBAB= .7295E+05 IT= .9613E+05 CT(1)= .1845E+06 Z(1)=TEC= 20.56 Z(2)=TSC= 48.14
 Z(3)=DTCD= 1.26 Z(4)=DTEV= 1.26
 XA= 1.00 XB= 10.00 XC= 1.00 XD= 1.26 XF= 184470.32 IN= 3
 CALT= .2053E+05 GT= .8274E+06

VPRESB= 184470.32 VSCI= .70309 VSC= 300.775 N= 8 TR= 2.333

TEFI=-273.16 TS01=-273.16 TEC=-273.16 TCD= 49.41 TEE= 3C.00 TSE= 16.05 TEV= 16.79 QCD= .8274E+06 ACD= 156.35
 CCD= .2061E+05 GEV= .6950E+06AEV= 343.20 CEV= .2753E+05 CCP= 8.26 NFL= .836 WALT= 210.65 NALT= 2
 ATCI= .00 CTCI= .0000E+00 EBAB= .7295E+05 IT= .9613E+05 CT(1)= .1845E+06 Z(1)=TEC= 20.56 Z(2)=TSC= 48.14
 Z(3)=DTCD= 1.26 Z(4)=DTEV= 1.26
 XA= 1.00 XB= 10.00 XC= 1.00 XD= 1.26 XF= 184470.32 IN= 4
 CALT= .2053E+05 GT= .8274E+06

VPRESB= 184470.32 VSCI= .70309 VSC= 300.775 N= 8 TR= 2.333

CONVERGIU