

SILVIO DE OLIVEIRA JÚNIOR

Engº Mecânico, Escola Politécnica da USP, 1977

APLICAÇÕES INDUSTRIAIS DE BOMBAS DE CALOR
- METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO

Escola Politécnica
São Paulo

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

Orientador: Prof. Dr. Otávio de Mattos Silveiras
Professor Assistente do Departamento de
Engenharia Mecânica da EPUSP

SÃO PAULO - 1985

ESTE TRABALHO É DEDICADO A:

- Meus pais,
pelo amor e sacrifícios;
- Avany, minha companheira de sempre,
pelo amor, apoio e paciência;
- Tatiana, minha filhinha,
pelo futuro;
- Companheiros do AET-IPT,
pelas lutas que travamos na construção de um autêntico
grupo de pesquisas.

AGRADECIMENTOS

Ao Otávio Silveiras, pela orientação e colaboração prestadas ao longo de todo meu programa de Mestrado.

Aos companheiros do projeto "Conservação e Substituição de Energia em Processos Industriais através do Emprego de Bombas de Calor": Ademar H. Ushima, Chern C. Chin, José Manoel M. Leites, Marco Antonio S. de Paiva e Pedro I. Millan, que tive o prazer de coordenar, e onde as principais idéias apresentadas neste trabalho foram discutidas e aprofundadas.

Ao Prof. Dr. José Maria S. Jabardo, ao Eng. Francisco Domingues A. de Souza e à Bibliotecária Maria A. Salles, pelas contribuições fornecidas na elaboração deste trabalho.

À mana Sonia Maria pelo constante apoio e incentivo.

Aos companheiros do Agrupamento de Engenharia Térmica do IPT: Aluisio de Oliveira Marcondes, João Francisco Peral Cespedes e Saburo Ikeda pelo apoio e incentivo na realização deste trabalho.

À Janet Maria Cardoso pelos valiosos serviços de datilografia.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma metodologia para avaliação do desempenho energético e econômico de bombas de calor, que operam segundo o ciclo de compressão de vapor, aplicadas em processos industriais.

A avaliação do desempenho energético baseia-se em um equacionamento geral da bomba de calor onde o coeficiente de eficácia é obtido a partir do rendimento do ciclo ideal de compressão de vapor. Este rendimento é definido como a relação entre o coeficiente de eficácia do ciclo de compressão ideal e o coeficiente de eficácia do ciclo de Carnot operando entre as temperaturas de evaporação e condensação do ciclo de compressão.

Foram geradas neste trabalho curvas do rendimento do ciclo de compressão ideal para alguns refrigerantes, em termos de parâmetros adimensionais. Esta nova forma de cálculo do coeficiente de eficácia mostrou-se extremamente simples e precisa, evidenciando também ser possível o uso de curvas generalizadas para alguns refrigerantes.

A avaliação da atratividade econômica é feita calculando-se o custo inicial do equipamento a partir de potência de acionamento do compressor, estimando-se ainda as economias bruta e líquida anuais e o tempo de retorno do investimento.

São identificados os setores industriais onde a bomba de calor afigura-se como elemento de conservação e substituição de energéticos.

Para caracterizar a potencialidade de emprego das bombas de calor são analisados quatro casos de aplicação através da metodologia de avaliação de desempenho, sendo dois em processos de indústrias têxteis e dois em indústrias de alimentos.

Os resultados obtidos atestam que é possível se realizar a previsão do comportamento de bombas de calor industriais de forma simples e precisa, e que o uso da bomba de calor é hoje uma opção promissora, não apenas na substituição de derivados de petróleo, mas também como elemento de conservação de energia elétrica.

ABSTRACT

In the present thesis a methodology is described for evaluating the energetic and economic performance of industrial heat pumps that operate according to the vapor compression cycle.

A general heat pump equation is developed for evaluating its energetic performance, where the coefficient of performance is obtained as a function of the ideal vapor compression cycle efficiency. This efficiency is defined as a relationship between the coefficient of performance of the ideal cycle and the coefficient of performance of the Carnot cycle operating between the evaporating and condensing temperatures of the vapor compression cycle.

Curves of the efficiency of the ideal vapor compression cycle were obtained for some refrigerants, using dimensionless parameters. This new procedure of calculating the coefficient of performance proved to be very simple and accurate. It's also shown that it is possible the use of generalized curves for some refrigerants.

The economic attractiveness is evaluated with the calculation of the heat pumps initial cost as a function of the compressor power. It's also estimated the annual net and gross saving, and the pay-back period.

A survey of industrial sectors where the heat pumps can be used for energy conservation and substitution of petroleum derivatives is presented.

Four cases of applications of heat pumps in industrial processes are analysed using the mentioned methodology; two in the textile sector and two in the food sector.

The results obtained show that it is possible to predict the performance of industrial heat pumps in a simple and accurate procedure, and that the use of heat pumps today is an interesting alternative not only as a form of petroleum derivatives substitution, but also as an element of electric energy conservation.

ÍNDICE

NOTAÇÃO E NOMENCLATURA.....	i
LISTA DE FIGURAS.....	vi
LISTA DE TABELAS.....	xi
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. ESTADO DA ARTE DAS BOMBAS DE CALOR.....	3
2.1. HISTÓRICO.....	3
2.2. CONCEITUAÇÃO.....	5
2.3. COEFICIENTE DE EFICÁCIA.....	7
2.4. CICLOS TERMODINÂMICOS.....	10
2.4.1. Sistemas termodinâmicos.....	10
2.4.2. Ciclo de compressão de vapor.....	12
2.4.3. Ciclo por compressão e expansão de gás.....	23
2.4.4. Efeito Peltier.....	25
2.4.5. Ciclo de absorção.....	29
2.4.6. Ciclo com ejetor de vapor.....	33
2.5. BOMBA DE CALOR CONVENCIONAL.....	34
2.5.1. Introdução.....	34
2.5.2. Refrigerantes.....	36
2.5.3. Compressores.....	45
2.5.4. Condensadores e evaporadores.....	50
2.5.5. Dispositivos de expansão.....	51
3. APLICAÇÕES INDUSTRIAIS DE BOMBAS DE CALOR.....	53
3.1. AVALIAÇÃO DAS POTENCIALIDADES DE APLICAÇÃO DE BOMBAS DE CALOR EM PROCESSOS INDUSTRIAIS.....	53

3.2. INSTALAÇÕES EXISTENTES DE BOMBAS DE CALOR.....	57
3.3. FABRICANTES DE EQUIPAMENTOS.....	61
3.3.1. Considerações gerais.....	61
3.3.2. Mycom (Mayekawa do Brasil).....	61
3.3.3. Sulzer do Brasil S.A.....	62
3.3.4. Sabroe Atlas do Brasil S.A.....	63
3.3.5. Outros fabricantes de compressores.....	63
4. METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO.....	65
4.1. INTRODUÇÃO.....	65
4.2. METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO ENERGÉTICA.....	66
4.2.1. Equacionamento geral da bomba de calor.....	66
4.2.2. Cálculo de η_i	71
4.2.3. Determinação de η_{ise} , η_m e η_e	80
4.2.4. Diferenças mínimas de temperatura.....	82
4.2.5. Síntese do método.....	82
4.2.6. Observações finais.....	83
4.3. METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO ECONÔMICA.....	84
4.3.1. Introdução.....	84
4.3.2. Cálculo do investimento inicial.....	84
4.3.3. Cálculo das economias obtidas e do tempo de retorno do investimento.....	86
4.3.4. Síntese do método.....	87
5. ANÁLISE DE CASOS DE APLICAÇÃO.....	89
5.1. INTRODUÇÃO.....	89
5.2. SETOR TÊXTIL.....	90
5.2.1. Estudo de Caso 1.....	90
5.2.1.1. Caracterização da Unidade Industrial.....	90

5.2.1.2. Propostas de aplicação de bombas de calor.....	91
5.2.1.3. Soluções alternativas à bomba de calor.....	97
5.2.1.4. Comentários finais.....	98
5.2.2. Estudo de Caso 2.....	98
5.2.2.1. Caracterização da Unidade Industrial.....	98
5.2.2.2. Propostas de aplicação de bombas de calor.....	100
5.2.2.3. Soluções alternativas à bomba de calor.....	106
5.2.2.4. Comentários finais.....	106
5.3. SETOR DE ALIMENTOS.....	107
5.3.1. Estudo de Caso 3.....	107
5.3.1.1. Caracterização da Unidade Industrial.....	107
5.3.1.2. Propostas de aplicação de bombas de calor.....	108
5.3.1.3. Soluções alternativas à bomba de calor.....	111
5.3.1.4. Comentários finais.....	111
5.3.2. Estudo de Caso 4.....	111
5.3.2.1. Caracterização da Unidade Industrial.....	111
5.3.2.2. Propostas de aplicação de bombas de calor.....	112
5.3.2.3. Soluções alternativas à bomba de calor.....	115
5.3.2.4. Comentários finais.....	115
5.4. CONCLUSÕES GERAIS.....	115
6. CONCLUSÕES.....	117
ANEXO I.....	120
ANEXO II.....	132
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	158

NOTAÇÃO E NOMENCLATURA

- A = constante da Equação 4.26
 a, A = constante de equações do ANEXO II
 B = constante da Equação 4.26
 b, B = constante de equações do ANEXO II
 C = custo (US\$)
 c, C = constante de equações do ANEXO II
 c_p = calor específico (J/kg K)
 d, D = constante de equações do ANEXO II
 d_L = massa específica do líquido saturado (m^3/kg)
 e, E = constante de equações do ANEXO II
 E = energia fornecida (J)
 e = energia total específica (J/kg)
 E_x = exergia (J)
 e_x = exergia específica (J/kg)
 e_{xc} = exergia específica no condensador (J/kg)
 e_{xe} = exergia específica no evaporador (J/kg)
 e_{xw} = exergia específica fornecida pelo compressor (J/kg)
 f, F = constante de equações do ANEXO II
 G = constante de equações do ANEXO II
 g = aceleração gravitacional (m/s^2)
 h = entalpia específica (J/kg)
 h_{lv} = entalpia de vaporização (J/kg)
 I = corrente (A)
 I = investimento inicial (US\$)
 i = taxa anual de juros (%)
 J = constante de equações do ANEXO II

K	= constante de equações do ANEXO II
m	= massa (kg)
\dot{m}	= vazão mássica (kg/s)
\dot{m}_o	= vazão mássica do fluido que escoa pelo evaporador (kg/s)
\dot{m}_u	= vazão mássica do fluido que escoa pelo condensador (kg/s)
n	= tempo de retorno do investimento (ano)
p	= pressão (Pa)
p_o	= pressão do meio (Pa)
R	= constante de gás (N.m/kg.K)
r	= taxa de imposto de renda (%)
r_p	= relação de pressões
\dot{Q}_{cd}	= taxa de troca de calor no condensador (W)
\dot{Q}_{ev}	= taxa de troca de calor no evaporador (W)
Q_o	= calor trocado com o ambiente (J)
Q_o	= energia recuperada (J)
Q_u	= energia útil (J)
Q_{vc}	= calor trocado durante um processo (J)
$(Q_{vc})_r$	= calor trocado durante um processo reversível (J)
s	= entropia específica (J/kg K)
T	= temperatura (K)
T_a	= temperatura ambiente (K)
T_c	= temperatura crítica
T_{cd}	= temperatura de condensação (K)
T_{ec}	= temperatura de entrada no condensador (K)
T_{ee}	= temperatura de entrada no evaporador (K)
T_{ev}	= temperatura de evaporação (K)
T_f	= temperatura da região que fornece energia à bomba de calor tri-térmica (K)

- T_o = temperatura da fonte fria (K)
 T_p = temperatura de processo (K)
 T_{sc} = temperatura de saída do condensador (K)
 T_{se} = temperatura de saída do evaporador (K)
 T_u = temperatura do utilizador de energia (K)
 u = energia interna específica (J/kg)
 v = velocidade (m/s)
 v = vida útil do equipamento (ano)
 v = volume específico (m³/kg)
 v_e = volume específico do líquido saturado (m³/kg)
 v_v = volume específico do vapor saturado (m³/kg)
 w = trabalho (potência) por unidade de massa (vazão em massa) (J/kg)
 \dot{W}_{bc} = potência efetivamente fornecida ao refrigerante (W)
 W_c = trabalho realizado por ciclo de Carnot (J)
 \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 isentrópica (W)
 W_{rev} = trabalho reversível (J)
 w_{rev} = trabalho reversível específico (J/kg)
 W_{vc} = trabalho realizado durante um processo (J)
 $(W_{vc})_r$ = trabalho realizado durante um processo reversível (J)
 X = constante de equações do ANEXO II
 Y = constante de equações do ANEXO II
 z = cota (m)

LETRAS GREGAS

- α = ângulo da linha de referência
- α = constante de equações do ANEXO II
- α_c = coeficiente de transferência de calor na condensação
(W/m² K)
- ϵ = coeficiente de eficácia
- ϵ_{bc} = coeficiente de eficácia do ciclo real de compressão de vapor.
- ϵ_c = coeficiente de eficácia do ciclo de Carnot
- ϵ_g = coeficiente de eficácia do ciclo ideal por compressão e expansão de gás.
- ϵ_i = coeficiente de eficácia do ciclo de compressão ideal.
- ϵ_r = coeficiente de eficácia real
- η_e = rendimento do motor elétrico
- η_{ex} = rendimento exergético
- η_i = rendimento do ciclo de compressão ideal
- η_{ise} = rendimento isoentrópico do compressor
- η_m = rendimento mecânico do compressor
- η_t = rendimento da transmissão
- θ_1 = diferença mínima de temperatura no condensador (K)
- θ_2 = diferença mínima de temperatura no evaporador (K)

ABREVIATURAS

BCC = bomba de calor convencional

EBA = economia bruta anual (US\$)

ELA = economia líquida anual (US\$)

SCMV = sistema de compressão mecânica de vapor.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA	TÍTULO	PÁGINA
2.1	Princípio de funcionamento das bombas de calor	5
2.2	Bomba de calor ditérmica ideal	8
2.3	Bomba de calor tritérmica ideal	9
2.4	Sistemas termodinâmicos para bombas de calor	11
2.5	Ciclo ideal de compressão de vapor	12
2.6	Esquema de ciclo de compressão de vapor	13
2.7	Processos reais do ciclo de compressão de vapor.	14
2.8	Afastamento da compressão isoentrópica	15
2.9	Ciclo de compressão real com subresfriamento	18
2.10	Bomba de calor com resfriamento intermediário	20
2.11	Bomba de calor em cascata	20
2.12	Bomba de calor com mistura não azeotrópica	21
2.13	Instalação para recompressão de vapor	22
2.14	Ciclo ideal de compressão e expansão de gás	23
2.15	Bomba de calor por compressão e expansão de gás em circuito aberto	24
2.16	Bomba de calor por ciclo Brayton em um "spray-Dryer"	26
2.17	Esquema de uma bomba de calor termoelétrica	27
2.18	Bloco Peltier 1, 2 pernas do semicondutor; 3, 4 pontes de contato; 5 conexão cruzada para conexões em série.	28
2.19	Desempenho de uma bomba térmica por efeito Peltier ($T_u = 318 \text{ K}$ e $T_o = 288 \text{ K}$)	28
2.20	Esquema de um ciclo de absorção	30
2.21	Transformador térmico da MAN	33
2.22	Ciclo com ejetor de vapor	35

FIGURA	TÍTULO	PÁGINA
2.23	Capacidade volumétrica de aquecimento na temperatura de condensação de 50°C	41
2.24	Faixa de temperaturas de evaporação e condensação de refrigerantes utilizados em bombas de calor.	42
2.25	Principais tipos de compressores	46
2.26	Tipos de compressores usados em bombas de calor em função da carga térmica no condensador.	47
2.27	Rendimentos isoentrópicos para compressores alternativos e parafusos em função da relação de pressão.	49
3.1	Aplicação de bomba de calor em processos com resfriamento e aquecimento simultâneos	55
3.2	Aplicação de bomba de calor em processo de lavagem de indústria têxtil.	55
3.3	Bomba de calor como desumidificador para operações de secagem.	56
4.1	Esquema da bomba de calor	66
4.2	Curvas de η_i para R-22	72
4.3	Curvas de η_i para R-12	73
4.4	Curvas de η_i para R-114	73
4.5	Curvas de η_i para R-11	74
4.6	Curvas de η_i para R-113	74
4.7	Curva de η_i para $T_{ev}/T_{cd}=0,95$ para vários refrigerantes.	76
4.8	Curva de η_i para $T_{ev}/T_{cd}=0,90$ para vários refrigerantes.	76
4.9	Curva de η_i para $T_{ev}/T_{cd}=0,85$ para vários refrigerantes.	77

FIGURA	TÍTULO	PÁGINA
4.10	Curva de η_i para $T_{ev}/T_{cd}=0,80$ para vários re frigerantes.	77
4.11	Curvas gerais de η_i para os principais refrige rantes de bombas de calor (R-22, R-12, R-114).	79
5.1	Fluxograma do processo de lavagem	91
5.2	Esquema do Sistema 1	92
5.3	Esquema do Sistema 2	93
5.4	Esquema do Sistema 3	94
5.5	Fluxograma de emprego de recuperador de calor	97
5.6	Fluxograma atual do processo de lavagem	99
5.7	Representação do Sistema 1	100
5.8	Representação do Sistema 2	101
5.9	Representação do Sistema 3	102
5.10	Representação do Sistema 4	104
5.11	Fluxograma do processo de aquecimento de água	107
5.12	Fluxograma da instalação com bomba de calor	108
5.13	Representação do secador	112
5.14	Esquema da aplicação da bomba de calor	113
1 (ANEXO I)	Volume de controle com processo em estado uni forme e escoamento uniforme.	122
2 (ANEXO I)	Obtenção gráfica de e_x	126
3 (ANEXO I)	Ciclo de compressão ideal	128
1 (ANEXO II)	Diagrama de blocos	148
2 (ANEXO II)	Regiões características para emprego do progra ma.	150

FIGURA	TÍTULO	PÁGINA
3 (ANEXO II)	Curvas do rendimento do ciclo de compressão para R-114	155
4 (ANEXO II)	Curva generalizada para $T_{ev}/T_{cd}=0,95$ para R-11, R-12 e R-22.	156

LISTA DE TABELAS

TABELA	TÍTULO	PÁGINA
2.1	Dados relativos à decomposição térmica de alguns fluidos.	38
2.2	Refrigerantes para bombas de calor	40
2.3	Coeficiente de transferência de calor na <u>conden</u> sação para vários fluidos.	43
2.4	Faixas de operação dos compressores	45
2.5	Alguns tipos de evaporadores e condensadores	50
3.1	Setores potenciais para emprego de bombas de <u>ca</u> lor.	54
4.1	Verificação de erros	78
4.2	Verificação de erros para as curvas gerais do R-22, R-12 e R-114.	80
5.1	Desempenho dos sistemas propostos	96
5.2	Características de recuperadores para indústria têxtil.	97
5.3	Desempenho do recuperador de calor	98
5.4	Características dos sistemas de bomba de calor.	105
5.5	Características de desempenho do recuperador de calor.	106
5.6	Características de desempenho dos sistemas propostos.	110
5.7	Características do sistema proposto de bomba de calor.	114
1 (ANEXO II)	Constantes para o cálculo de massa específica do líquido saturado de hidrocarbonetos halogenados.	135
2 (ANEXO II)	Constantes para o cálculo da pressão de vapor de hidrocarbonetos halogenados	137

TABELA	TÍTULO	PÁGINA
3 (ANEXO II)	Constantes para a equação de estado para vapor de hidrocarbonetos halogenados.	139
4 (ANEXO II)	Constantes para o cálculo da entalpia específica de vapor de hidrocarbonetos halogenados.	144
5 (ANEXO II)	Valores dos parâmetros X e Y.	146
6 (ANEXO II)	Temperaturas características	151

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho apresenta um método para avaliação do desempenho de bombas de calor empregadas em processos industriais, que operam segundo o ciclo de compressão de vapor.

Com este método é possível se analisar o desempenho energético e econômico de sistemas de bombas de calor.

A avaliação do desempenho energético permite que sejam determinados para uma bomba de calor operando em regime permanente, os valores do coeficiente de eficácia (ideal e real), a potência consumida pelo compressor, as taxas de troca de calor no evaporador e condensador, as temperaturas de evaporação e condensação, além do fluido refrigerante (do tipo halocarbônico) mais indicado para as condições de operação requeridas. O cálculo do coeficiente de eficácia é feito a partir de curvas do rendimento do ciclo de compressão ideal, que foram levantadas para alguns refrigerantes halocarbônicos (R-11, R-12, R-22, R-113 e R-114).

A avaliação do desempenho econômico é realizada através da estimativa do investimento inicial de um sistema de bomba de calor, das economias bruta e líquida anuais e do tempo de retorno do investimento.

Além da elaboração deste método de avaliação de desempenho, este trabalho identifica os setores e processos industriais onde a bomba de calor se afigura como alternativa interessante do ponto de vista da conservação e substituição de derivados de petróleo, bem como de conservação de energia elétrica.

A metodologia desenvolvida é empregada na análise de aplicação de bombas de calor em quatro empresas do parque industrial paulista a fim de caracterizar a potencialidade de emprego das bombas de calor.

No Capítulo 2 é apresentado o estado da arte das bombas de calor, contendo informações acerca dos seus princípios de funcionamento, dados sobre os ciclos termodinâmicos que podem ser empregados, os principais parâmetros que regem o funcionamento das bombas de calor, e a descrição, tipos e faixas de aplicação

dos principais componentes das bombas de calor que operam segundo o ciclo de compressão de vapor.

O Capítulo 3 descreve a análise desenvolvida para se caracterizar as potencialidades de aplicação das bombas de calor em processos industriais . São indicados os setores e processos onde o emprego das bombas de calor afigura-se como promissor. Descrevem-se sucintamente as instalações conhecidas no Brasil, bem como os fabricantes existentes no País que fornecem estes equipamentos.

O Capítulo 4 apresenta a metodologia de avaliação de desempenho de sistemas de bombas de calor, descrevendo o equacionamento geral da bomba de calor e as formas de obtenção dos parâmetros de desempenho energético e econômico. Neste Capítulo são apresentadas as curvas levantadas do rendimento do ciclo de compressão em termos de parâmetros adimensionais.

No Capítulo 5 são analisados quatro casos de aplicação de bombas de calor em processos industriais, sendo duas empresas do setor têxtil e duas do setor de alimentos, caracterizando-se o desempenho energético e a atratividade econômica destes sistemas.

O Capítulo 6 apresenta as conclusões deste trabalho.

No ANEXO I é discutido o conceito de exergia e do rendimento exergético como subsídio ao conceito de rendimento do ciclo de compressão de vapor.

O ANEXO II descreve o programa para cálculo de propriedades termodinâmicas de compostos halocarbônicos que foi utilizado na geração das curvas de rendimento do ciclo de compressão de vapor.

Finalmente são listadas as referências bibliográficas que serviram de suporte à realização deste trabalho.

2. ESTADO DA ARTE DAS BOMBAS DE CALOR

2.1. HISTÓRICO

A história do desenvolvimento das bombas de calor está diretamente ligada às crises energéticas que o mundo conheceu após a metade do século dezenove.

A origem da bomba de calor remonta a 1824 quando Carnot estabeleceu as bases termodinâmicas relativas à conversão de trabalho em calor.

A idéia de transferir energia através de um ciclo termodinâmico para uma região a um nível de temperatura superior surgiu de uma controvérsia entre os professores C.P. Smith e W. Thomson (Lord Kelvin). Em um encontro da Philosophical Society de Glasgow em 1852, Thomson submeteu dois artigos que provavam que uma máquina com um cilindro para compressão-expansão podia aquecer e resfriar ar. Em 1877 esta máquina para resfriar ar com pequenas modificações foi fabricada por Bell Coleman em Glasgow como uma unidade de refrigeração, com um razoável nível de perfeição. Ela nunca foi usada como bomba de calor para aquecer ar porque o consumo de energia e seu custo eram muito maiores que os custos das formas usuais de aquecimento da época.

Em 1834 Pelletan já tinha descrito o processo de compressão de vapor, ou seja, a possibilidade de extrair o vapor d'água produzido durante a evaporação de soluções salinas, comprimí-lo e usar sua entalpia de condensação para aquecimento das bandejas evaporadoras. Rittinger descreveu o processo em detalhe e em 1878 von Balzberg relatou exemplos tecnicamente significativos e economicamente bons. Em 1870 Piccard instalou uma planta de evaporação de salmoura nas salinas de Bex que ainda estava em operação em 1946. A bomba de calor foi tratada pela primeira vez em livro texto em 1910.

Em 1928 na Inglaterra, Haldane construiu uma bomba de calor para aquecimento de sua residência. Em relato feito ao British Institute of Electrical Engineers (1929) e à British Association of Refrigeration (1930) ele demonstrou, com sua experiência adquirida, a possibilidade de aquecer edifícios e piscinas com

uma máquina de compressão de vapor.

Na recessão de 1929 algumas bombas de calor foram instaladas em indústrias nos Estados Unidos. Entretanto até 1940 a ênfase de emprego das bombas de calor foi dada em termos de condicionamento de ambientes.

Durante a Segunda Guerra Mundial a bomba de calor foi usada não apenas como elemento capaz de superar os problemas energéticos, mas também como equipamento de guerra. Nos Estados Unidos cerca de 10.000 pequenas bombas de calor para destilação foram construídas para produzir água potável para mais de um milhão de pessoas. Estas unidades eram fáceis de operar e mais econômicas, em termos de consumo de combustível, comparativamente aos evaporadores múltiplo efeito. Nos submarinos germânicos de tipo XXI foram instaladas pequenas bombas de calor para aquecimento e de umidificação, que foram posteriormente copiadas pelos britânicos.

Em 1959 mais de 70.000 bombas de calor estavam instaladas nos Estados Unidos, para fins de condicionamento de ambientes. Neste período, na década de 50, houve uma série de problemas relativos à confiabilidade das bombas térmicas devido ao fato de que estes sistemas consistiam de equipamentos de refrigeração adaptados para funções de aquecimento. Assim eram comuns os problemas de operação com estas bombas de calor. A partir da década de 60 começaram os desenvolvimentos efetivos de equipamentos destinados a operações de aquecimento.

Atualmente o esforço realizado no desenvolvimento e aplicação de bombas de calor e sistemas de compressão de vapor (recompressão mecânica de vapor) é intenso no hemisfério norte. Em relatório da "Comunidade Européia" relativo ao Programa de Conservação de Energia no período de 1979 a 1983 era informado que de 100.000 a 150.000 bombas de calor foram instaladas, sendo o tipo mais frequente aquele que opera com um compressor acionado por um motor elétrico tendo ar como fonte fria (condicionamento de ambientes)

Com relação ao emprego de bombas de calor em processos industriais, cabe destacar os programas de demonstração realizados

pela Inglaterra e França, relativamente a bombas de calor convencionais e sistemas de compressão de vapor, que vem difundindo e viabilizando o emprego destes equipamentos em processos industriais como elementos de conservação e substituição de energia.

2.2. CONCEITUAÇÃO

A bomba de calor ou bomba térmica é um sistema termodinâmico capaz de extrair energia na forma de calor de um meio a temperatura T_0 , chamado fonte fria, e de fornecer energia útil na forma de calor a um meio à temperatura T_u (com $T_u > T_0$), as custas de um certo consumo de energia, como mostrado na Figura 2.1.

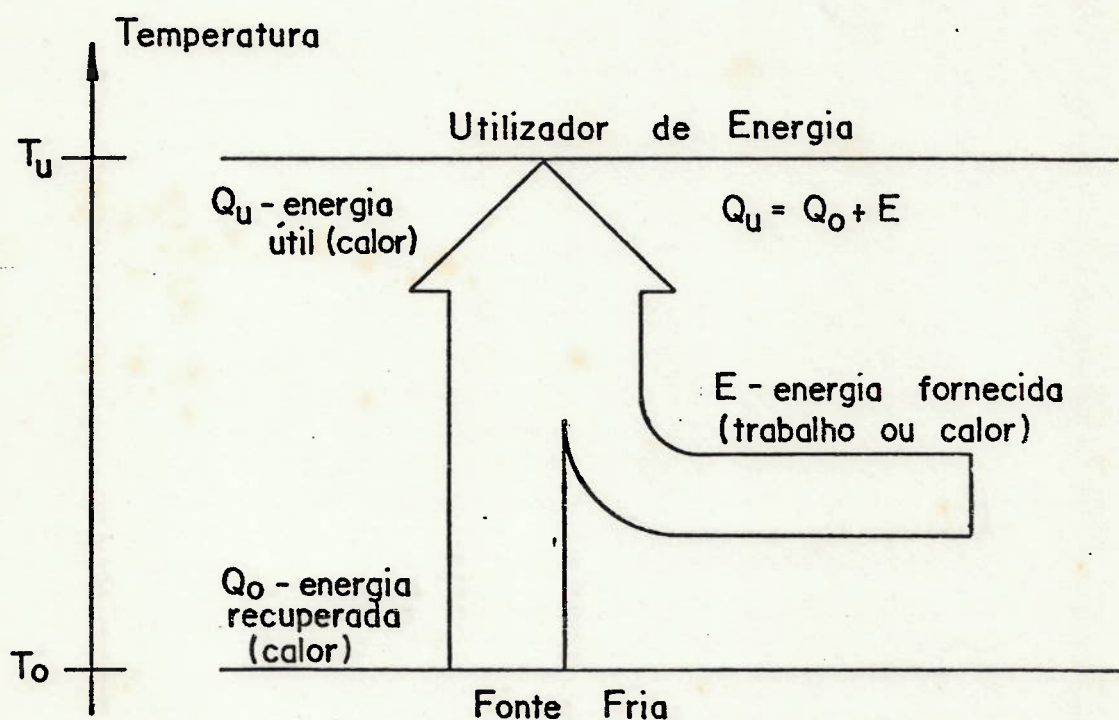


FIGURA 2.1. Princípio de funcionamento das bombas de calor.

O princípio de funcionamento da bomba de calor é o mesmo que o de uma máquina de refrigeração, com a diferença de que quando se emprega uma bomba de calor o objetivo consiste no aquecimento ou aquecimento e refrigeração simultâneos de um dado processo.

A energia para acionar a bomba de calor pode ser do tipo trabalho (bomba de calor à compressão mecânica ou efeito termo-elétrico) ou essencialmente calor (bomba de calor a absorção).

As bombas de calor que consomem trabalho são ditas ditérmicas, porque operam basicamente entre dois níveis de temperatura T_o (fonte fria) e T_u (utilizador). As bombas de calor que consomem essencialmente calor são também chamadas de tri-térmicas, porque além dos níveis T_o e T_u há o nível a T_f , responsável pelo fornecimento de energia que é consumida pela bomba de calor. Neste caso pode-se distinguir duas situações: a primeira com $T_f > T_u > T_o$, e a segunda com $T_u > T_f > T_o$.

A fonte fria pode ser de origem natural ou então o rejeito de um dado processo. Normalmente as fontes de energia de bombas de calor podem ser:

- ar
 - . ar exterior;
 - . ar quente extraído de uma habitação, ou
 - . ar úmido para recuperação da entalpia de condensação da água (secagem), etc.;
- água
 - . águas naturais como de rios, lagos, geotérmica, etc.;
 - . águas rejeitadas de aplicações residenciais;
 - . águas rejeitadas de processos industriais, etc.;
- sol
 - . energia solar obtida a partir de coletores solares;
 - . energia solar armazenada no solo.

O meio utilizador de energia pode ser:

- ar
 - . aquecimento do ar para condicionamento ambiental;
 - . aquecimento ou preaquecimento do ar para um processo industrial;

- água
 - . aquecimento de água para um processo industrial;
 - . água para emprego residencial, etc.

Deve-se destacar que é bastante usual a classificação das bombas de calor de acordo com suas fontes frias e utilizadores de energia. Assim, tem-se as bombas água-água, ar-água, água-ar , etc.

Nas interações que as bombas de calor realizam com as fontes e consumidores de energia podem-se estabelecer diferentes tipos de fenômenos endo e exotérmicos. Estes podem ser:

- mudanças de fase de um fluido ativo, geralmente vaporização de um líquido como fenômeno endotérmico e condensação de um vapor como fenômeno exotérmico;
- sorção de um gás ou de um vapor, absorção física ou quimio-sorção de um gás em um líquido (absorção) ou sobre a superfície de um sólido (adsorção). Estes fenômenos são exotérmicos. O efeito endotérmico resulta da desorção do gás ou vapor fixado;
- evolução termodinâmica de um gás sem mudança de fase, utilizando-se os efeitos térmicos que acompanham as variações de pressão às quais o gás é submetido: aquecimento resultante da compressão e resfriamento provocado por expansão com fornecimento de trabalho ao exterior;
- fenômenos termoelétricos (efeito Peltier).

2.3. COEFICIENTE DE EFICÁCIA

Como na avaliação dos ciclos termodinâmicos a relação, do ponto de vista energético, entre a saída e entrada é uma característica essencial, define-se para as bombas de calor, o coeficiente de eficácia (ϵ) como:

$$\epsilon = \frac{\text{energia útil transferida ao utilizador}}{\text{energia consumida}} \quad (2.1)$$

Observando-se a Figura 2.1 pode-se representar o coeficiente de eficácia, como:

$$\epsilon = \frac{|\dot{Q}_u|}{|\dot{E}|} = \frac{|\dot{Q}_u|}{|\dot{Q}_u - \dot{Q}_o|} \quad (2.2)$$

É sempre interessante se conhecer o máximo valor possível de ϵ para uma dada condição de operação da bomba de calor, ou seja, para valores definidos das temperaturas da fonte e utilizador. Este valor máximo é obtido quando as temperaturas da fonte e utilizador são constantes e todos os processos são reversíveis, ou seja, a bomba de calor opera segundo um ciclo de Carnot (dois processos isotérmicos e dois isoentrópicos).

Para um ciclo ditérmico, isto é, onde há fornecimento de trabalho, como mostrado na Figura 2.2, a expressão do coeficiente de eficácia ideal (ϵ_c) é dada, em termos de temperaturas absolutas, por:

$$\epsilon_c = \frac{T_u}{T_u - T_o} \quad (2.3)$$

Esta relação mostra que quanto mais próximas estiverem T_u e T_o maior será ϵ_c .

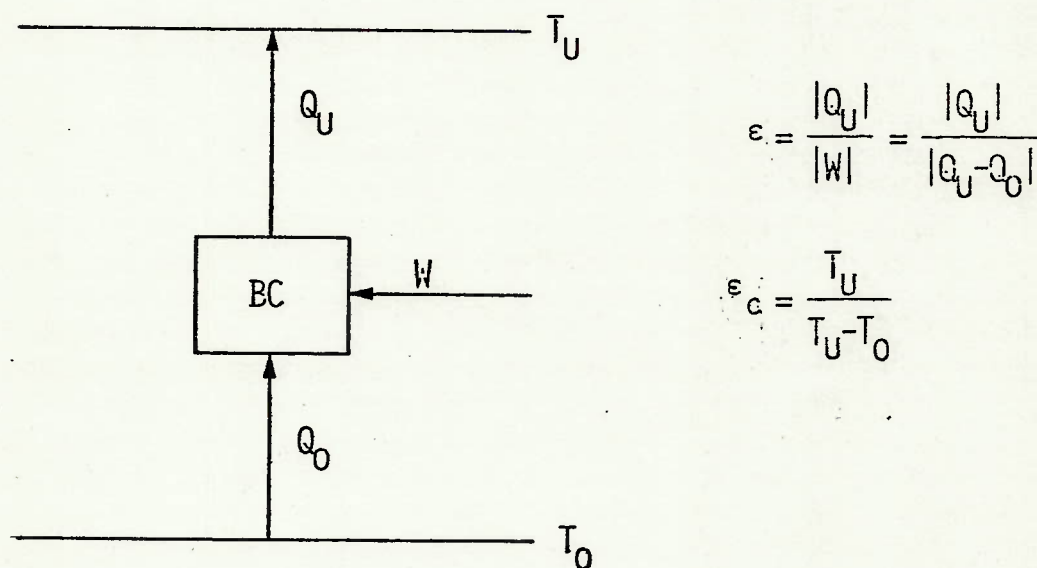
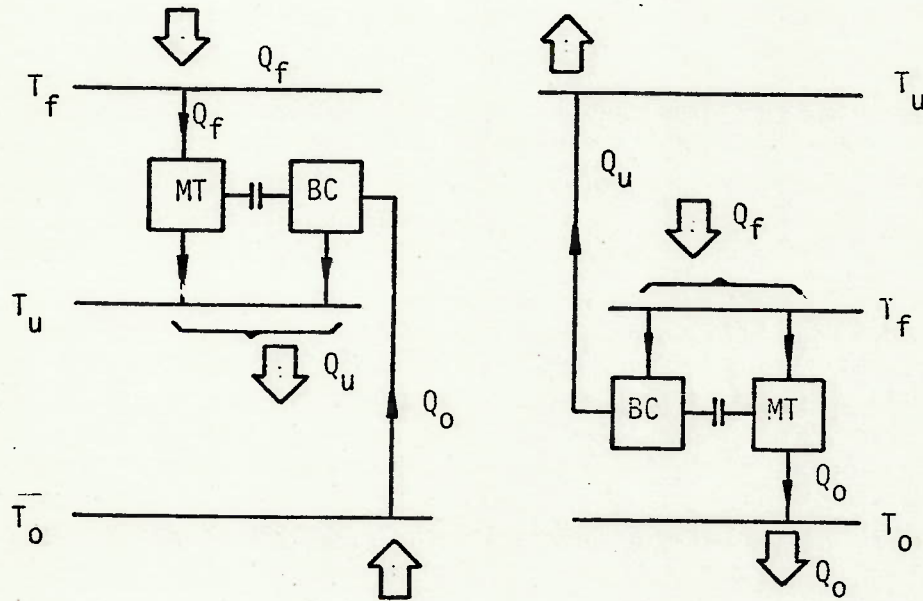


FIGURA 2.2. Bomba de calor ditérmica ideal

Para uma bomba de calor tritérmica ideal, como mostrado na Figura 2.3, estabelece-se a expressão de ϵ_c considerando-se um sistema composto por um motor térmico e uma bomba de calor ideais. Desta forma, de maneira análoga   expressão 2.2, chega-se a:



$$\epsilon_c = \frac{(T_f - T_o) T_u}{(T_u - T_o) T_f}$$

FIGURA 2.3. Bomba de calor tritérmica ideal

$$\epsilon_c = \frac{T_u (T_f - T_o)}{T_f (T_u - T_o)} \quad (2.4)$$

Observa-se desta expressão que $\epsilon_c > 1$ quando $T_f > T_u > T_o$, enquanto que $\epsilon_c < 1$ quando $T_u > T_f > T_o$, evidenciando-se assim as inconveniências do emprego de uma "fonte de calor motriz" a baixa temperatura. Além disto, nota-se que para valores dados

de T_u e T_o , ϵ_c aumenta à medida que T_f cresce.

Comparando-se as expressões 2.2 e 2.3 pode-se constatar que para dadas condições de operação da bomba de calor, isto é, T_u e T_o fixados, e sem se levar em conta a origem do trabalho que aciona a bomba de calor ditérmica, o coeficiente de eficácia da bomba ditérmica é superior ao da bomba tritérmica. Isto fica evidenciado pela observação das Equações 2.3 e 2.2, pois a Equação 2.3 é a Equação 2.2 multiplicada por um fator redutor igual a $(T_f - T_o)/T_f$.

Nas bombas de calor reais a relação entre o coeficiente de eficácia real e o de Carnot é, em primeira aproximação, de cerca de 0,5, devido ao afastamento existente entre as condições reais e aquelas do ciclo de Carnot.

2.4. CICLOS TERMODINÂMICOS

2.4.1. Sistemas termodinâmicos

A Figura 2.4 esquematiza sistemas termodinâmicos que podem ser utilizados por bombas de calor. Nela destacam-se duas grandes divisões: os sistemas que operam através do consumo de trabalho e os que operam essencialmente através do consumo de calor.

As bombas de calor que consomem trabalho podem ser divididas nos seguintes sistemas termodinâmicos:

- com mudança de fase de um fluido ativo;
 - . circuito fechado de compressão mecânica de vapor (mono e multi-estagiada, em série, em cascata, com mistura não azeotrópica);
 - . circuito aberto de compressão mecânica de vapor (recompressão mecânica de vapor);
- com gás sem mudança de fase;
 - . ciclo Joule, Brayton, Stirling, etc;
- utilizando a sorção de um gás ou vapor em um ciclo a compressão mecânica;
- sistemas termoelétricos a efeito Peltier.

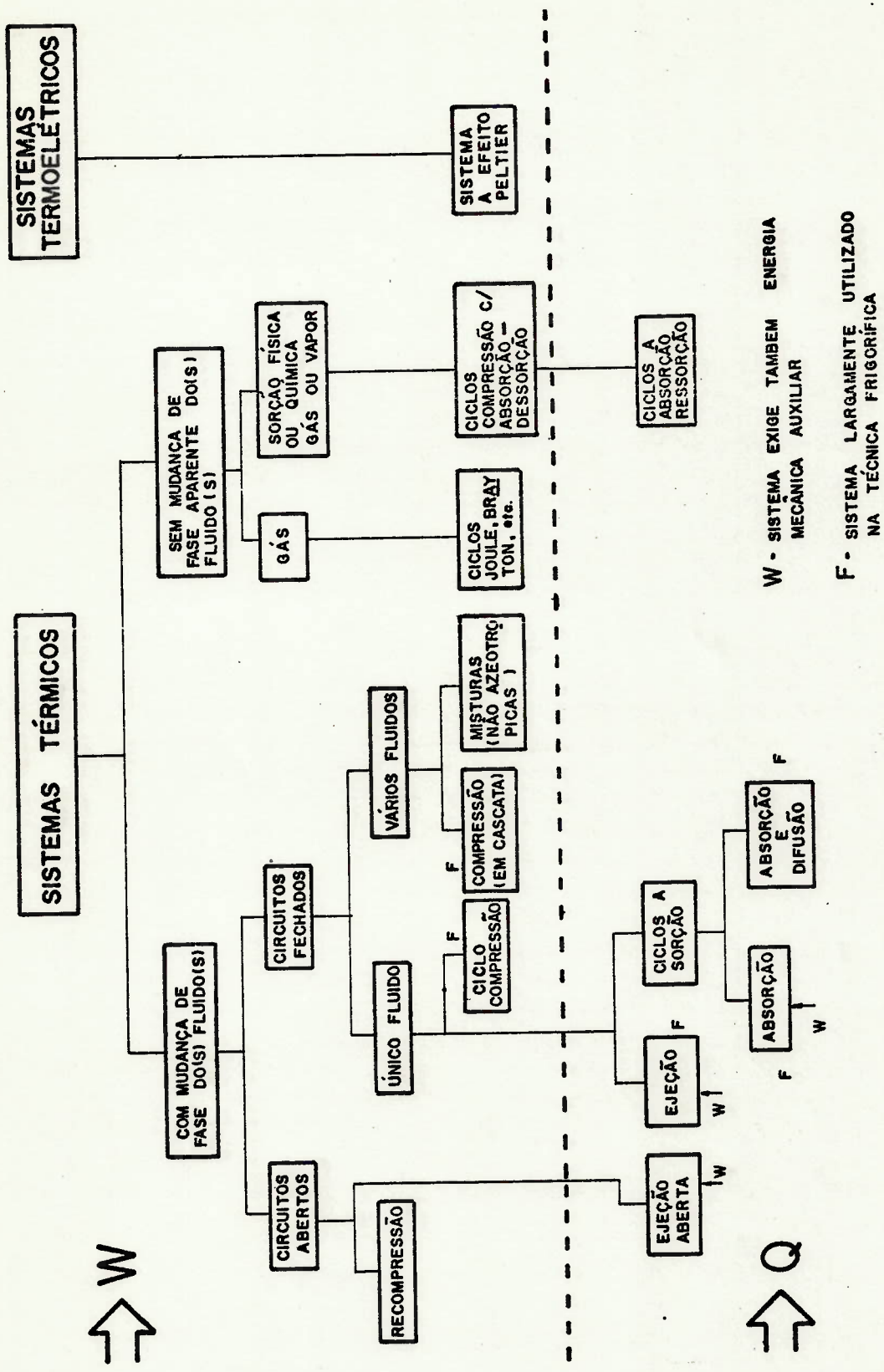


FIGURA 2.4. Sistemas termodinâmicos para bombas de calor.

As bombas de calor que consomem essencialmente energia sob a forma de calor podem ser divididas nos seguintes sistemas termodinâmicos:

- com mudança de fase de um único fluido ativo;
 - . sistemas a ejeção;
 - . sistemas à sorção e à mudança de fase (condensação e evaporação de refrigerante);
 - . sistemas à sorção sem mudança aparente de fase de fluido ativo.

Serão descritos a seguir os sistemas termodinâmicos que vem sendo mais intensamente pesquisados, ou utilizados, ou seja, os ciclos de compressão mecânica de vapor, de compressão e expansão de gás, por efeito Peltier, de absorção e por ejetor de vapor.

2.4.2. Ciclo de compressão de vapor

O ciclo de compressão de vapor é o ciclo mais utilizado pelas bombas de calor existentes, devido à sua maior simplicidade e eficiência.

A Figura 2.5 a e b ilustra os processos existentes no ciclo ideal, ou seja:

- compressão isoentrópica de 1 a 2;
- troca de calor isobárica de 2 a 4;
- troca de calor isobárica e isotérmica com condensação de 3 a 4.
- expansão isoentálpica de 4 a 5;
- troca de calor isobárica e isotérmica com evaporação de 5 a 1.

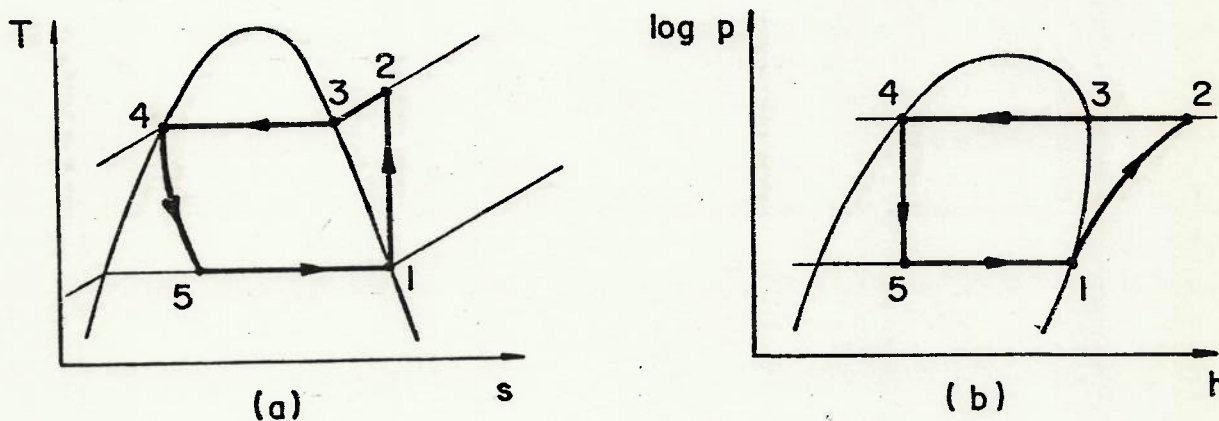


FIGURA 2.5. Ciclo ideal de compressão de vapor

Os componentes do sistema que opera segundo o ciclo de compressão são um evaporador (E), um compressor (C), um condensador (K), uma válvula de expansão (R), além do fluido refrigerante que percorre o circuito recebendo e fornecendo energia e sofrendo mudanças de fase no evaporador e condensador, como mostrado na Figura 2.6.

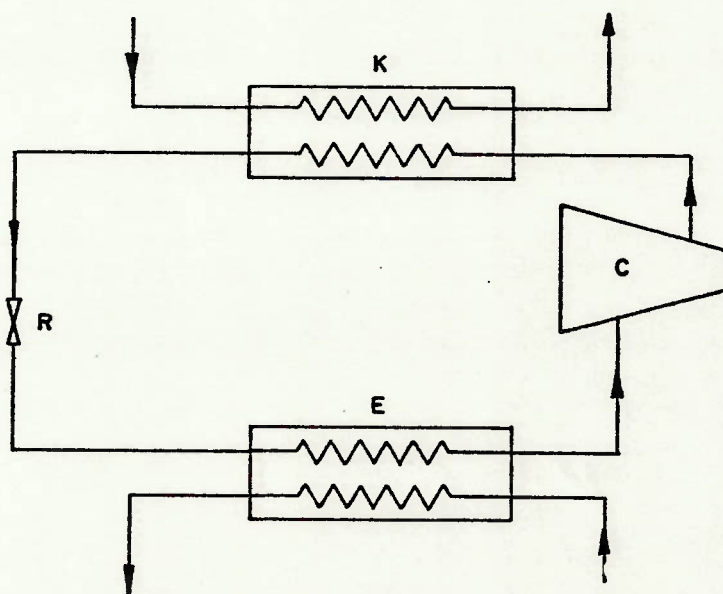


FIGURA 2.6. Esquema do ciclo de compressão de vapor.

O refrigerante é mantido numa pressão no evaporador tal que sua temperatura de saturação é inferior à temperatura do meio que deve ser resfriado, de forma a proporcionar um fluxo de calor para o evaporador para causar a mudança de fase do refrigerante. O vapor resultante é enviado para o compressor, sendo comprimido até à pressão correspondente à temperatura de condensação (T_3) que é superior à temperatura do meio que deve ser aquecido. Devido à esta diferença de temperatura (condensação-meio) é transferida energia do condensador, havendo a liquefação do refrigerante. A seguir o refrigerante na fase líquida sofre uma redução de pressão na válvula de expansão até a pressão do evaporador, completando-se o ciclo.

Em um ciclo real ocorrem os seguintes desvios em relação ao ciclo ideal, como mostrado na Figura 2.7.:

- compressão com expoente politrômico variável entre os estados 1 e 2;
- troca de calor com perda de pressão entre os estados 2 e 3;
- troca de calor com condensação e perda de pressão entre 3 e 4;
- expansão com aumento de entalpia entre 4 e 5;
- troca de calor com perda de pressão e superaquecimento entre 5 e 1.

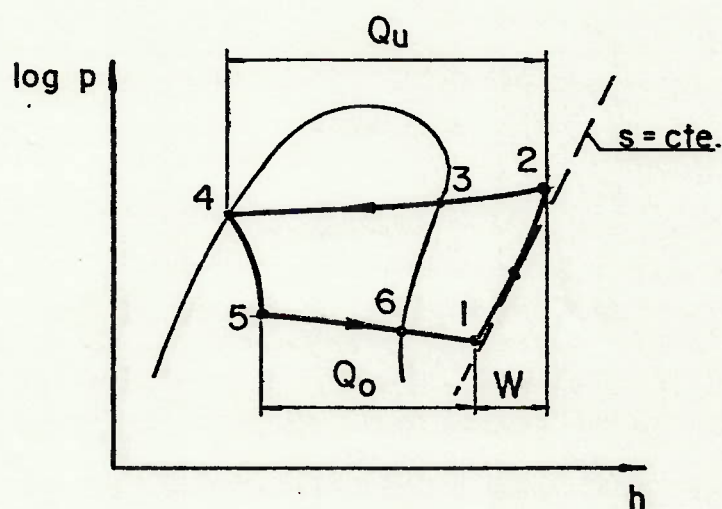


FIGURA 2.7. Processos reais do ciclo de compressão de vapor.

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. O afastamento da compressão isoentrópica pode ser avaliado através do rendimento isoentrópico do compressor (η_{ise}) definido, como mostrado na Figura 2.8 como:

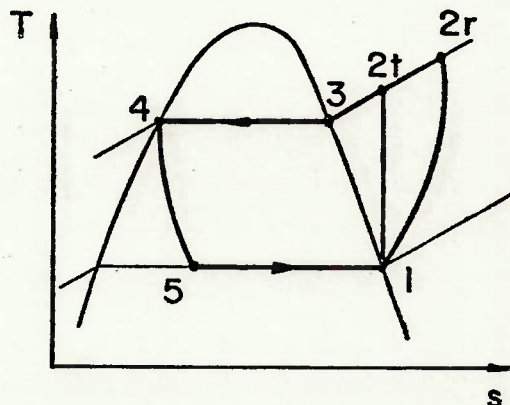


FIGURA 2.8. Afastamento da compressão isentrópica.

$$\eta_{ise} = \frac{h_{2t} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (2.5)$$

ou seja, a relação entre o trabalho de compressão isentrópica e o trabalho de compressão real.

O coeficiente de eficácia do ciclo de compressão ideal (ϵ_i) é dado por:

$$\epsilon_i = \frac{h_{2t} - h_4}{h_{2t} - h_1} \quad (2.6)$$

Considerando-se agora o trabalho (ou potência) que é consumido para o acionamento da bomba de calor por unidade de massa (ou fluxo mássico) do fluido refrigerante, pode-se escrever:

$$\omega = \frac{h_{2t} - h_1}{\eta_{ise} \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_e}$$

onde:

η_{ise} = rendimento isentrópico do compressor;

η_m = rendimento mecânico do compressor que leva em conta as perdas por atrito e o trabalho gasto com equipamentos auxiliares, tais como bomba de óleo lubrificante, dado pela relação entre trabalho efetivamente fornecido ao fluido e trabalho no eixo do compressor;

η_t = rendimento da transmissão, dado pela relação entre o trabalho no eixo do compressor e no eixo do motor de acionamento;

η_e = rendimento do motor de acionamento, que no caso de motor elétrico é dado pela relação entre o trabalho no eixo do motor e a energia elétrica consumida.

O coeficiente de eficácia do ciclo de compressão real (ϵ_{bc}) pode ser relacionado com o coeficiente de eficácia do ciclo ideal (ϵ_i) através da expressão:

$$\epsilon_{bc} = 1 + \eta_{ise} (\epsilon_i - 1) \quad (2.7)$$

O coeficiente de eficácia da bomba de calor real (ϵ_r) pode ser definido como:

$$\epsilon_r = \frac{h_{2r} - h_4}{h_{2t} - h_1} \eta_{ise} \eta_m \eta_e \eta_t \quad (2.8)$$

Desta forma ϵ_r pode ser expresso em termos de ϵ_{bc} :

$$\epsilon_r = \epsilon_{bc} \eta_m \eta_e \eta_t \quad (2.9)$$

O coeficiente de eficácia real (assim como a potência consumida) é influenciado por vários parâmetros, sendo que os mais importantes são:

- características do fluido de trabalho;
- as temperaturas de condensação e evaporação;
- sub-resfriamento do líquido;
- superaquecimento do vapor no evaporador;

- a possibilidade de incorporar um trocador intermediário para obter o superaquecimento do vapor com o sub-resfriamento do líquido;
- os rendimentos do compressor, motor e sistema de transmissão;
- a possibilidade de resfriar o motor do compressor pelo vapor aspirado pelo compressor.

As características do fluido de trabalho são fundamentais no desempenho da bomba de calor por ser este o meio de transporte de energia, bem como o meio que sofre interações de calor e trabalho com o exterior. A escolha do fluido de trabalho deve ser feita tendo-se como referência suas propriedades termodinâmicas (por exemplo pressão de saturação nas temperaturas de evaporação e condensação, entalpia de vaporização e condensação, pressão e temperatura crítica, volumes específicos) compatibilidade com óleo lubrificante e outros materiais, fatores de segurança e econômicos. Estas características serão analisadas em detalhe no item 2.5.

A importância das temperaturas de condensação e evaporação pode ser avaliada observando-se que num ciclo de Carnot estes são os únicos parâmetros determinantes do coeficiente de eficácia.

O sub-resfriamento do líquido no condensador, como indicado na Figura 2.9, proporciona maior troca de calor no condensador e no evaporador, comparativamente ao ciclo sem sub-resfriamento. Para se ter líquido sub-resfriado na saída do condensador deve-se garantir que a temperatura T_4 (Figura 2.9) seja superior à temperatura mínima do meio a ser aquecido, o que acarreta uma maior diferença de temperatura entre a temperatura de condensação e a temperatura do meio que se quer aquecer. Isto causa uma diferença de pressão entre as pressões de condensação e evaporação levemente superior ao caso sem sub-resfriamento, com o conseqüente aumento da energia necessário para a compressão.

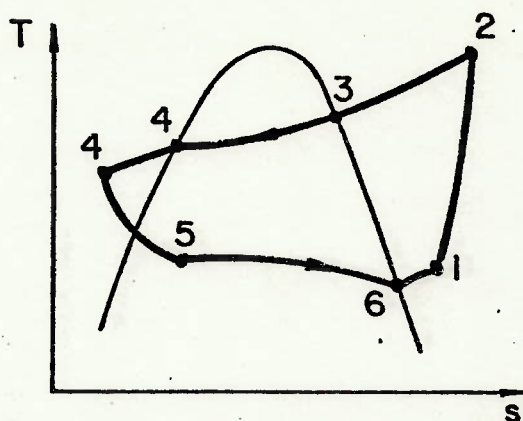


FIGURA 2.9. Ciclo de compressão real com sub-resfriamento.

O sub-resfriamento também pode ser conseguido através da adição de um trocador de calor intermediário no qual às custas do sub-resfriamento do líquido proveniente do condensador consegue-se o superaquecimento do vapor que é enviado para o compressor. Quando o aumento do efeito de refrigeração, obtido pelo sub-resfriamento, é superior à potência extra necessária no compressor para vencer as perdas de carga adicionais, a colocação deste trocador de calor aumenta o coeficiente de eficácia.

O superaquecimento do vapor na sucção do compressor é um parâmetro determinado em função da segurança operacional desse equipamento a fim de se evitar a presença de fase líquida na sua sucção (caso que corresponde à maioria dos fluidos de trabalho), ou no final do processo de compressão no caso de refrigerantes como o R-114 e R-113. Para estes refrigerantes o superaquecimento é necessário uma vez que, por suas características termodinâmicas, uma compressão isoentrópica a partir de um estado de vapor saturado pode levar a um estado final situado na região de saturação.

A influência do superaquecimento do vapor no ϵ é pequena conforme mostrado em estudo feito por BOREL et alii. Nesse trabalho foi verificado que para alguns fluidos (R-12, R-113, R-114, R-500, R-502 e RC-318) a influência é positiva e para outros (R-11, R-21 e R-22) ela é negativa, sendo que quando o superaque

cimento varia de 4 para 10°C e varia em média de 0,5%.

Para outros fluidos o superaquecimento do vapor na sucção do compressor deve ser evitado para que não sejam atingidas temperaturas máximas muito elevadas ao final da compressão.

Os rendimentos do sistema de acionamento da bomba de calor, ou seja o conjunto motor-compressor, são parâmetros com influência fundamental no coeficiente de eficácia do ciclo de compressão real, uma vez que é no processo de compressão que ocorrem os principais desvios com relação ao ciclo de compressão ideal. No item 2.5.2 é feita uma discussão detalhada dos valores destes rendimentos para os sistemas existentes atualmente.

A influência do tipo de resfriamento do motor elétrico: através de resfriamento externo ou via vapor aspirado pelo compressor, foi analisada por BOREL et alii sendo constatado que a eficácia do ciclo aumenta para alguns fluidos quando é usado o resfriamento externo (R-11, R-21, R-22), enquanto que para outros (R-12, R-113, R-114, R-500, R-502, RC-318) o resfriamento com vapor aspirado pelo compressor é mais eficiente. De qualquer forma as diferenças de eficácia com estes dois métodos são pequenas (a maior delas, para o R-114, é de 3%). Um aspecto que deve ser levado em consideração quando se emprega o resfriamento com o vapor aspirado é que este superaquecimento adicional do refrigerante pode acarretar um valor de temperatura no final da compressão muito elevado, podendo ocasionar problemas na estabilidade do fluido e do óleo lubrificante.

Pode-se introduzir aperfeiçoamentos no ciclo de compressão com o objetivo de se otimizar seu desempenho energético. Assim podem ser empregados ciclos com compressão em dois estágios e dupla expansão, compressão estagiada com resfriamento intermediário do vapor (Figura 2.10), em cascata (Figura 2.11) e misturas refrigerantes não azeotrópicas (Figura 2.12).

A utilização do princípio do ciclo de compressão aplicado a um circuito aberto onde o fluido refrigerante é o próprio fluido do processo, é conhecida como recompressão mecânica de vapor ou sistema de compressão mecânica de vapor (SCMV), sendo de grande aplicabilidade em processos de concentração por evaporação e

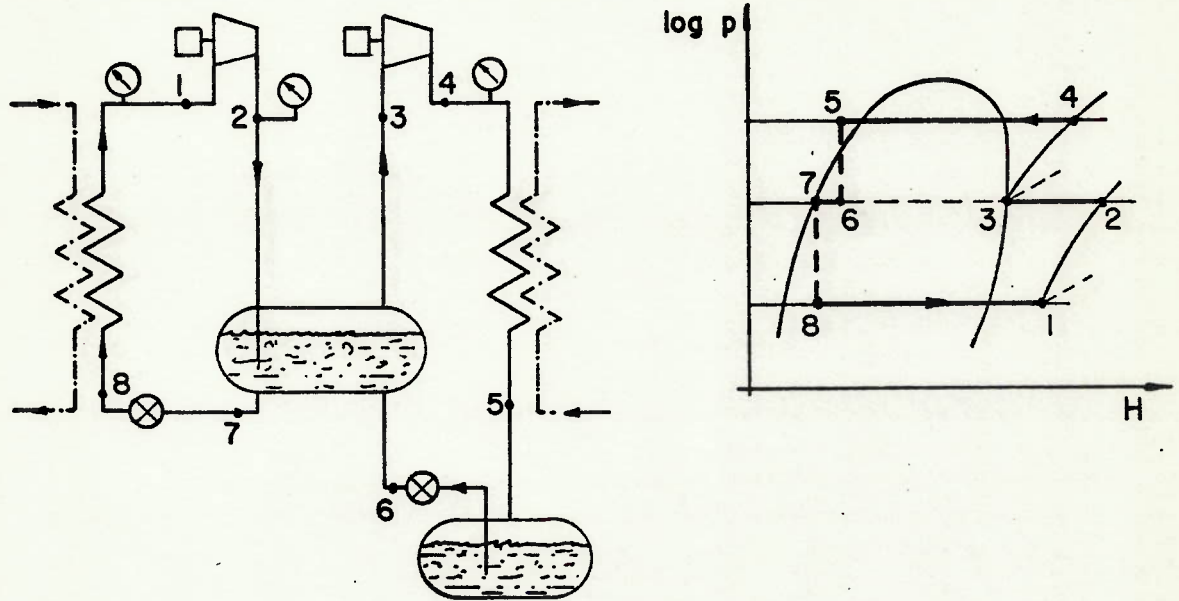


FIGURA 2.10. Bomba de calor com resfriamento intermediário.

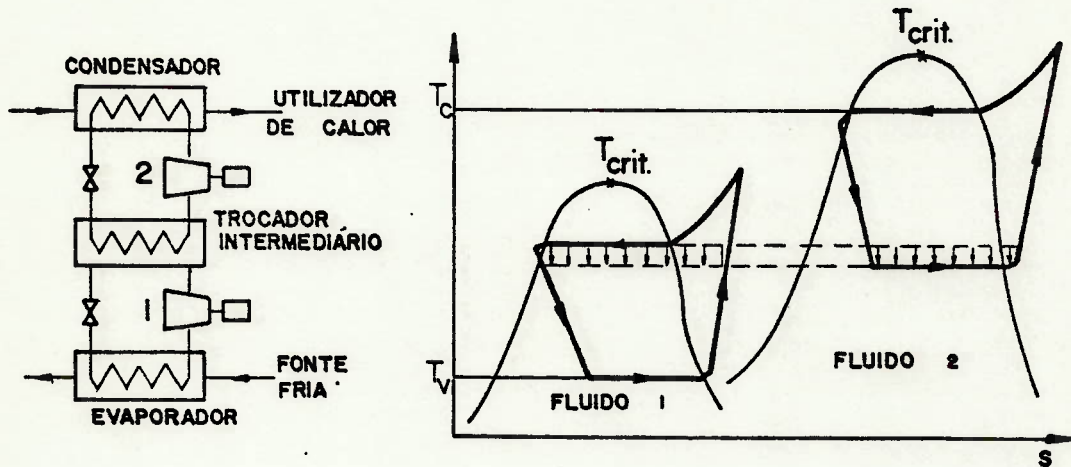


FIGURA 2.11. Bomba de calor em cascata

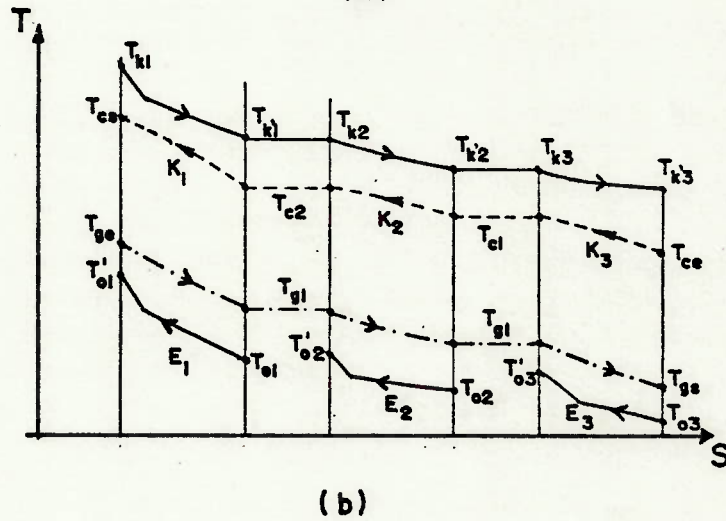
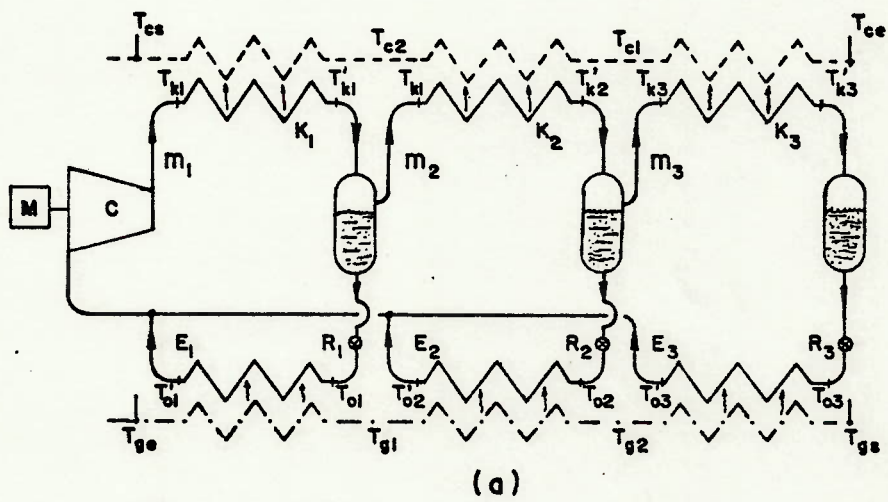


FIGURA 2.12. Bomba de calor com mistura de fluidos não azeotrópica.

destilação. A Figura 2.13 mostra um esquema possível de instalação de recompressão de vapor em um evaporador. Observa-se na Figura 2.13 que a substância evaporada do fluxo de alimentação é

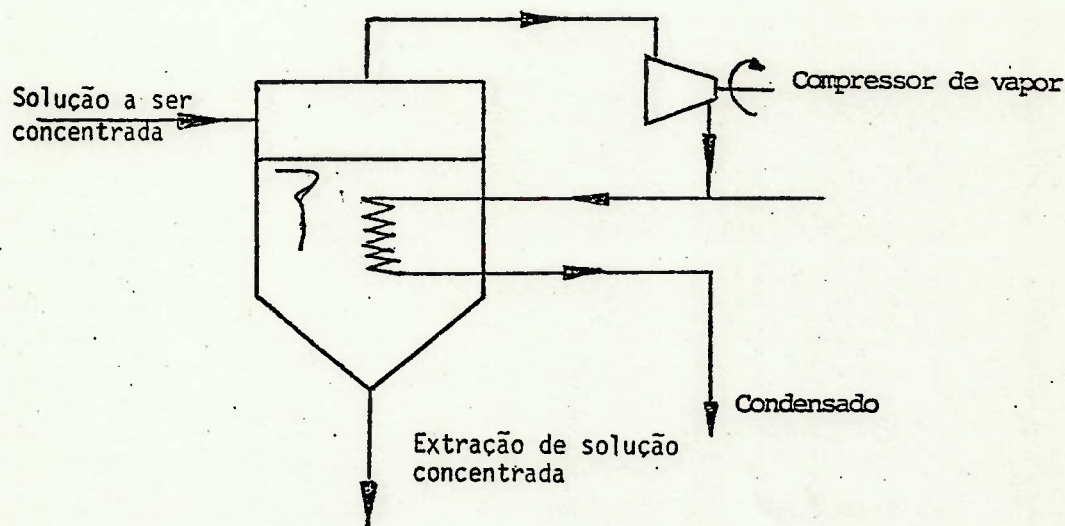


FIGURA 2.13. - Instalação para recompressão de vapor.

enviada diretamente para o compressor que irá comprimir este vapor até que atinja uma temperatura de condensação adequada para que ocorra troca de calor na serpentina que está no interior do evaporador, a fim de dar continuidade ao processo de evaporação. Às custas da energia fornecida na serpentina o vapor que passa pelo compressor é condensado. Na parte inferior do evaporador há extração da substância concentrada. Com relação à bomba de calor com circuito fechado a recompressão de vapor apresenta as seguintes peculiaridades:

- há apenas um trocador de calor que serve de condensador para o vapor comprimido e evaporador para o produto que se quer concentrar, sendo que desta forma as temperaturas das fontes são confundidas com as temperaturas de evaporação e condensação;
- a diferença de temperaturas de evaporação e condensação é pe

quena (nas vizinhanças de 5°C);

- não há fluido intermediário (refrigerante), porque o solvente evaporado do fluido a ser concentrado é utilizado como fluido refrigerante.

Desta forma, os coeficientes de eficácia obtidos neste tipo de aplicação são superiores àqueles do ciclo de compressão de vapor.

2.4.3. Ciclo por compressão e expansão de gás

Um ciclo ideal por compressão e expansão de gás é mostrado na Figura 2.14. Neste ciclo tem-se como elemento de transporte de energia um gás que percorre os elementos do ciclo (trocadores de calor isobáricos, compressor e expansor isoentrópicos). O trabalho consumido pelo compressor é a soma de trabalho externo e do trabalho fornecido pelo expansor. O coeficiente de eficácia do ciclo ideal (ϵ_g) pode ser obtido considerando-se comportamento de gás perfeito e tendo em conta as relações entre as propriedades termodinâmicas nos diferentes estados do ciclo:

$$\epsilon_g = \frac{T_2}{T_2 - T_1} = \frac{T_3}{T_3 - T_4} \quad (2.10)$$

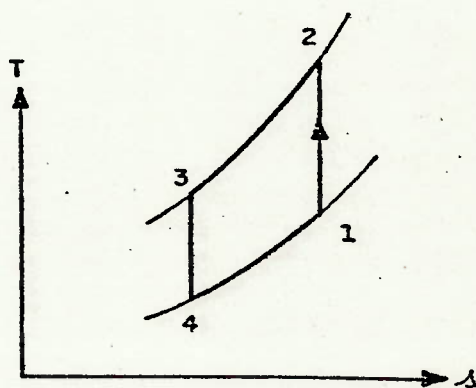


FIGURA 2.14. Ciclo ideal de compressão e expansão de gás.

Num caso real estes ciclos podem utilizar ar como fluido de trabalho e muitas vezes o trocador de calor da fonte fria pode ser eliminado, conforme mostrado na Figura 2.15. O correspondente diagrama T-s mostra os efeitos reais da perda de pressão no trocador e das irreversibilidades no compressor e no expansor. Um sistema deste último tipo foi construído em 1939 para aquecimento do edifício do Congresso de Zurich.

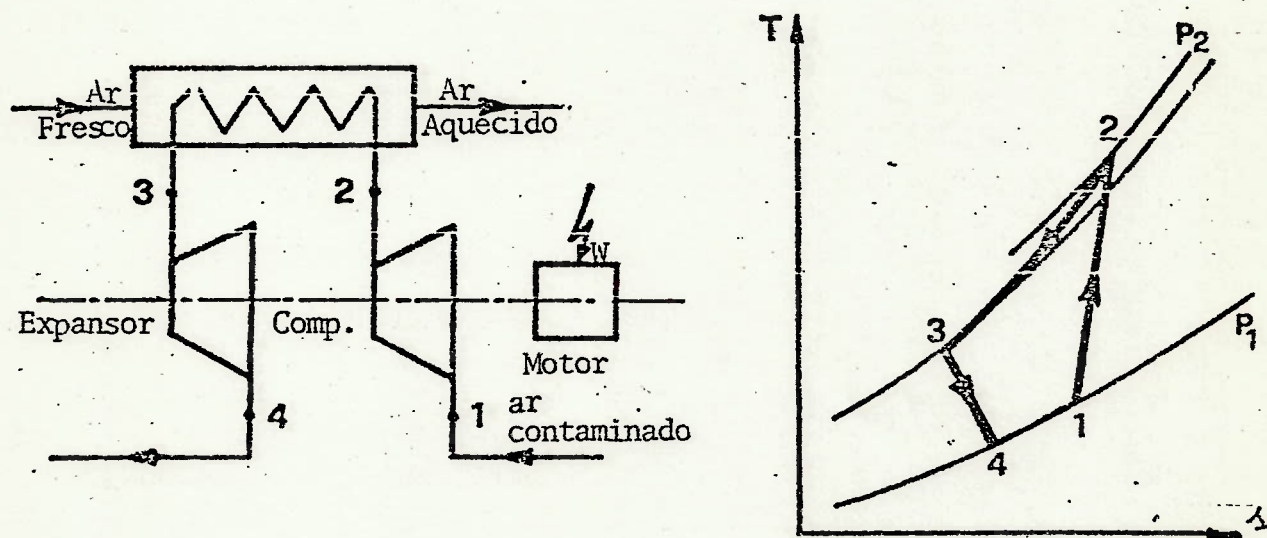


FIGURA 2.15. Bomba de calor por compressão e expansão de gás em circuito aberto.

Atualmente a principal aplicação do princípio do ciclo por compressão e expansão de gás se encontra nos sistemas de ar condicionado dos aviões. Ao considerar os principais fatores de afastamento do ciclo real em relação ao ideal, tais como, rendimentos isoentrópicos e mecânicos do compressor e do expansor e as altas diferenças de temperatura requeridas nos trocadores de calor (devido aos baixos coeficientes de transmissão de calor), tem-se que o ϵ_g real é bastante inferior ao ideal. As referências indicam que em sistemas normais de aquecimento ambiental devem-se esperar valores finais de ϵ_g da ordem de 2 ou, ainda, algo menores.

Um tipo avançado e inovador de bomba de calor que opera segundo este princípio é o ciclo Brayton aberto desenvolvido pela

Comissão da Comunidade Européia (CEM) baseado num motor Diesel padrão sobrealimentada e compreendendo uma turbina a gás e um compressor. Esta combinação pode ser acionada diretamente por um motor Diesel, a gás ou elétrico.

Este circuito aberto é simples e pode produzir ar quente a 165°C , podendo ser integrado a um "spray-dryer" para a produção de leite em pó, que é o trabalho desenvolvido atualmente pela CEM, conforme ilustrado na Figura 2.16.

2.4.4. Efeito Peltier

O efeito termoelétrico foi descoberto em 1834 por Peltier e baseia-se no fato de que se uma tensão for aplicada a uma junção de dois condutores elétricos diferentes, de forma a se ter corrente elétrica, a junta é esfriada ou aquecida, dependendo do sentido da corrente elétrica. Altenkirch, em 1911, desenvolveu a teoria da máquina de refrigeração termoelétrica. Com o rápido desenvolvimento da física dos semi-condutores nos últimos 20 anos, este tipo de efeito passou a despertar maior interesse para emprego em sistemas de bomba de calor.

A base da bomba de calor termoelétrica é o termopar, consistindo de duas pernas de materiais com condutividade elétrica diferente unidos por uma ponte metálica, como mostrado na Figura 2.17. Se uma diferença de potencial é aplicada ao termopar, havendo o aparecimento de uma corrente elétrica, a ponte metálica pode ser esfriada ou aquecida de forma proporcional à corrente, dependendo de seu sentido. Assim energia é transportada da junta fria para a junta quente. O efeito inverso pode ser conseguido através da inversão do sentido da corrente.

A Figura 2.17 mostra como se dá o fenômeno. Nela tem-se uma associação em série de condutores diferentes P, N, conectados por placas de cobre. Quando uma corrente contínua (I) circula pela instalação, observa-se que nas junções 1 e 3 é fornecido calor, enquanto que nas junções 2 e 4 é absorvido calor. Se estes dois condutores são dispostos com o formato de um tabuleiro de xadrez, como mostrado na Figura 2.18, pode-se verificar facilmente que uma face do módulo torna-se "quente" e a outra ficará

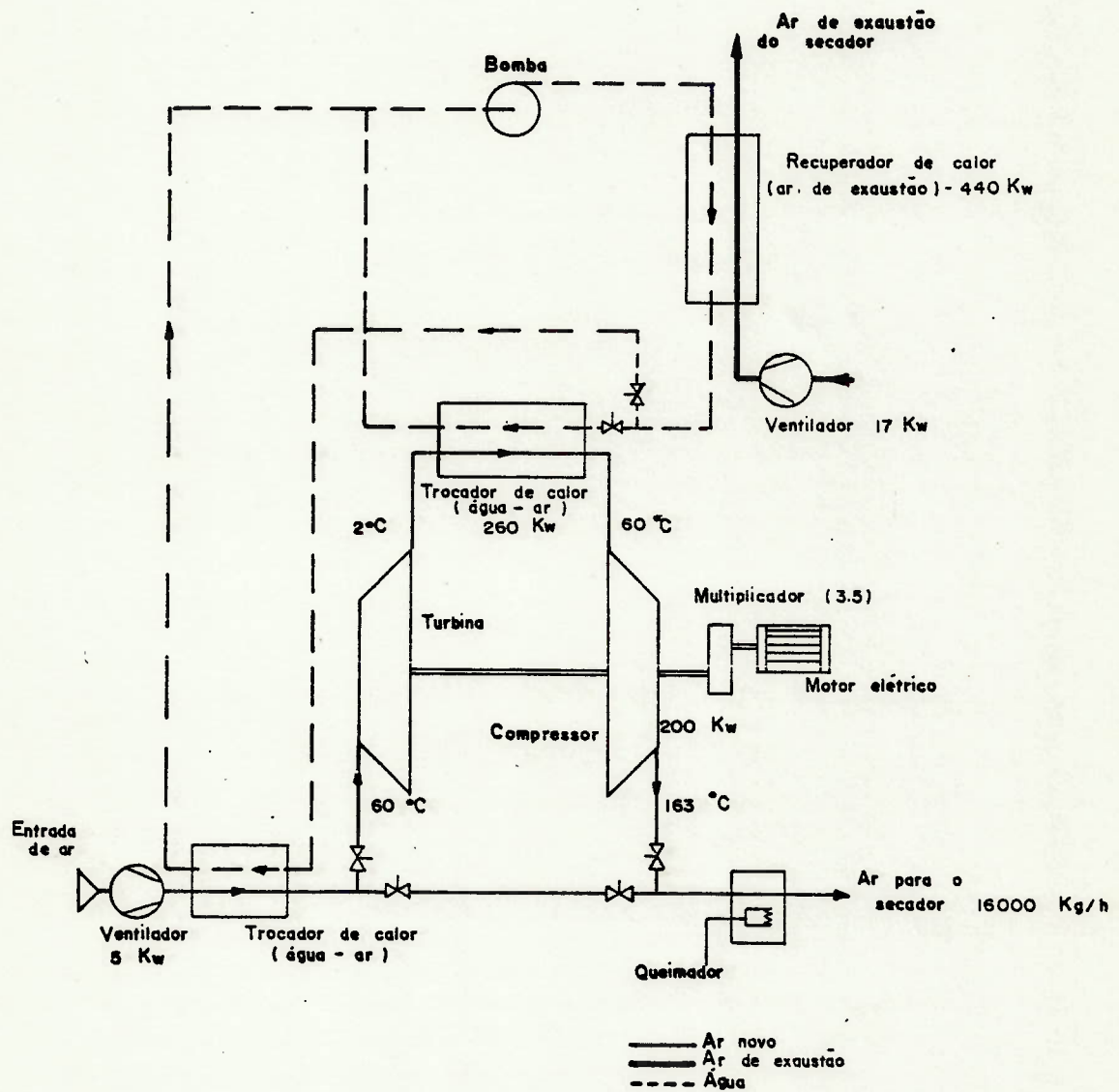


FIGURA 2.16. Bomba de calor por ciclo Brayton em um "Spray-Dryer"

"fria".

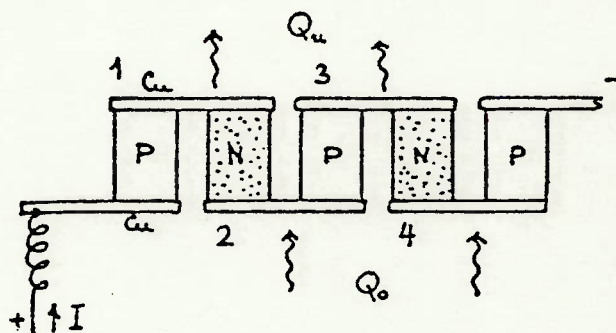


FIGURA 2.17. Esquema de uma bomba de calor termoelétrica.

O transporte de energia para e das juntas deve ser feito através de condutores térmicos e superfícies de troca de calor. Isto aumenta a diferença de temperatura requerida entre as juntas fria e quente, com uma correspondente queda no coeficiente de eficácia.

Como a saída de um único termopar é muito pequena, para as aplicações práticas há necessidade de se dispor de vários, frequentemente centenas, termopares ligados formando uma unidade, conforme mostrado na Figura 2.18. Todas as juntas frias devem estar de um lado, enquanto que as juntas quentes devem permanecer do lado oposto, sendo o espaço entre elas preenchido com uma resina isolante.

Pode-se demonstrar [CAMATINI & KESTER (1976)] que o coeficiente de eficácia máximo teórico da bomba de calor por efeito Peltier coincide com o do ciclo de Carnot para as mesmas temperaturas T_o e T_u . No entanto, as bombas de calor por efeito Peltier apresentam baixo coeficiente de eficácia devido a dois fatores: perda de potência no circuito por efeito Joule e redução do calor efetivamente cedido à fonte quente pela condução interna de calor (inevitável em função das diferenças de temperaturas). A Figura 2.19 mostra o comportamento típico de um módulo termoelétrico para $T_o = 288$ K e $T_u = 318$ K. Observe-se

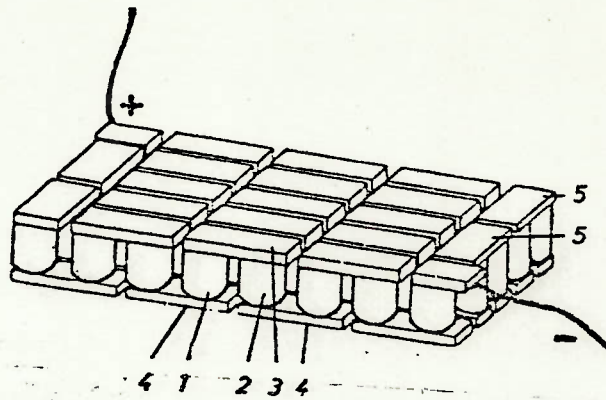


FIGURA 2.18. Bloco Peltier 1,2 pernas de semicondutor; 3,4 pontes de contato; 5 conexão cruzada para conexões em série.

nesse caso, que o ϵ é sempre inferior a 2. Às desvantagens assinaladas soma-se o alto custo dos módulos termoelétricos e dos sistemas de alimentação elétrica (altas intensidades e baixas tensões).

Por esses motivos, esse tipo de bomba térmica apresenta interesse restrito a algumas aplicações particulares, por exemplo, onde a ausência de ruídos seja da extrema importância.

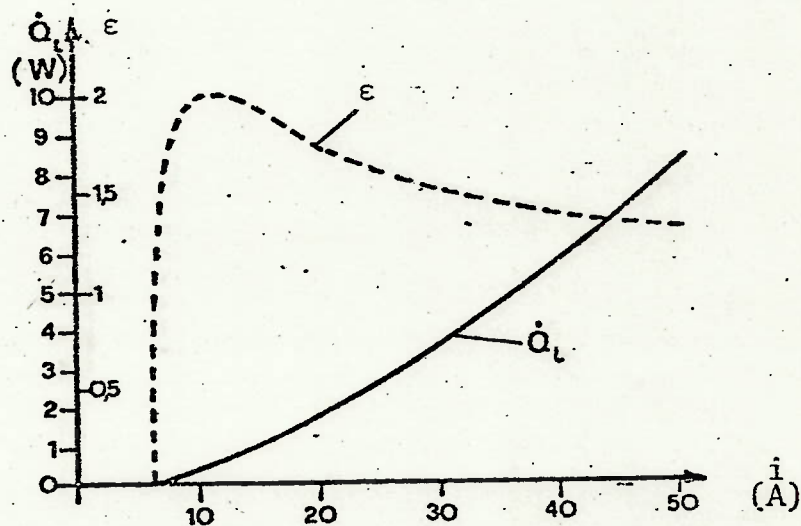


FIGURA 2.19. Desempenho de uma bomba térmica por Efeito Peltier ($T_u = 318 \text{ K}$ e $T_o = 288 \text{ K}$).

2.4.5. Ciclo de absorção

Nas bombas de calor com ciclo de absorção tem-se, de forma análoga ao ciclo de compressão de vapor, que a absorção de energia na forma de calor ocorre através de um processo de evaporação, e o fornecimento de energia se dá via um processo de condensação. Há uma válvula de expansão para proporcionar que o refrigerante passe da pressão de condensação para a de evaporação. Entretanto, o processo de compressão, e portanto a adição de energia ao ciclo, é realizado por um sistema termodinâmico sem o compressor.

O acionamento da bomba de calor com ciclo de absorção consiste em um circuito onde o refrigerante é absorvido por uma substância, chamada absorvente, a baixa pressão, sendo separado dela através do fornecimento de calor, a alta pressão, sendo então enviado para o circuito normal de refrigeração, como mostrado na Figura 2.20.

No circuito da bomba de calor por absorção, o único componente que é acionado mecanicamente é a bomba de solução. A principal entrada de energia no circuito da bomba de calor ocorre na forma de calor no gerador. Desta forma, energia na forma de calor, e não trabalho, é consumida pelo sistema.

Na Figura 2.20 apresenta-se o circuito da bomba de calor por absorção. Observa-se que há os três componentes de um sistema convencional de refrigeração: condensador, evaporador e válvula de expansão. O sistema de acionamento consiste de um circuito contendo um absorvedor, bomba de solução, gerador e válvula de expansão.

Ao deixar o evaporador o refrigerante é absorvido pela substância absorvente no absorvedor, havendo liberação de calor. Nesta mistura a pressão do evaporador torna-se a pressão parcial do refrigerante. A solução, rica em refrigerante é enviada ao gerador, via bomba de solução. Através da adição de calor, que ocorre no gerador, parte do refrigerante é separado da solução, agora fraca em refrigerante, é expandida até a pressão do absorvedor, podendo agora absorver o refrigerante proveniente do evaporador.

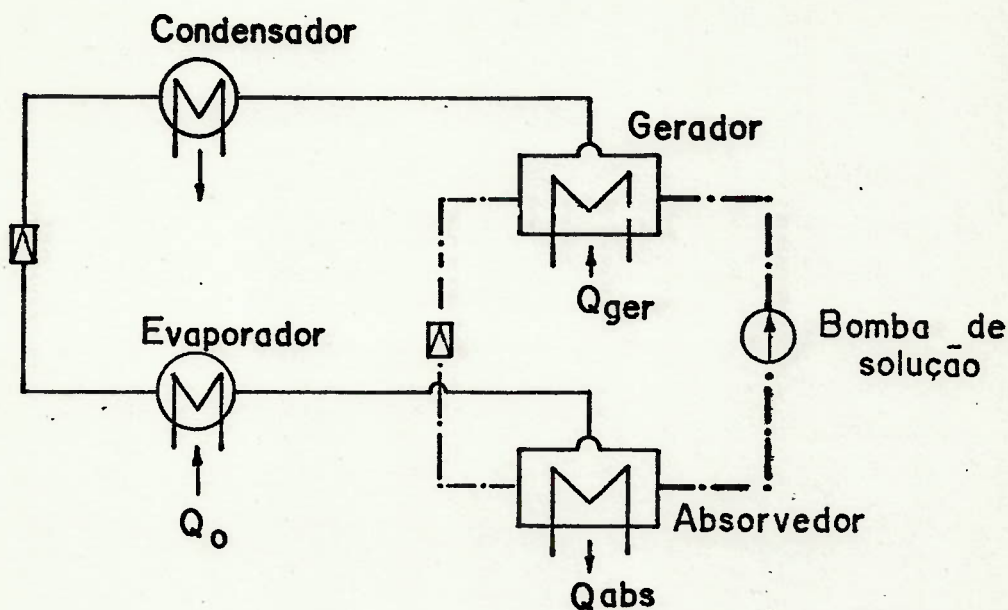


FIGURA 2.20. Esquema de um ciclo de absorção.

Na bomba de calor por absorção há os seguintes fluxos de energia:

- adição de calor para aquecimento do gerador;
- fornecimento de trabalho para acionamento da bomba de solução (muito menor que as quantidades de calor trocadas nos outros elementos);
- fornecimento de calor ao evaporador;
- liberação de calor no condensador;
- liberação de calor no absorvedor.

Note-se assim que neste ciclo há liberação de calor em dois pontos, normalmente em dois níveis de temperatura (do absorvedor e do condensador) e fornecimento de calor (entrada de energia) no gerador.

Se as temperaturas no absorvedor e condensador fossem próximas, o ciclo de absorção tenderia a um ciclo tri-térmico, podendo-se então observar quais devem ser as condições adequadas de operação deste ciclo como apresentado na Figura 2.3.

Os fluidos de trabalho de um ciclo de absorção são os pares de fluidos formados pelo refrigerante e substância absorvedora.

Na escolha dos refrigerantes e absorventes adequados devem ser levadas em consideração suas propriedades termodinâmicas e aspectos fisiológicos, sendo necessário diferenciar entre os requisitos de cada componente individualmente e os do par. Alguns requisitos importantes para refrigerantes e absorventes são listados a seguir:

Requisitos para refrigerantes:

- pressões de condensação não muito elevadas e pressões de evaporação , preferencialmente, acima da pressão ambiente;
- altas entalpias de evaporação;
- baixa viscosidade;
- bons valores de coeficientes de troca de calor.

Requisitos para os absorventes:

- baixos valores de pressão de vapor;
- baixo ponto de solidificação;
- alta densidade (influência na potência de entrada da bomba);
- baixo calor específico;
- baixa viscosidade;
- baixa entalpia de solução;
- baixa tensão superficial;
- bons valores de coeficientes de troca de calor.

Os absorventes e refrigerantes devem formar um par quimicamente estável sob todas as condições de operação, não exercendo efeitos corrosivos nos componentes do equipamento. Não devem ser tóxicos e não inflamáveis.

Os principais refrigerantes em uso são a água, amônia, aminas, compostos halocarbônicos, alcoois e outros hidrocarbonetos. As combinações $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ e $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ tem sido largamente utilizadas em sistemas de refrigeração.

A combinação $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ é geralmente usada nas instalações de refrigeração com temperaturas de evaporação abaixo de 0°C , enquanto que o par $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ é usado nas plantas de absorção empregadas em ar-condicionado, onde as temperaturas de evaporação são superiores a 0°C . Entretanto estas duas combinações tem aplicação limitada em bombas de calor por absorção. O uso da amônia como refrigerante é questionável devido à sua toxicidade e às elevadas pressões de condensação existentes na faixa de temperaturas requeridas pelas bombas de calor. A limitação para se utilizar água como refrigerante consiste no fato de se precisar de fontes frias com temperaturas superiores a 0°C .

Um sistema derivado do ciclo de absorção e que apresenta interesse para aplicações a temperaturas superiores a 100°C é o ciclo do transformador térmico ou ciclo de absorção inversa.

Os elementos fundamentais e os processos em cada um deles coincidem basicamente com os do ciclo de absorção. A principal diferença é que, neste caso, a pressão no evaporador e no absorvedor é superior à pressão no condensador e gerador. Com isso, no absorvedor, onde é obtida a quantidade de calor que constitui o efeito útil do ciclo, tem-se o maior nível de temperatura.

A Man New Technology (República Federal da Alemanha) está desenvolvendo um transformador térmico, ilustrado na Figura 2.21, que pode fornecer energia para gerar vapor a 3 bar e 133°C a partir de rejeitos a 110°C , podendo ser aplicado na produção de etileno e propileno, dentre outras aplicações.

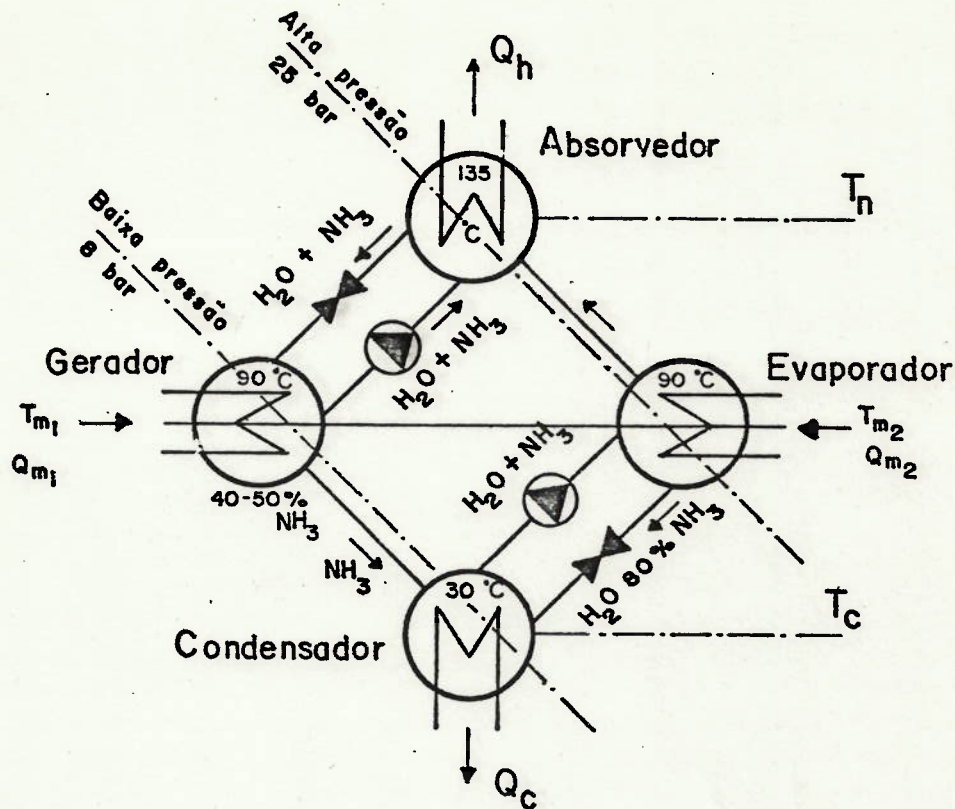


FIGURA 2.21. Transformador térmico da Man

2.4.6. Ciclo com ejetor de vapor

Como no ciclo de absorção, este ciclo utiliza fundamentalmente energia sob a forma de calor. A Figura 2.22 ilustra o circuito deste tipo de bomba de calor. Nela pode-se notar a montagem clássica de uma instalação de refrigeração: um condensador K onde o refrigerante é condensado a T_k , fornecendo energia ao circuito do fluido que deve ser aquecido, um reservatório de líquido R , uma válvula de expansão V e um evaporador E .

Neste ciclo o processo de compressão é efetuado pelo ejetor E_j onde há um bocal D para o vapor motor, que é de mesma natureza que o vapor do ciclo refrigerante. Após o bocal há uma câmara de mistura onde há o encontro do vapor motor com o vapor originário do evaporador. Esta mistura é então enviada para um difusor onde ocorre uma conversão da energia cinética do jato em entalpia do vapor, ocorrendo um aumento da pressão da mistura até o valor correspondente à temperatura de condensação do condensador, onde há a liquefação dos vapores motor e refrigerante.

A bomba B alimenta o gerador G que recebe energia do meio exterior para gerar o vapor motor.

A Figura 2.22b mostra, num diagrama log p-h os estados correspondentes ao ciclo refrigerante (pontos 1, 2, 3, 4 e 5) e ao ciclo motor (pontos ABCDEFA).

Como os processos reais no ejetor (expansão do vapor motor no bocal, transferência de quantidade de movimento na zona de mistura e recuperação de pressão no difusor) são irreversíveis, o coeficiente de eficácia real é bastante inferior ao valor máximo correspondente ao obtido por um ciclo tri-térmico ideal. A esta desvantagem somam-se as dificuldades práticas do uso do ejetor como:

- necessidade de elevadas pressões no vapor motor;
- obtenção de elevação de pressão, relativamente baixa entre as pressões dos fluxos de descarga do ejetor e de arraste (vapor refrigerante);
- relações de arraste (relação entre a vazão em massa de vapor refrigerante e vapor motor) não muito altas, sendo geralmente na maior parte das aplicações práticas inferiores à unidade.

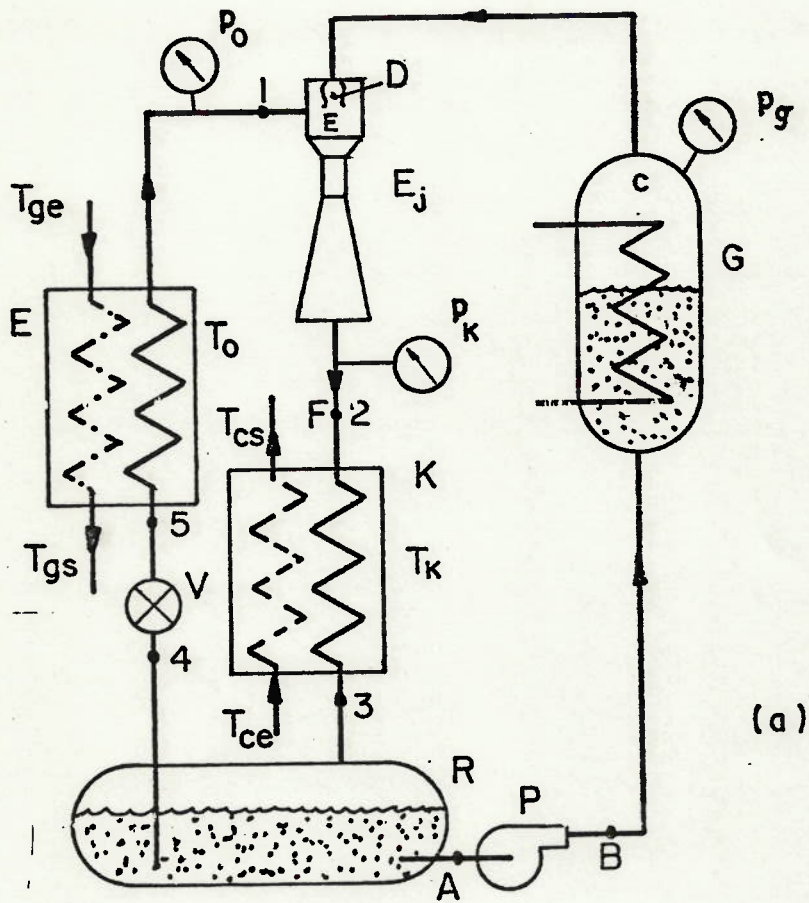
No entanto, devido ao seu baixo custo inicial, o ciclo com ejetor apresenta interesse em algumas situações específicas.

2.5. BOMBA DE CALOR CONVENCIONAL

2.5.1. Introdução

Como pode ser observado da análise dos ciclos termodinâmicos passíveis de serem usados em bombas de calor, pode-se constatar que o ciclo mais simples e eficiente é o ciclo de compressão de vapor.

Até hoje a grande maioria das bombas de calor desenvolvidas e fabricadas opera segundo o ciclo de compressão de vapor, sendo que esta tendência continuará em um futuro próximo. Neste trabalho este tipo de bomba de calor passará a ser designado por Bomba de Calor Convencional (B.C.C).



(a)

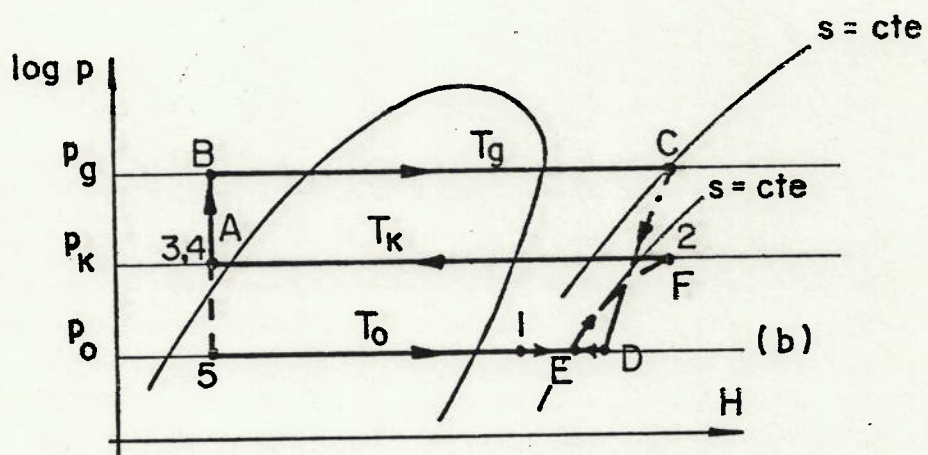


FIGURA 2.22. Ciclo com ejetor de vapor.

A bomba de calor convencional é composta pelos mesmos elementos de uma máquina de refrigeração. Há desta forma uma grande experiência acumulada no desenvolvimento e fabricação destes componentes, o que não quer dizer que já se tenha, necessariamente, atingido as características ótimas destes equipamentos, na medida em que as condições de operação de uma bomba de calor e uma máquina de refrigeração são consideravelmente diferentes, principalmente no que se refere às faixas de temperaturas e pressões.

Os componentes da bomba de calor convencional são basicamente os mesmos de um refrigerador, ou seja:

- fluido refrigerante;
- compressor e seu sistema de acionamento;
- condensador;
- evaporador;
- sistema de controle de refrigerante;
- tubulações para o escoamento do refrigerante e seus acessórios;
- sistemas elétricos de controle.

Serão analisados a seguir os principais componentes da bomba de calor convencional, isto é, o fluido refrigerante, o compressor e seu acionamento, o condensador e evaporador, e o sistema de controle de refrigerante.

2.5.2. Refrigerantes

O fluido de trabalho ou refrigerante de uma bomba de calor é o elemento que transfere a energia removida no evaporador acrescida da energia de compressão para o condensador.

Os requisitos básicos para a escolha do refrigerante envolvem aspectos relativos às suas propriedades termodinâmicas, compatibilidade com óleo lubrificante e outros materiais e segurança, ou seja:

- pressão de saturação nas temperaturas de condensação e evapo-

ração;

- entalpia específica de vaporização nas temperaturas de condensação e evaporação;
- temperatura e pressão crítica;
- temperatura de descarga do compressor;
- volume específico;
- toxicidade;
- inflamabilidade;
- estabilidade térmica.

As temperaturas de condensação e evaporação determinam, para os diferentes fluidos, as correspondentes pressões de saturação . As pressões de condensação não devem ser excessivamente elevadas para evitar espessuras de paredes e tratamentos térmicos que impliquem em altos custos. A pressão no evaporador não deve ser muito baixa para evitar que elevados valores de volumes específicos na sucção do compressor impliquem em tamanhos excessivos do mesmo. Seria de desejar que a pressão de evaporação fosse ligeiramente superior à da atmosfera para evitar eventuais infiltrações de ar que poderiam prejudicar os coeficientes de transferência de calor e ainda provocar problemas de corrosão devido à umidade do ar. A relação entre as pressões de condensação e evaporação condiciona a seleção do compressor.

A entalpia de vaporização deve ser a maior possível para que as vazões mássicas de refrigerantes sejam pequenas para se minimizar o tamanho do compressor.

A temperatura crítica deve ser significativamente maior do que a temperatura de condensação. Quando esta última se aproxima da primeira, a entalpia de vaporização cai excessivamente diminuindo a quantidade de calor transferida no condensador, por unidade de massa de fluido e, conseqüentemente, reduzindo o coeficiente de eficácia.

Para a maioria dos fluidos (a menos do R-113 , R-114 e RC-318), a temperatura de descarga numa compressão isoentrópica, a partir de um estado de vapor saturado, resulta significativamente

maior do que a temperatura de saturação correspondente à pressão de descarga. É conveniente que a temperatura máxima não seja muito elevada por diversos motivos:

- . podem ser atingidas temperaturas para as quais o fluido de trabalho começaria a apresentar degradação;
- . aumentam as solicitações em partes críticas dos compressores, por exemplo, válvulas de descarga de compressores alternativos;
- . podem ocorrer alterações no óleo lubrificante.

Os aspectos de toxicidade e inflamabilidade são básicos para caracterizar as condições de segurança de operação da bomba de calor. Ainda com relação a aspectos de segurança há os riscos de poluição ambiental que o vazamento de refrigerantes do tipo hidrocarbonetos halogenados pode causar na camada de ozona na estratosfera, o que pode aumentar a quantidade de radiação ultravioleta que atinge o solo.

A estabilidade térmica é caracterizada pela resistência das moléculas à decomposição por elevação da temperatura.

A Tabela 2.1 mostra valores máximos admissíveis de temperatura para que a decomposição térmica não ultrapasse 1% ao ano para vários fluidos de trabalho [BOREL et alii (1981)].

Fluido	Temperatura máxima para decomposição térmica de 1% ao ano (°C)
R-11	300
R-12	500
R-22	250
R-114	380

TABELA 2.1. Dados relativos à decomposição térmica de alguns fluidos.

Na prática os valores admissíveis de temperaturas são muito inferiores aos indicados na Tabela 2.1 que mostra resultados de decomposição com substâncias puras em tubos selados. Ocorre que os hidrocarbonados são miscíveis no óleo lubrificante e, para essas misturas, a decomposição térmica aumenta significativamente. KEW (1982) aconselha que as temperaturas máximas em sistemas de bombas de calor, com compressores alternativos não ultrapassem os seguintes valores:

R-11 = 107°C

R-113 = 107°C

R-114 = 121°C

A decomposição térmica implica em problemas operacionais por exemplo, nos compressores alternativos provoca depósitos de carbono nas válvulas de descarga.

Na atualidade estão sendo feitos desenvolvimentos no sentido de obter óleos lubrificantes sintéticos que minimizem os problemas de decomposição térmica das misturas fluido de trabalho-lubrificante.

Os refrigerantes que podem ser usados nas bombas de calor são, em princípio, os mesmos utilizados nas instalações de refrigeração, onde os refrigerantes mais comuns são os hidrocarbonetos halogenados, havendo também outros compostos como a amônia e água, bem como hidrocarbonetos. Nas bombas de calor os hidrocarbonetos halogenados são os mais empregados, sendo que a amônia é apontada como boa opção para certas instalações industriais.

A Tabela 2.2 apresenta algumas características de refrigerantes que vem sendo empregados em bombas de calor, ou que apresentam um bom potencial de aplicação.

A Figura 2.23 mostra a capacidade volumétrica de aquecimento para vários refrigerantes e para uma temperatura de condensação de 50°C. Nota-se nesta figura a posição de destaque da amônia.

Refrigerante (1)	Fórmula Química	Massa Molecular	Temp. de Congelamento °C	Temp. Crítica	Pressão Crítica	Pressões de Saturação a T=0°C T=50°C bar	Relação de Pressão (2)	η (3)	Q/V (4) kJ/m³
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 ₂	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,

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

TABELA 2.2. Refrigerantes para Bombas de Calor

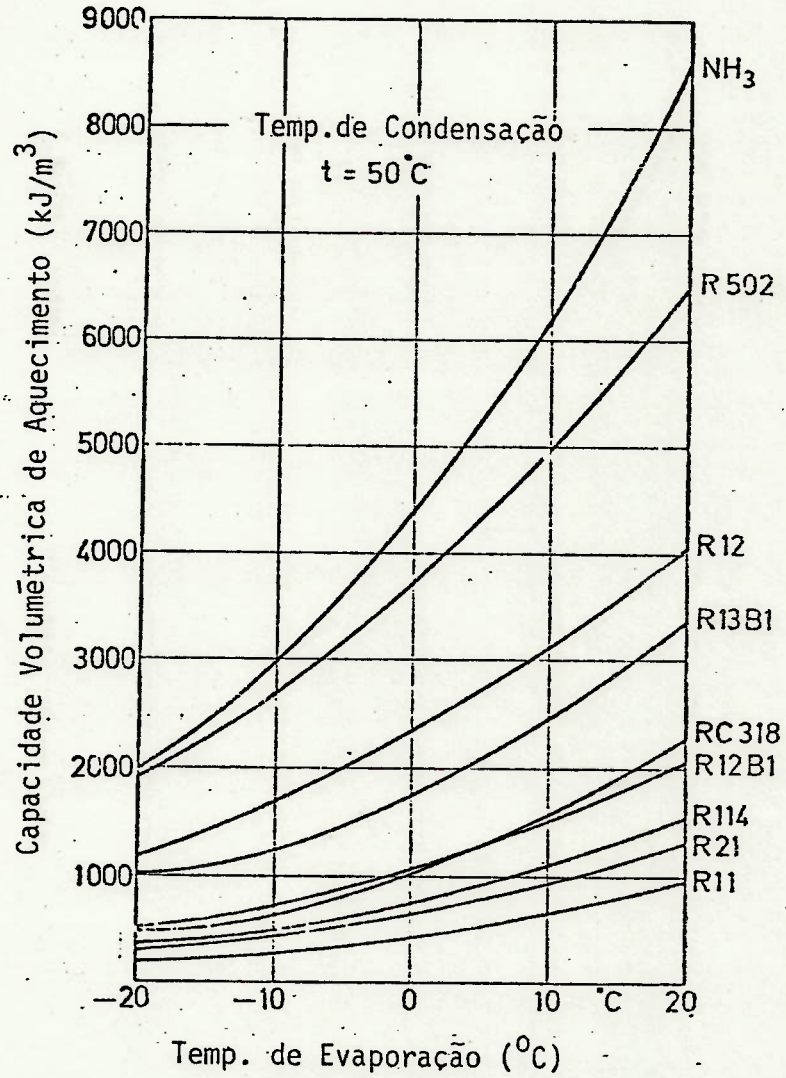


FIGURA 2.23. Capacidade volumétrica de aquecimento na temperatura de condensação de 50°C .

Em termos de faixas adequadas de utilização a Figura 2.24 mostra para os refrigerantes R-22, R-12, R-500, R-717 e R-114 as faixas de temperaturas de evaporação e condensação normalmente recomendadas.

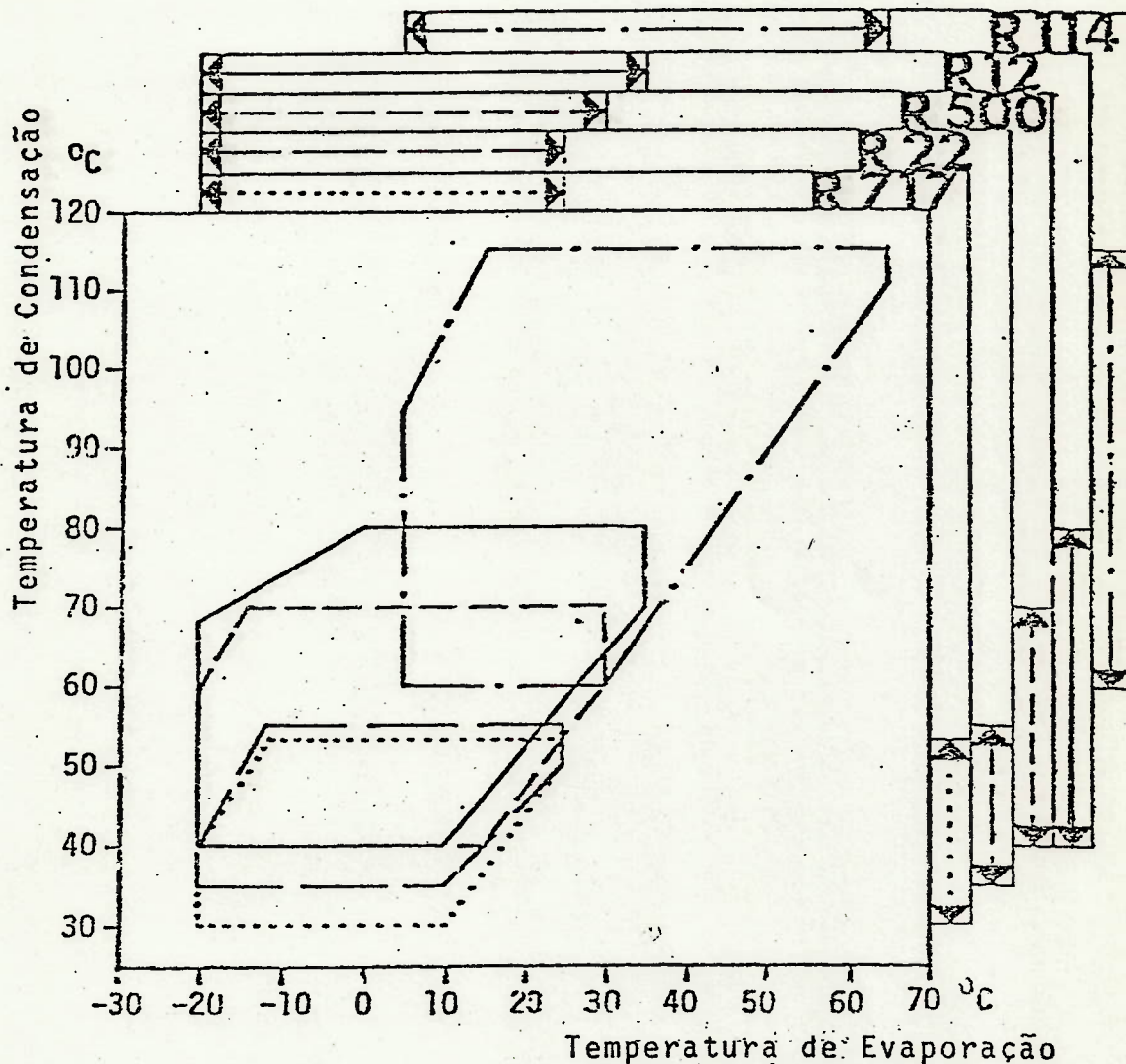


FIGURA 2.24. Faixas de temperaturas de evaporação e condensação e refrigerantes utilizados em bombas de calor.

Os coeficientes de transferência de calor por convecção na condensação e na evaporação são fatores importantes no dimensionamento dos condensadores e evaporadores. De um modo geral pode-se dizer que os coeficientes de transferência de calor da água são um pouco maiores do que os da amônia que são maiores do que os dos hidrocarbonetos que são superiores aos dos hidrocarbône-

tos halogenados.

Isto pode ser verificado na Tabela 2.3 onde estão apresentados valores do coeficiente de transferência de calor na condensação (α_c) no exterior de um tubo horizontal, obtidos pela fórmula de Nusselt.

Fluido	H ₂ O	NH ₃	nC ₄ H ₁₀	R-11	R-12	R-22
α_c (kW/m ² K)	18,6	12,6	3,6	2,7	2,3	2,7

TABELA 2.3. Coeficiente de transferência de calor na condensação para vários fluidos.

- temperatura de condensação: 50°C
- diferença entre a temperatura de condensação e a parede do tubo: 5 K
- diâmetro do tubo: 5 mm

Uma característica operacional muito importante dos fluidos refrigerantes é sua miscibilidade com o óleo lubrificante. Uma elevada solubilidade do refrigerante no óleo pode provocar uma redução excessiva na viscosidade deste, além de influenciar o coeficiente de troca de calor no evaporador e condensador. Em bombas de calor que operam com hidrocarbonetos halogenados, dependendo do tipo do compressor, uma redução nas pressões ou aumento nas temperaturas do mesmo, num transitório qualquer, provoca uma redução da solubilidade do fluido no óleo. Nessas situações ocorre a formação de espumas que podem aumentar o arraste de óleo lubrificante pelo fluido de trabalho na descarga do compressor. Assim, a miscibilidade do fluido no óleo condiciona diversas características de projeto das bombas de calor, por exemplo:

- . necessidade ou não de separador de óleo na descarga do compressor;
- . dimensionamento dos circuitos do fluido, de modo que as velo-

cidas de escoamento e a geometria dos mesmos permitam o retorno do óleo ao compressor;

- . instalação, quando necessário, de elementos de aquecimento do óleo no "carter" de compressores alternativos, para diminuir a absorção de fluido de trabalho nas paradas do sistema.

Hã ainda outras características operacionais dos refrigerantes que devem ser observadas:

- os halogenados não são inflamáveis e praticamente não tóxicos, pois R-11, R-22, R-114B2 tem aproximadamente a mesma toxicidade de de CO₂ e R-12, R-114 são ainda menos tóxicos;
- amônia é tóxica, apresentando problemas de operação a temperaturas altas devido às elevadas pressões de condensação; não deve ser usada com metais não ferrosos como cobre ou latão , já que, em presença de umidade tem efeito corrosivo sobre eles;
- os halogenados são compatíveis com os metais usuais, devendo-se evitar zinco, magnésio e suas ligas;
- a maioria dos halogenados pode ser usada com elastomeros do tipo Buna-N, exceto R-21 e R-22 (para este último é preferível neoprene);
- os halogenados são passíveis de apresentarem vazamentos devido à sua baixa tensão superficial;

Com relação aos fluidos disponíveis para temperaturas em torno dos 100°C, ou seja R-11, R-113 e R-114, pode-se observar que:

- o R-11 e R-113 apresentam as menores pressões de condensação, porém tem os maiores volumes específicos na fase vapor;
- o R-11 pode apresentar problemas de estabilidade devido às elevadas temperaturas de descarga;
- o R-114 apresenta maiores pressões de condensação que o R-11 e R-113, porém o volume específico da fase vapor é bem inferior;
- para o R-113 e R-114 o final de uma compressão isoentrópica pode estar na região de saturação, o que requer que, na entrat

da do compressor, estes fluidos estejam superaquecidos.

Atualmente estão sendo desenvolvidas misturas não azeotrópicas, para que se obtenham coeficientes de eficácia superiores àqueles obtidos com os refrigerantes usuais. A previsão para entrada em operação comercial destes sistemas é de 1990.

2.5.3. Compressores

O compressor é o componente mais importante da bomba de calor, sendo seu desempenho fundamental para o coeficiente de eficácia, vida em serviço, desempenho operacional, manutenção, reparos, ruído e vibrações. Embora os compressores desenvolvidos para aplicações em refrigeração possuam elevado grau de confiabilidade, ainda não satisfazem completamente todos os requisitos das bombas de calor.

O compressor é responsável pela movimentação do refrigerante no circuito da bomba de calor e pelo aumento da pressão do refrigerante. Apesar do número de tipos de compressores existentes, pode-se classificá-los, basicamente, em três tipos, como mostrado na Figura 2.25: alternativo, rotativo e turbocompressor.

Para caracterizar as faixas de aplicação dos compressores a Figura 2.26 mostra, de forma geral, em função da carga térmica do condensador os tipos de compressores indicados. A Tabela 2.3 complementa esta informação mostrando os valores limites das relações de pressão e as faixas de vazão características dos tipos de compressores.

Tipo	Relação de Pressão	Vazão na Sucção (m ³ . h ⁻¹)
Alternativo	10 : 1	50 a 3.000
Parafuso	6 : 1	500 a 6.000
Centrífugo	4,5 : 1	3.000 a 300.000
Axial	3 : 1	100.000 a 900.000

TABELA 2.4. Faixas de operação dos compressores

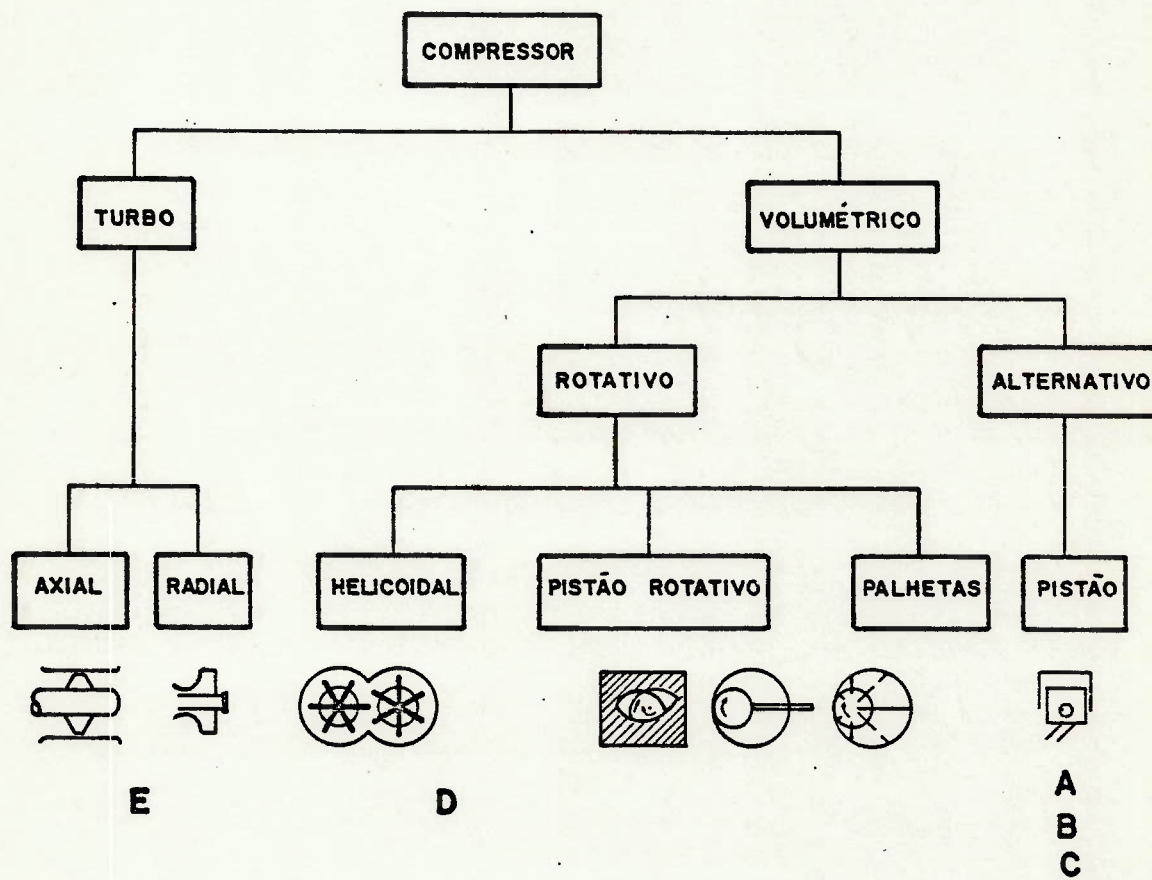
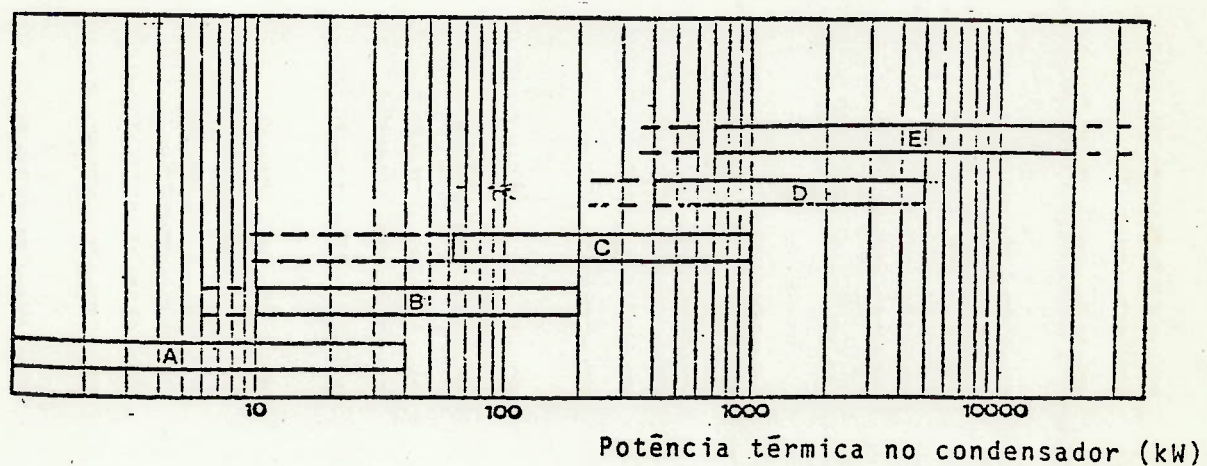


FIGURA 2.25. Principais tipos de compressores



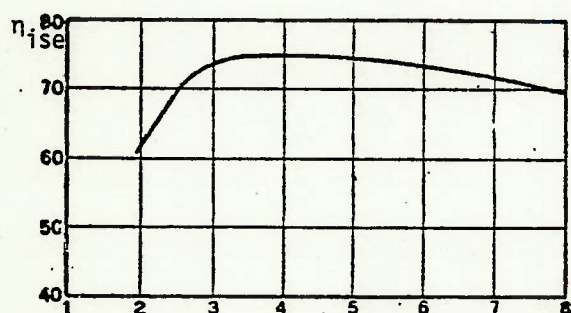
- A: compressores alternativos herméticos
- B: compressores alternativos semi herméticos
- C: compressores alternativos não herméticos
- D: compressores parafuso
- E: turbocompressores

FIGURA 2.26. Tipos de compressores usados em bombas de calor em função da carga térmica no condensador.

Na faixa de pequenas potências os compressores alternativos são utilizados quase que exclusivamente. Como pode ser observado da Figura 2.26 até cerca de 40 kW de potência térmica são empregados compressores herméticos, onde o motor elétrico de acionamento está numa mesma carcaça com o compressor. De 10 kW até 110 kW tem-se o tipo semi-hermético. Para potências superiores, até 1000 kW, são utilizados compressores não herméticos, ficando o motor de acionamento fora da carcaça do compressor. Com este tipo de compressor alternativo pode-se empregar compressores com "pistões secos", onde o fluido de trabalho não se mistura com o óleo lubrificante, como ocorre com os tipos convencionais.

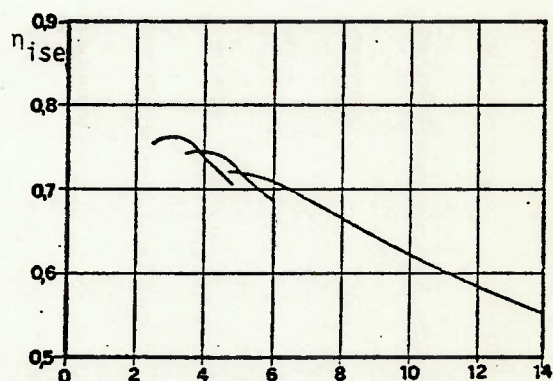
Com relação às características de desempenho dos compressores alternativos, a Figura 2.27a mostra numa curva típica do rendimento isoentrópico, de importância fundamental na compressão, em função da relação de pressões, notando-se que os valores situam-se entre 0,60 e 0,75. O espaço nocivo também tem grande influência no desempenho da bomba de calor, pois um aumento no espaço nocivo de 2 a 6% reduz o coeficiente de eficácia em cerca de 20%. As oscilações do gás na tubulação de sucção do compressor, devido à aspiração pulsante podem, dependendo da fase, facilitar ou restringir o preenchimento do cilindro.

Os compressores a parafuso cobrem uma faixa de potência térmica superior àquelas dos compressores alternativos. Os compressores a parafuso são unidades compactas, sendo que a regulagem da potência é de fácil execução. Estes compressores permitem um resfriamento intermediário por injeção de óleo durante a compressão o que aumenta a eficácia do ciclo. A vazão de óleo que circula com o fluido refrigerante é, para os compressores parafuso do tipo macho e fêmea, maior que para os compressores alternativos.



Relação entre pressões
de descarga e sucção

(a)



(b)

FIGURA 2.27, Rendimentos isoentrópicos para com-
pressores alternativos e parafusos
em função da relação de pressão.

A Figura 2.27b mostra uma curva do rendimento isoentrópico de compressor a parafuso, observando-se que à medida que a relação de pressões aumenta ele cai mais rapidamente que o compressor alternativo.

Os compressores de parafuso operam em rotações elevadas (p.e. 3500 rpm). Além do tipo "macho e fêmea", onde um dos rotores aciona o outro há o compressor do tipo parafuso seco onde o acionamento é feito nos dois rotores.

Os compressores centrífugos são utilizados em bombas de calor que operam com altas vazões, baixas relações de pressão e altas cargas térmicas. Estes compressores combinam compacidade e baixo custo de manutenção. Este tipo de compressor permite a obtenção de eficácias do ciclo muito elevadas. A potência térmi

ca pode ser regulada em uma larga faixa, principalmente, se os compressores são equipados com dispositivos que permitem variar as seções de passagem do gás na sucção.

Os compressores centrífugos são muito empregados nas instalações de recompressão de vapor d'água, devido aos elevados valores de volume específico deste fluido, sendo que também os compressores a parafuso estão sendo empregados para esta finalidade.

O acionamento dos compressores pode, em princípio, ser feito através de motores elétricos, a combustão, turbinas e vapor e a gás. Nos casos em que o acionamento é feito por motor a combustão pode-se aproveitar a energia dos gases de escape e da água de resfriamento.

2.5.4. Condensadores e evaporadores

Os tipos de condensadores e evaporadores usuais em sistemas de refrigeração estão mostrados na Tabela 2.5. O gás indicado nesta tabela é usualmente ar e o líquido é usualmente água, embora outras substâncias também possam ser usadas.

	REFRIGERANTE	FLUIDO
Condensador	interior dos tubos	gás no exterior
	exterior dos tubos	líquido no interior
Evaporador	interior dos tubos	gás ou líquido do exterior
	exterior dos tubos	líquido no interior

TABELA 2.5. Alguns tipos de evaporadores e condensadores

Para a troca de calor ar-refrigerante os trocadores de calor com tubos aletados externamente são os mais empregados, enquanto que para a troca de calor líquido-refrigerante o tipo casco e tubo é o mais utilizado.

O condensador, que proporciona a transferência de calor do re

refrigerante para o fluido que deve ser aquecido, opera normalmente com pressões do refrigerante de 1 a 2 MPa (10 a 20 bar). Nos tipos casco e tubo normalmente utilizados com água, esta circula no interior dos tubos, enquanto que o refrigerante condensa no exterior dos tubos que são geralmente aletados. Quando é empregado ar, como já mencionado, este circula externamente aos tubos aletados.

O evaporador, responsável pela transferência de calor para o refrigerante, apresenta os mesmos tipos usuais de configuração existentes para os condensadores. Para evaporadores que operam com ar tem-se os evaporadores com tubos aletados externamente e para evaporadores que operam com água o tipo mais utilizado é o casco e tubo. Os evaporadores casco e tubo podem ser classificados em :

- expansão direta, onde o refrigerante escoar no interior dos tubos com aletas internas;
- inundado, onde o refrigerante evapora externamente aos tubos aletados.

Como regra geral os evaporadores do tipo de expansão direta são usados para cargas térmicas de cerca de 7 kW a cerca de 1000 kW, enquanto que os de tipo inundado são disponíveis em capacidades que vão de cerca de 35 kW até cerca de 30.000 kW, sendo mais frequentes nas instalações de grande porte.

As principais vantagens do evaporador do tipo de expansão direta sobre o inundado são a menor carga de refrigerante requerida, e a garantia de retorno do óleo lubrificante para o compressor.

2.5.5. Dispositivos de expansão

Para as aplicações industriais o dispositivo de expansão mais largamente utilizado é a válvula de expansão termostática. Este tipo de válvula executa duas funções importantes: reduz a pressão do refrigerante da pressão de condensação para a de evaporação e controla sua vazão de forma que o evaporador receba a quantidade necessária que pode ser evaporada. A válvula funciona de forma que o refrigerante ao sair do evaporador esteja completa-

mente na fase vapor e levemente superaquecido, porém não muito, para evitar que boa parte do evaporador seja usada para superaquecer o refrigerante. Assim esta válvula é usada para otimizar a utilização do evaporador, sendo que o superaquecimento é importante para se assegurar que não se envie refrigerante na fase líquida para o compressor

Uma variante da válvula termostática, com a cápsula de controle operada eletricamente, é algumas vezes usada no lugar da válvula controlada pela pressão de vapor. Na configuração usual ela é controlada por um termistor que sente o nível de líquido na saída do evaporador. Se aparece refrigerante na fase líquida o termistor é resfriado mais vigorosamente e a mudança de sua resistência é usada para restringir o orifício da válvula, reduzindo a vazão de refrigerante. A principal vantagem da válvula elétrica é que ela é independentemente do refrigerante usado no sistema, sendo particularmente interessante no estudo de bombas de calor utilizadas em experimentos com novos refrigerantes.

Outra alternativa interessante é a válvula de expansão automática ou válvula de expansão de pressão constante. Sua função é regular a vazão mássica de forma a manter uma pressão fixa no evaporador, balanceando assim a capacidade de bombeamento do compressor. Este tipo de válvula tem sido empregado em sistemas de refrigeração com capacidade inferior a 30 kW. Com relação à comparação de seu desempenho com a válvula de expansão termostática para sistemas de bomba de calor, ainda há necessidade de estudos experimentais.

Quando é empregado um evaporador do tipo inundado utiliza-se uma válvula de expansão acionada por um dispositivo tipo bóia. Ela controla o fluxo de refrigerante através do seu nível no evaporador. Esta válvula proporciona o mesmo resultado que a válvula de expansão termostática, na medida em que só admite refrigerante no evaporador quando ele está sendo vaporizado. Estas válvulas tendem a ser mais caras que as válvulas de expansão termostáticas.

3. APLICAÇÕES INDUSTRIAIS DE BOMBAS DE CALOR

3.1. AVALIAÇÃO DAS POTENCIALIDADES DE APLICAÇÃO DE BOMBAS DE CALOR EM PROCESSOS INDUSTRIAIS

A definição dos setores e processos industriais onde a aplicação da bomba de calor é técnica e economicamente viável está vinculada à faixa de temperaturas destes processos.

Hoje as Bombas de Calor Convencionais (B.C.C) estão limitadas em termos de temperatura de condensação em torno dos 120°C e os Sistemas de Compressão Mecânica de Vapor (SMCV) podem, em princípio, operar até 200°C . Desta forma, aqueles setores industriais onde os processos existentes nestas faixas de temperatura representam um peso considerável no consumo energético do setor, podem ser encarados como aqueles onde as bombas de calor tem um bom potencial de aplicação.

Assim, baseando-se nos dados do Balanço Estadual de Energia do Estado de São Paulo, foi observado que do total de energia consumida em 1981 no setor industrial ($481,5 \times 10^{12}$ kJ), cerca de 86% o foi na forma de calor, dos quais 44% para processos a baixas temperaturas ($\sim 182 \times 10^{12}$ kJ), notadamente entre 50 e 300°C . Considerando-se agora os dados obtidos por KAMIKURA e RODRIGUES, foi elaborada a Tabela 3.1 onde são apresentados os setores onde os processos com faixa de temperatura de 50 a 150°C , apresentam as maiores porcentagens de consumo energético dentre todos os processos do setor.

Os setores apresentados na Tabela 3.1, química e petroquímica, alimentos e bebidas, celulose e papel e têxtil são, respectivamente o 1º, 3º, 5º e 6º setores com maiores percentuais de participação no consumo industrial. O consumo energético destes setores, em 1981, para processos com temperaturas até 150°C , foi de 82,48 PJ ($82,48 \times 10^{12}$ kJ), ou seja, cerca de 14×10^6 BEP (barril equivalente de petróleo). Evidencia-se assim que estes quatro setores são aqueles que devem ser encarados como potenciais para o emprego de bombas de calor.

No setor químico e petroquímico podem ser destacados os processos de aquecimento de água, evaporação e destilação, sendo que nes

tes dois últimos além do emprego de B.C.C pode-se pensar em SCMV.

Setor	% no Consumo Indust. do Est. de São Paulo (1981)	% do Consumo do Setor p/ Usos Térmicos	% do Consumo p/ processos c/ temperatura inferior a 150°C	% de Deriv. de Petróleo na Demanda Energética p/ Processos com $T \leq 150^{\circ}\text{C}$	Energia Consumida nos Processos c/ $T < 150^{\circ}\text{C}$ 1981 (10^{12} kJ)
Química e Petroquímica	17,3	86	57	93	38,0
Alimentos e Bebidas	15,8	90	35 ⁽¹⁾	56	13,4
Celulose e Papel	8,2	83	47 ⁽²⁾	92	14,2
Têxtil	5,1	78	91	97	16,9

(1) Processos com $T \leq 250^{\circ}\text{C}$ representam 97%

(2) Processos com $T \leq 200^{\circ}\text{C}$ representam 91%

TABELA 3.1. Setores Potenciais para Emprego de Bombas de Calor

No setor de alimentos e bebidas há os processos de secagem e evaporação (concentração) e destilação, pasteurização, desodorização, cozimento, esterização e lavagem, dentre outros. Deve-se notar que neste setor além do emprego da BCC e SMCV (concentração e destilação) há várias situações onde a B.C.C pode ser utilizada como elemento de aquecimento e refrigeração, esquematizado na Figura 3.1, como para o setor de balas e chocolates.

Os processos do setor de celulose e papel que apresentam interesse para aplicação de bombas de calor são a concentração de licor negro (emprego de SCMV), cozimento de celulose e secagem de papel.

Na área têxtil os processos potenciais são os de lavagem e tingimento, como esquematizado na Figura 3.2.

Um outro setor industrial que apresenta processos onde a bomba de calor é alternativa interessante é o setor metal-mecânico .

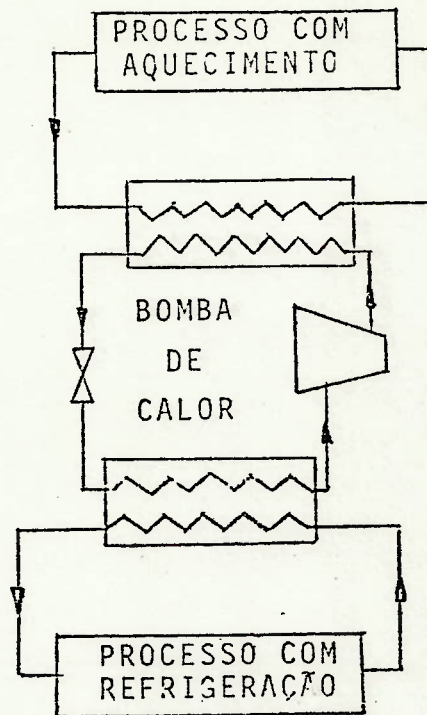


FIGURA 3.1. Aplicação de Bomba de Calor em Processos com Resfriamento e Aquecimento Simultâneos.

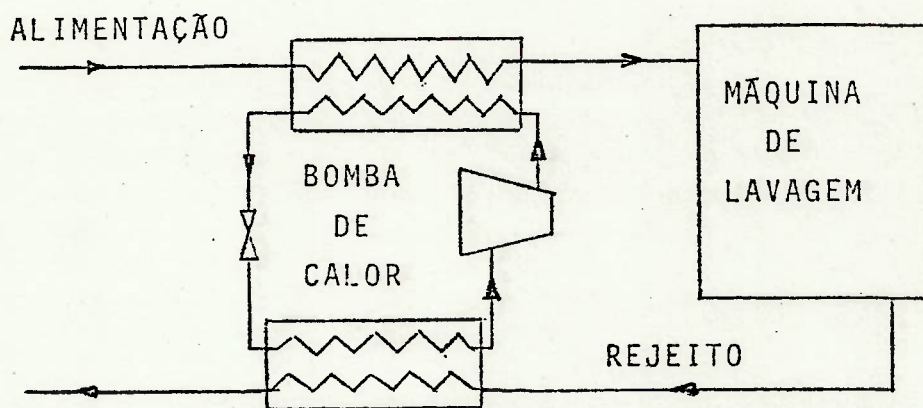


FIGURA 3.2. Aplicação de Bomba de Calor em Processo de Lavagem de Indústria Têxtil.

Neste setor os processos de secagem, galvanoplastia, decapagem, pintura, recuperação de solventes afiguram-se como potenciais para emprego das BCC.

Além destes setores industriais, o setor da agro-indústria apresenta os processos de aquecimento de água e secagem que tem grande potencial de emprego de BCC, como mostrado na Figura 3.3.

Este perfil de setores potenciais para emprego de bombas de calor é, em grande parte, o mesmo levantado em países do hemisfério norte onde o uso de bombas de calor em processos industriais encontra-se razoavelmente disseminado, como pode ser observado nos trabalhos que estão relacionados a seguir:

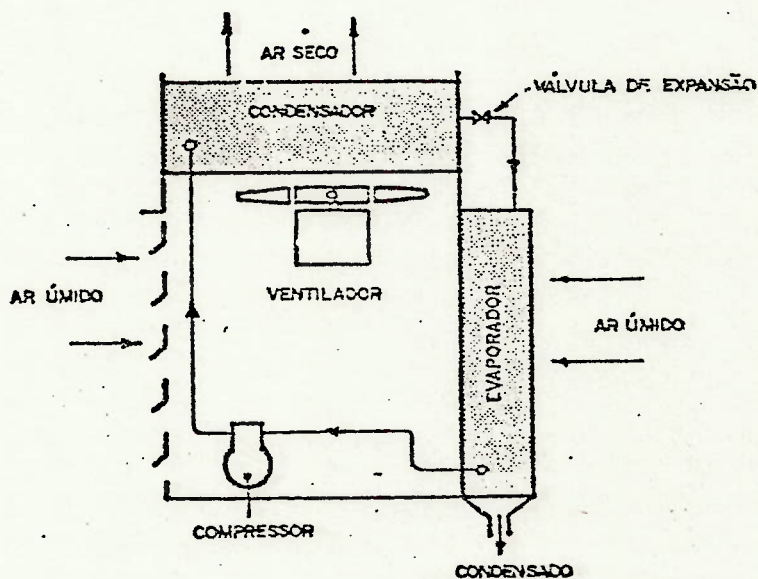


FIGURA 3.3. Bomba de Calor como Desumidificador para Operações de Secagem.

- Na Inglaterra, em 1976, em estudo realizado pelo Energy Technology Support Unit foi concluído que havia possibilidade de economia energética anual, através do emprego de bombas de calor para processos até 150°C, de 420.000 tep (ton equivalente de petróleo), ou seja, cerca de £40-50 milhões por ano, e os setores potenciais detectados eram os de alimentos, química e têxtil.
- Em estudo semelhante ao inglês, realizado na Dinamarca em 1981 foi apontado que as bombas de calor poderiam ser responsáveis por reduções de consumo energético correspondentes a cerca de 5% do consumo industrial, o que equivalia a 11% da demanda de calor na indústria dinamarquesa para operações com temperaturas inferiores a 200°C. Os setores potenciais eram os de alimentos, têxtil, madeira e papel.
- Na França o uso de BCC e SCMV vem se difundindo rapidamente, sendo que, com relação as BCC, de 1976 à 1983 foram implantadas 22 unidades industriais, com ênfase no setor de alimentos e bebidas, e secagem de placas de gesso, com incentivos governamentais. Com relação ao SCMV, de 1977 a 1984, foram implantadas 80 unidades que se distribuem basicamente nos setores químico e de alimentos (leite, álcool), em operações de destilação, evaporação e recuperação térmica, também com incentivos governamentais.

3.2. INSTALAÇÕES EXISTENTES DE BOMBAS DE CALOR

Atualmente no Brasil o número de bombas de calor (BCC e SCMV) instaladas em processos industriais é pequeno. Durante a realização deste trabalho foram identificadas 5 unidades sendo 3 BCC e 2 SCMV. As características das 3 BCC são apresentadas a seguir:

a) Caso 1:

- . Empresa: Cia. Industrial e Comercial Brasileira de Produtos Alimentares (Nestlé)
- . Localização: Caçapava - SP
- . Setor Industrial: Alimentos

- . Processo: Aquecimento de água até 65°C para processamento de chocolate
- . Características da Instalação
 - tipo: BCC
 - fonte fria: água de torre de resfriamento a 30°C
 - utilizador: água para processamento de chocolate, que sai a 65°C do condensador
 - capacidade de aquecimento ou potência fornecida no condensador (kW): 613
 - potência do motor do compressor (kW): (224)
 - tipo de compressor: parafuso
 - fabricante do compressor e da bomba de calor: Mycom (Maiekawa)
 - temperatura de evaporação (°C): 15
 - temperatura de condensação (°C): 71
 - refrigerante: R-12

. Outras Informações

Esta BCC foi instalada em 1981 pela Maiekawa e sua utilização permite economizar 1050 kg vapor/h. O compressor e parte de seu sistema de controle foram importados. O tempo de retorno do investimento foi de 3,5 anos (o custo total em meados de 1981 foi de Cr\$ 24.000 milhões). A instalação vem operando (24 h) por semana, sem apresentar problemas.

b) Caso 2

- . Empresa: Empresa do Grupo Santista
- . Localização: Cabedelo (PB)
- . Setor Industrial: Alimentos
- . Processo: resfriamento e aquecimento de massa alimentícia.
- . Características da Instalação:

- tipo: BCC

Trata-se de uma bomba de calor do tipo em cascata onde o evaporador do circuito de temperaturas mais baixas é usado para fins de refrigeração e o condensador do circuito de temperaturas altas é usado para fins de aquecimento.

- Características

. circuito de baixa temperatura

- carga térmica no evaporador (kW): 192,8
- temperatura de evaporação (°C): 2
- temperatura da água na saída do evaporador (°C): 7
- refrigerante: R-12
- tipo de compressor: alternativo (2 em paralelo)
- acionamento: motor elétrico
- potência de acionamento (kW): 2 x 46,3
- fabricante do compressor: Sabroe
- temperatura de condensação (°C): 70

. circuito de alta temperatura

- temperatura de evaporação (°C): 58
- temperatura de condensação (°C): 107
- carga térmica no condensador (kW): 358
- temperatura da água na saída do condensador (°C): 98
- refrigerante: R-114
- tipo de compressor: alternativo (2 em paralelo)
- acionamento: motor elétrico
- potência de acionamento (kW): 2 x 41,1
- fabricante do compressor: Sabroe

. Outras Informações

Este sistema foi fabricado pela Sabroe (Sabroe Atlas do Brasil Ltda) sendo todos os componentes nacionais, exceto alguns selos para os compressores de R-114. O sistema entrou em operação, na fase de testes, no início deste ano, sendo que a unidade industrial deve entrar em operação em meados deste ano.

c) Caso 3:

- . Empresa: Volkswagen do Brasil
- . Localização: São Bernardo do Campo (SP)
- . Setor Industrial: Metal-Mecânica (Automobilística)
- . Processo: banho desengraxante
- . Características da Instalação
 - tipo: BCC

- características

Este sistema possui uma capacidade de aquecimento total de 1500 kW para aquecer um banho desengraxante a cerca de 70°C. Foi detectado ainda que esta instalação também é usada para gerar água gelada em torno de 10°C para ca_ubines de pintura.

O sistema foi fabricado pela Sabroe, com compressores al_{te}rnativos, encontrando-se em operação desde o início de 1985.

Os SCMV estão implantados em sistemas de evaporadores, um con_{ce}trando água de maceração de milho (Refinações de Milho Bra_{si}l) e o outro concentrando uma solução de sulfato de zinco (Cia Mineira de Metais). O primeiro foi implantado em 1981 e tem uma potência de acionamento de 489 kW, sendo o compressor acionado por turbina a vapor. O segundo entrou em operação em 1971 e tem uma potência de acionamento de 560 kW, com acionamento por motor elétrico. Nos dois casos os compressores foram importados.

Com relação a bombas de calor instaladas para fins não indus_{tri}ais, foram identificadas 6 unidades destinadas aos seguintes fins:

- 3 unidades para aquecimento de piscinas e vestiários (ACM , Esporte Clube Pinheiros, Clube Paineiras do Morumbi).
- 1 unidade para aquecimento de água de laboratório fotográfico (Curt)
- 1 unidade para aquecimento de água para consumo em hotel (Meridiên - RJ).
- 1 unidade para aquecimento de água de chuveiros e sanitários (Robert Bosch - Curitiba), sendo que esta unidade está atual_{me}nte desativada.

No término deste trabalho foram coletadas novas informações acer_{ca} de sistemas de bombas de calor que serão instalados ou que foram recém instalados. São eles:

- BCC para piscina do centro esportivo da prefeitura de Santo André, fabricada pela Maiekawa;
- SCMV aplicado a uma coluna de destilação de álcool instalado

em uma usina em Boituva (SP) com compressor da Omel com potência de 74,6 kW e capacidade de evaporação de 1 t/h. Este sistema teve sua montagem terminada em meados deste ano;

- SCMV para ser implantado na COPENE em Camaçari (BA) para gerar vapor a 240°C e 1,5 MPa a partir de vapor saturado a 0,34 MPa. Atualmente está sendo feita a requisição dos equipamentos no mercado internacional.

3.3. FABRICANTES DE EQUIPAMENTOS

3.3.1. Considerações Gerais

Será apresentado a seguir a situação de oferta de equipamentos para bombas de calor no mercado brasileiro, seu estágio atual e limitações. Esta análise será restrita aos fabricantes de compressores uma vez que os demais elementos das bombas de calor : trocadores de calor, refrigerantes e elementos de controle, são de utilização generalizada nos sistemas de refrigeração e não apresentam, a princípio, alterações substanciais quando utilizados em bombas de calor. Além disto o compressor é o equipamento mais complexo da bomba de calor e que requer desenvolvimentos especiais. Atualmente no Brasil é usual que os fabricantes de compressores forneçam bombas de calor completas, ou seja, incluindo os trocadores de calor e os sistemas de controle.

Serão apresentadas as informações levantadas junto aos fabricantes de compressores que vem fornecendo equipamentos para bombas de calor instaladas no Brasil, ou seja, Mycom, Sulzer e Sabroe. Além destes fabricantes são apresentados outros que tem condições de fornecer compressores para bombas de calor.

3.3.2. Mycom (Mayekawa do Brasil)

A Mycom fabrica no Brasil compressores alternativos para refrigeração industrial de um e dois estágios com potência de acionamento até 200 HP, e compressores parafuso tipo macho-femea com potência de acionamento de 75 a 1500 HP.

Os compressores alternativos são inteiramente fabricados no Bra

sil e os compressores parafuso tem a carcaça fabricada aqui e o rotor e parte do sistema de controle são importados.

A Mycom tem bombas de calor instaladas operando com compressores alternativos e parafuso, usando R-22 e R-12. Ainda não tem no Brasil unidades operando com R-114.

Segundo a Mycom a relação entre o custo do compressor e o custo da bomba de calor completa é de cerca de 0,35 para o caso de compressores alternativos e de 0,50 para compressores de parafuso.

A Mycom tem, até o momento, uma bomba de calor industrial que está instalada na Nestlé em Caçapava (SP), tendo algumas bombas de calor para aquecimento de piscina e água de vestiários em clubes (ver 3.2).

Com os custos fornecidos para compressores alternativos (20 HP, 40 HP, 60 HP, 75 HP, 100 a 125 HP e 150 HP) e para compressores parafuso (200 HP, 400 HP, 600 HP e 800 HP) foi possível se estabelecer uma curva de variação de custo com a potência de compressores, que é de grande utilidade para se ter uma primeira estimativa do custo de bombas de calor. Estas curvas são:

. Custo (US\$) = $926,7 (\dot{W}_{cp})^{0,5265}$ para compressores alternativos onde \dot{W}_{cp} é a potência de acionamento do compressor em HP.

. Custo (US\$) = $9712 (\dot{W}_{cp})^{0,3465}$ para compressores parafuso.

Deve-se observar que estas curvas foram levantadas para serem utilizadas na avaliação de custos de sistemas de bombas de calor, dentro dos objetivos deste trabalho, não sendo portanto dado oficial da Mycom.

3.3.3. Sulzer do Brasil S.A.

A Sulzer fabrica no Brasil compressores alternativos tipo seco e centrífugo para aplicações industriais. As capacidades das BCC Sulzer vão de 100 a 20.000 kW.

Os compressores alternativos isentos de óleo (seco) são inteiramente fabricados no Brasil e os centrífugos tem como item importado o rotor.

A Sulzer tem uma BCC instalada em um hotel (ver 3.2) que foi inteiramente fabricada no Brasil, operando com R-12 e um SCMV em uma unidade de concentração de sulfato de zinco (ver 3.2) sendo que este equipamento foi importado. A Sulzer ainda não tem sistemas operando com R-114 no Brasil.

Segundo a Sulzer a relação entre o custo do compressor e o custo da bomba de calor completa é de aproximadamente 0,50 para os compressores alternativos isentos de óleo e parafuso, e de 0,32 para os compressores alternativos convencionais.

Ainda segundo a Sulzer uma bomba de calor para a faixa de capacidade de aquecimento de 460 a 930 kW tem um custo estimado em cerca de US\$ 119.000 (~6.000 ORTN) quando se emprega compressor alternativo seco ou parafuso e de US\$ 90.000 (~12.000 ORTN) quando se usa compressor alternativo convencional.

3.3.4. Sabroe Atlas do Brasil S.A.

A Sabroe fabrica inteiramente no Brasil compressores alternativos convencionais, com potência de acionamento até algo superior a 100 kW, para operar com R-22, R-12 e R-114.

A Sabroe tem algumas unidades industriais de bombas de calor em operação (ver 3.2) sendo até o momento a única empresa que fabricou uma BCC que opera com R-114.

Segundo a Sabroe o valor do compressor alternativo representa de 25 a 40%, em média, do valor da BCC completa.

Ainda de acordo com a Sabroe, o custo de um compressor modelo SMC 1085, indicado para a faixa de potências de acionamento até 100 kW custa cerca de 1040 ORTN (-US\$ 7689).

3.3.5. Outros Fabricantes de Compressores

Apesar das instalações de bombas de calor existentes possuem compressores dos três fabricantes listados anteriormente, deve-se mencionar outras empresas que pretendem ou apresentam condições de fornecer compressores para bombas térmicas industriais. São elas:

- G.H.H - Engrenasa: esta empresa informou que pretende forne

cer compressores (parafuso) para BCC;

- a Ingersoll - Rand e a Manesman-Demag apesar de possuírem uma linha de compressores voltada para processos, possuem potencial para desenvolver bombas de calor industriais;
- recentemente tomou-se conhecimento de que um compressor fabricado pela Omel S.A. foi desenvolvido para uma aplicação em um SCMV para uma coluna de destilação de álcool. Entretanto não foi possível obter-se mais informações a respeito;
- a Zanini S.A. Equipamentos Pesados pretende fabricar, sob licença da Alsthom Atlantique, compressores centrífugos para SCMV, embora até o momento não existam informações de que a produção destes equipamentos tenha sido iniciada.

Com relação às demais empresas fabricantes de compressores industriais não se pode, a princípio, comentar suas eventuais potencialidades de desenvolvimento de compressores para BCC e SCMV devido à exiguidade de informações obtidas a respeito.

4. METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO

4.1. INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta a descrição de uma metodologia para avaliar o desempenho de bombas de calor industriais.

Esta metodologia engloba a avaliação do desempenho energético e econômico de sistemas de bombas de calor.

A avaliação do desempenho energético da bomba de calor é feita a partir do equacionamento geral de um sistema de bomba de calor, operando em regime permanente, para se poder determinar os valores de coeficiente de eficácia (ideal e real), potência consumida pelo compressor, taxas de troca de calor no evaporador e condensador do fluido refrigerante.

O cálculo do coeficiente de eficácia é feito a partir de curvas do rendimento do ciclo de compressão ideal, dadas em termos de parâmetros adimensionais, sendo apresentadas neste Capítulo curvas deste parâmetro para alguns fluidos refrigerantes potenciais para emprego em bombas de calor.

A avaliação econômica é realizada estimando-se os custos de sistemas de bombas de calor em função da potência de acionamento do compressor.

Além do custo inicial da bomba de calor é indicado como se pode realizar os cálculos das economias brutas e líquidas anuais, bem como o tempo de retorno do investimento.

O método descrito a seguir concentrou-se no uso de compressores alternativos e parafuso, em função das faixas de potência de aquecimento requeridas por parte considerável de processos industriais onde a bomba de calor tem emprego potencial e também devido ao fato de para estes dois tipos de compressores ter sido possível a obtenção de informações de preços no mercado brasileiro.

Deve-se notar também que este método considera que o acionamento do compressor da bomba de calor é feito por motor elétrico, por ser este o meio que se afigura, no momento, como o mais in

interessante no Brasil. Cumpre observar que esta hipótese não causa nenhuma limitação importante na metodologia proposta.

4.2. METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO ENERGÉTICA

4.2.1. Equacionamento geral da bomba de calor

Para avaliação da potência de aquecimento e potência de acionamento da bomba de calor pode-se, a partir do esquema mostrado a seguir, realizar o balanço energético dos fluxos relativos à fonte fria, ao utilizador de energia e a bomba de calor (evaporador, compressor e condensador), onde:

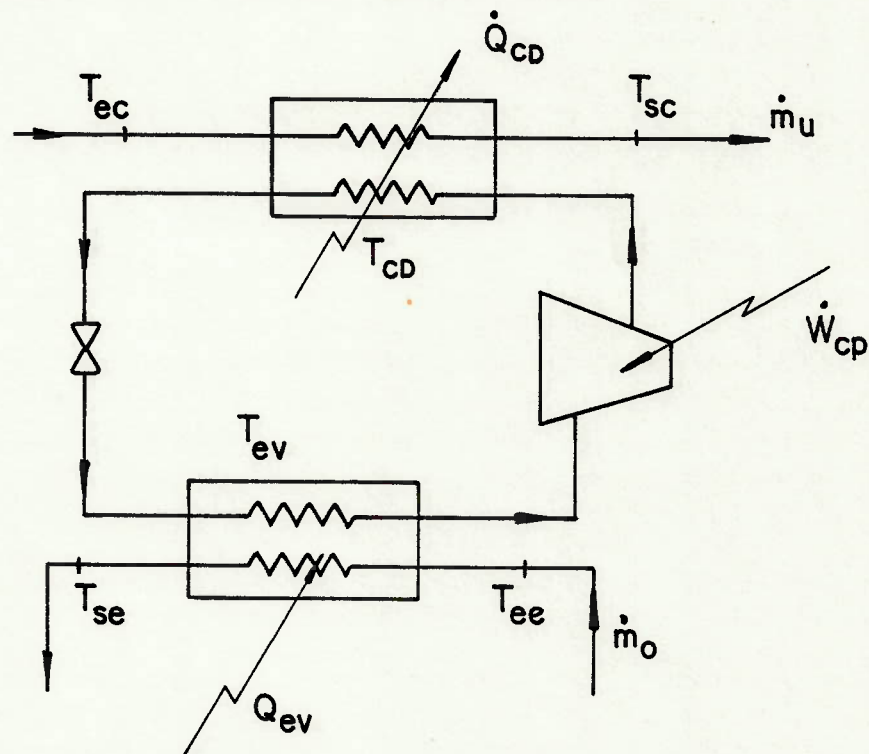


FIGURA 4.1, Esquema da bomba de calor

- T_{ec} = temperatura de entrada no condensador (K)
- T_{sc} = temperatura de saída do condensador (K)
- T_{cd} = temperatura de condensação (K)
- T_{ev} = temperatura de evaporação (K)
- T_{ee} = temperatura de entrada no evaporador (K)
- T_{se} = temperatura de saída do evaporador (K)
- \dot{Q}_{cd} = taxa de troca de calor no condensador (kW)
- \dot{Q}_{ev} = taxa de troca de calor no evaporador (kW)

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

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

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

Admitindo-se que nos trocadores de calor não haja perdas para o ambiente pode-se escrever:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_u (h_{sc} - h_{ec}) \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_o (h_{ee} - h_{se}) \quad (4.2)$$

onde:

h = entalpia específica (kJ/kg)

Em muitas situações, como por exemplo quando se tem fluxos de água na fase líquida, é mais conveniente reescrever as Equações (4.1) e (4.2) da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_u c_{pu} (T_{sc} - T_{ec}) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_o c_{po} (T_{ee} - T_{se}) \quad (4.4)$$

onde:

c_p = calor específico (kJ/kgK)

Com a primeira Lei da Termodinâmica escreve-se:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{W}_{bc} + \dot{Q}_{ev} \quad (4.5)$$

onde:

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

\dot{W}_{bc} relaciona-se com \dot{W}_{cp} através do rendimento mecânico (η_m) pela expressão:

$$\dot{W}_{bc} = \eta_m \dot{W}_{cp} \quad (4.6)$$

O coeficiente de eficácia do ciclo real de compressão (ϵ_{bc}) é dado por:

$$\epsilon_{bc} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{W}_{bc}} \quad (4.7)$$

Este parâmetro pode ser relacionado com o coeficiente de eficácia do ciclo de compressão ideal (ϵ_i). Considerando-se que o único desvio existente entre o ciclo real e o ideal ocorre na compressão, observando-se a Figura 2.8 tem-se:

$$\epsilon_i = \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{W}_i} = \frac{h_{2t} - h_4}{h_{2t} - h_1} \quad (4.8)$$

e

$$\epsilon_{bc} = \frac{h_{2r} - h_4}{h_{2r} - h_1} \quad (4.9)$$

Como

$$\dot{W}_{bc} = \frac{\dot{W}_i}{\eta_{ise}} \quad (4.10)$$

onde:

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

η_{ise} = rendimento isoentrópico

$$\epsilon_{bc} = \frac{h_{2r} - h_4}{h_{2t} - h_1} \eta_{ise} \quad (4.11)$$

ou

$$\epsilon_{bc} = 1 + \frac{h_1 - h_5}{h_{2t} - h_1} \eta_{ise} \quad (4.12)$$

e lembrando-se que \dot{Q}_{ev} é o mesmo nos dois ciclos considerados e $h_4 = h_5$, chega-se a:

$$\epsilon_{bc} = 1 + \eta_{ise} (\epsilon_i - 1) \quad (4.13)$$

Desta forma a Equação (4.7) pode ser reescrita como:

$$\dot{W}_{bc} = \frac{\dot{Q}_{cd}}{1 + \eta_{ise} (\varepsilon_i - 1)} \quad (4.14)$$

sendo possível, portanto, relacionar \dot{Q}_{cd} com \dot{Q}_{ev} :

$$\dot{Q}_{cd} = \frac{\dot{Q}_{ev}}{1 - \frac{1}{1 + \eta_{ise} (\varepsilon_i - 1)}} \quad (4.15)$$

Para se fazer o equacionamento geral da bomba de calor, a fim de relacionar seus parâmetros com as características da fonte fria e do utilizador de energia, é fundamental que:

- se estabeleça uma relação de ε_i com T_{cd} e T_{ev} ;
- se relacione as temperaturas do utilizador de energia (\dot{m}_u) com T_{cd} e as temperaturas da fonte fria (\dot{m}_o) com T_{ev} .

Através do rendimento do ciclo de compressão ideal (η_i), definido como a relação entre ε_i e o coeficiente de eficácia de um ciclo de Carnot operando entre T_{cd} e T_{ev} (ε_c), estabelece-se a relação entre η_i , T_{ev} e T_{cd} :

$$\eta_i = \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_c} = \frac{\varepsilon_i}{\frac{T_{cd}}{T_{cd} - T_{ev}}} \quad (4.16)$$

Note-se que η_i pode ser admitido como a expressão do rendimento exergético do ciclo de compressão ideal numa condição em que T_{ev} é igual à temperatura ambiente (T_a) e que as trocas de calor no evaporador e condensador ocorram integralmente a T_{ev} e T_{cd} , conforme demonstrado no ANEXO I deste trabalho. Nos casos em que $T_{ev} \neq T_a$, como é observado nas aplicações industriais de bombas de calor, η_i tem o caráter de um rendimento em relação ao ciclo de Carnot.

A associação entre T_{cd} e as temperaturas do fluxo \dot{m}_u e T_{ev} e as temperaturas do fluxo \dot{m}_o pode ser feita através da diferença de temperatura θ , definida abaixo, que é uma grandeza de

terminada pela otimização econômica da bomba de calor. Assim tem-se:

$$T_{cd} - T_{sc} = \theta_1 \quad (4.17)$$

$$T_{se} - T_{ev} = \theta_2 \quad (4.18)$$

Com estas considerações pode-se voltar à Equação (4.5) e modelar o comportamento de uma bomba de calor operando em regime permanente, tendo-se:

$$\dot{W}_{bc} = \frac{\dot{m}_u c_{pu} (T_{cd} - T_{ec} - \theta_1)}{1 + \eta_{ise} \left(\eta_i \frac{T_{cd}}{T_{cd} - T_{ev}} - 1 \right)} \quad (4.19)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_o c_{po} (T_{ee} - T_{ev} - \theta_2) \quad (4.20)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_u c_{pu} (T_{cd} - T_{ec} - \theta_1) \quad (4.21)$$

Levando-se (4.19), (4.20) e (4.21) na Equação (4.5), chega-se a uma equação do segundo grau em T_{cd} :

$$\begin{aligned} T_{cd}^2 [\eta_{ise} (1 - \eta_i)] + T_{cd} \left\{ \left(\frac{\dot{m}_o c_{po}}{\dot{m}_u c_{pu}} \right) [(T_{ee} - T_{ev} - \theta_2) \right. \\ \left. (1 - \eta_{ise} + \eta_{ise} \eta_i)] + [(T_{ec} + \theta_1) (\eta_{ise} \eta_i - \eta_{ise}) - \right. \\ \left. - \eta_{ise} T_{ev}] \right\} + \left(\frac{\dot{m}_o c_{po}}{\dot{m}_u c_{pu}} \right) (1 - \eta_{ise}) (T_{ev} + \theta_2 - T_{ee}) T_{ev} + \\ + (T_{ec} - \theta_1) T_{ev} \eta_{ise} = 0 \end{aligned} \quad (4.22)$$

Desta maneira, para condições dadas \dot{m}_o , \dot{m}_u , T_{ee} e T_{ec} , pode-se admitir um valor de T_{se} , obter η_i e resolver a equação em T_{cd} , definindo-se a condição de operação da bomba de calor e sendo possível calcular ε_i , ε_{bc} , \dot{W}_{bc} , \dot{Q}_{cd} e \dot{Q}_{ev} . O valor de T_{se}

poderá ser mudado levando-se em conta a necessidade de otimização do desempenho energético e econômico do sistema bomba de calor.

Para se obter o consumo de energia da bomba de calor basta avaliar o coeficiente de eficácia real (ϵ_r), dado pela expressão:

$$\epsilon_r = \frac{\dot{Q}_{cd}}{\dot{W}_e} \quad (4.23)$$

onde:

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

Considerando-se que o acionamento do compressor seja feito por motor elétrico com rendimento η_e , a Equação (4.23) pode ser escrita não se levando em conta o rendimento da transmissão, como:

$$\epsilon_r = [1 + \eta_{ise} (\epsilon_i - 1)] \eta_m \eta_e \quad (4.24)$$

A seguir é exposto como os vários parâmetros da Equação (4.22) são determinados.

4.2.2. Cálculo de η_i

A forma mais adequada para se apresentar os valores de η_i é através de curvas de parâmetros adimensionais, onde η_i é dado como função de T_{cd}/T_c e T_{ev}/T_{cd} , onde T_c é a temperatura crítica do fluido considerado dada em K, como feito por DUMINIL para indicar os limites de operação de um dado refrigerante usado em bombas de calor.

Este método de obtenção de η_i é extremamente útil, possibilitando a determinação de ϵ_i de forma simples, rápida e precisa.

Assim, utilizando-se o programa para cálculo de propriedades termodinâmicas de refrigerantes halocarbônicos apresentado no ANEXO II foram geradas as curvas de η_i para alguns refrigerantes que vem sendo pesquisados e utilizados em bombas de calor: R-22, R-12, R-114, R-11 e R-113, além de também serem usados em sistemas de refrigeração.

As Figuras 4.2 a 4.6 apresentam estas curvas, para relações de T_{ev}/T_{cd} de 0,80; 0,85; 0,90 e 0,95.

As curvas foram ajustadas através de uma regressão polinomial de grau $(x - 1)$ onde x é o número de pontos de T_{cd}/T_c , com o método dos mínimos quadrados.

Há que se destacar que para o R-114 e R-113 não foi calculado η_i para $T_{cd}/T_c = 0,95$ porque nesta condição T_{cd} cai na região que deve ser evitada pelo programa de cálculo de propriedades termodinâmicas (ver ANEXO II).

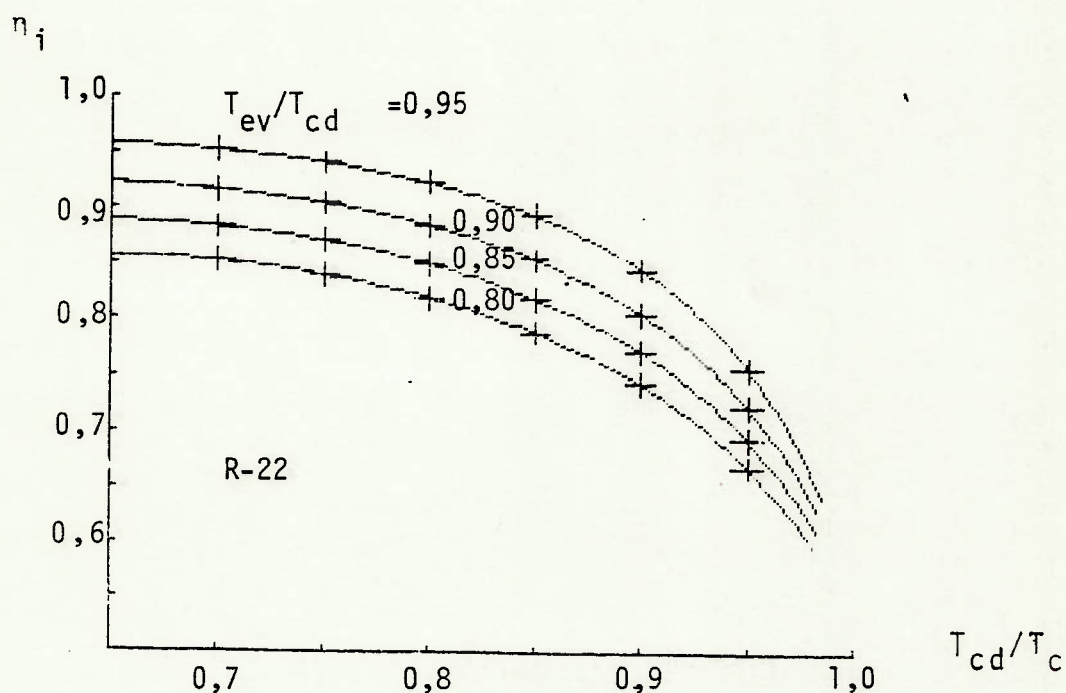


FIGURA 4.2. Curvas de η_i para R-22

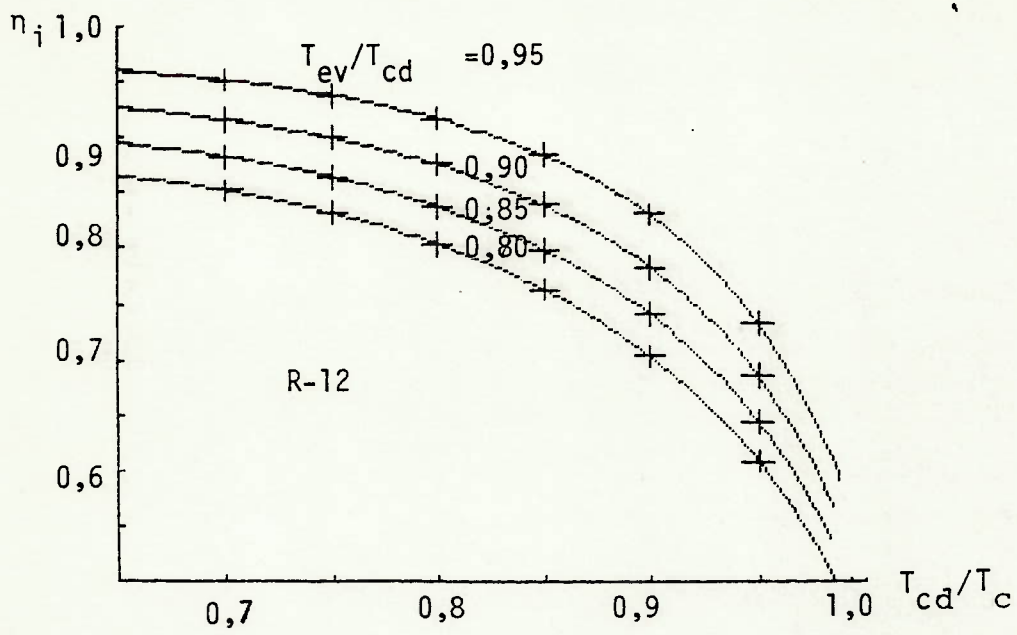


FIGURA 4.3. Curvas de η_i para R-12

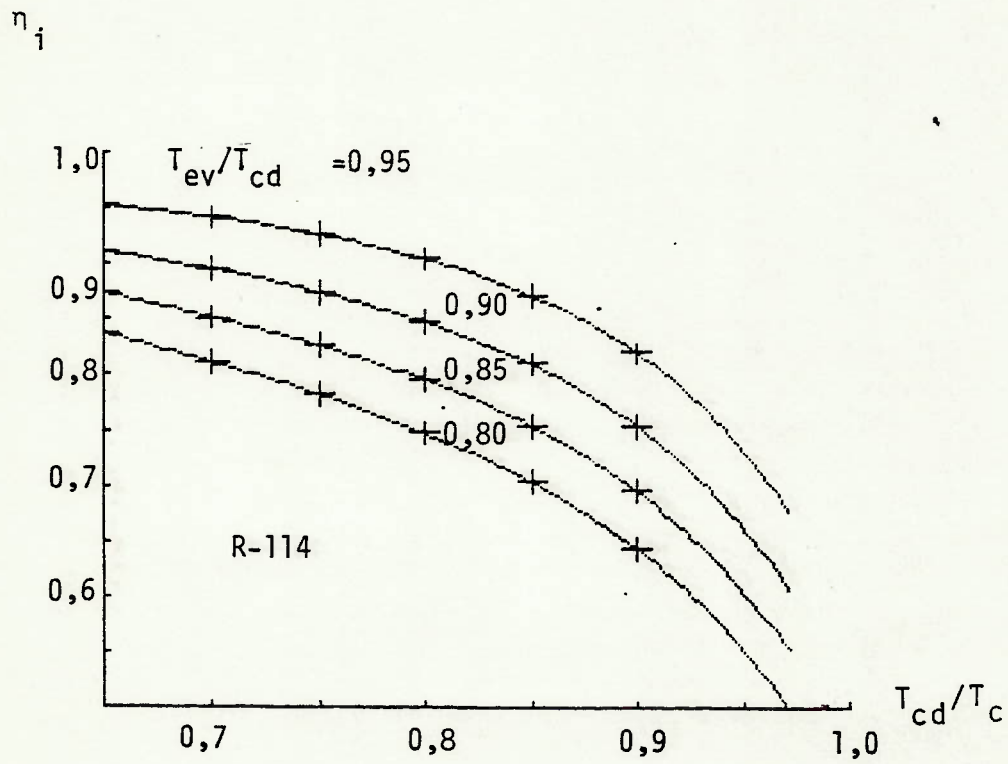


FIGURA 4.4. Curvas de η_i para R-114

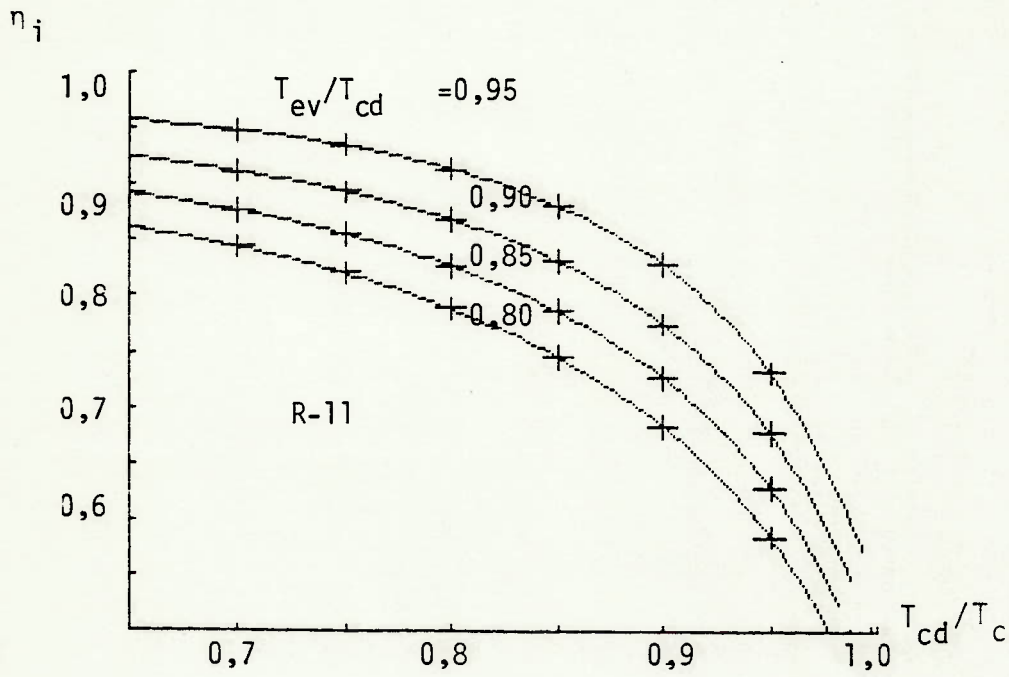


FIGURA 4.5. Curvas de η_i para R-11

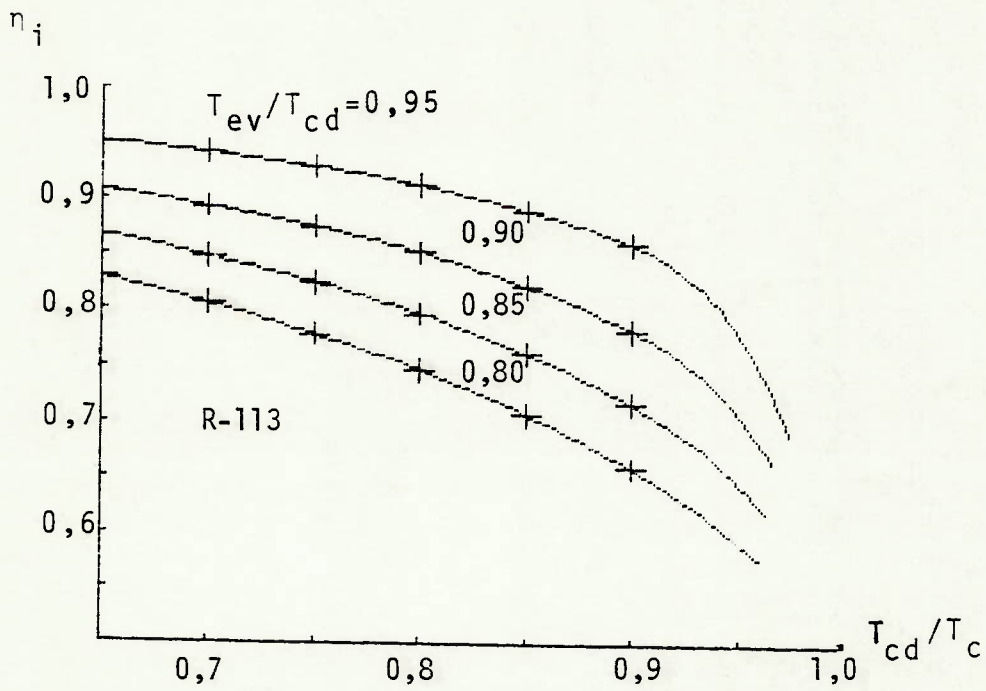


FIGURA 4.6. Curvas de η_i para R-113

Pode-se constatar que a utilização das curvas η_i se afigura como mais interessante que o emprego de tabelas ou ábacos para a obtenção de η_i , na medida que as curvas de η_i são extremamente simples de serem utilizadas, além de compactas, pois como se trabalha com temperaturas absolutas, tem-se uma larga faixa de temperaturas de condensação e evaporação.

Observando-se as Figuras 4.2 a 4.6 nota-se, em todas elas, que as curvas apresentam os seguintes comportamentos característicos:

- à medida que T_{cd}/T_c aproxima-se de 1 a queda no valor de η_i é considerável;
- para um mesmo valor de T_{cd}/T_c , os menores valores de η_i são obtidos quando T_{ev}/T_{cd} decresce.

A explicação para o primeiro tipo de comportamento reside no fato da entalpia específica de condensação reduzir-se sensivelmente quando a temperatura de saturação é próxima do ponto crítico. Com relação ao segundo comportamento tem-se que à medida que T_{ev}/T_{cd} diminui, aumenta a diferença de temperaturas entre T_{ev} e T_{cd} , acarretando uma diminuição do coeficiente de eficácia.

Deste modo, estas curvas podem ser utilizadas de forma satisfatória como elemento básico de projeto de bombas de calor, podendo-se caracterizar qual o fluido mais adequado para uma determinada condição de operação, bem como os valores dos coeficientes de eficácia ideal e posteriormente real.

Com os resultados observados nestas curvas procurou-se, a seguir, verificar a possibilidade de se englobar os resultados destes 5 fluidos em uma única curva, para um determinado valor de T_{ev}/T_{cd} , para se generalizar as conclusões obtidas com as curvas mostradas anteriormente.

As Figuras 4.7 a 4.10 apresentam as curvas gerais de η_i para os refrigerantes analisados.

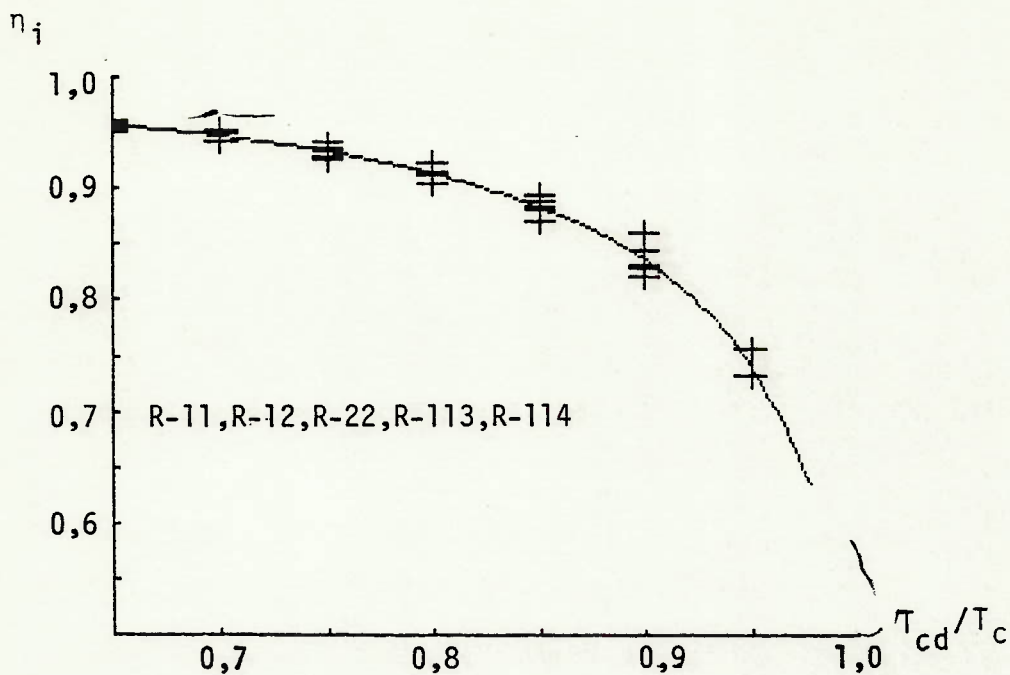


FIGURA 4.7. Curva de η_i para $T_{ev}/T_{cd}=0,95$ para vários refrigerantes.

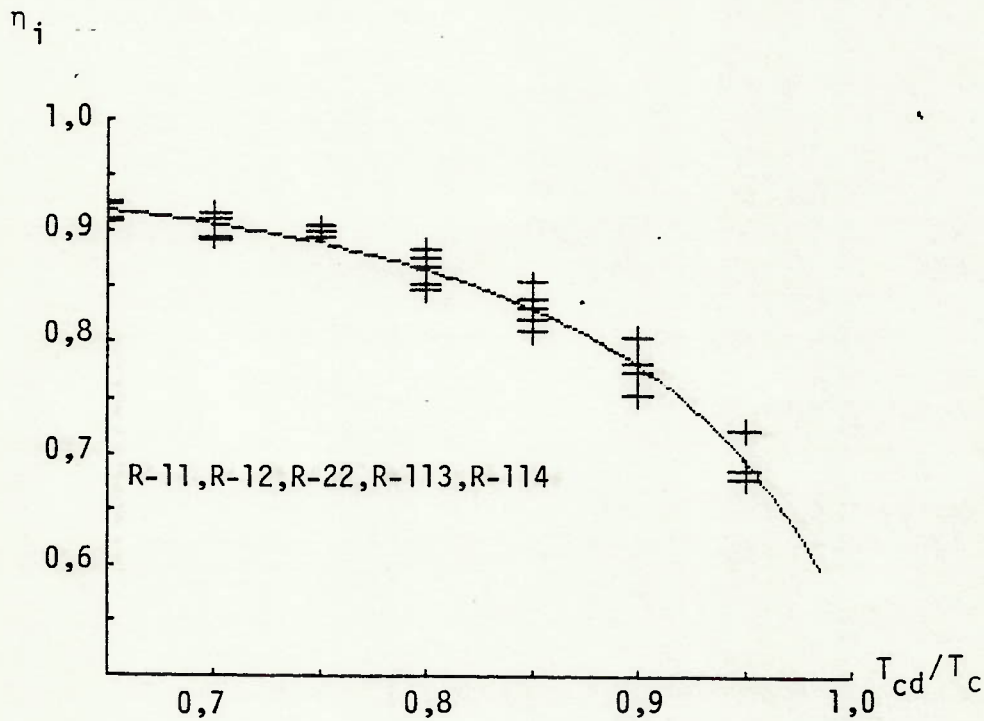


FIGURA 4.8. Curva de η_i para $T_{ev}/T_{cd}=0,90$ para vários refrigerantes.

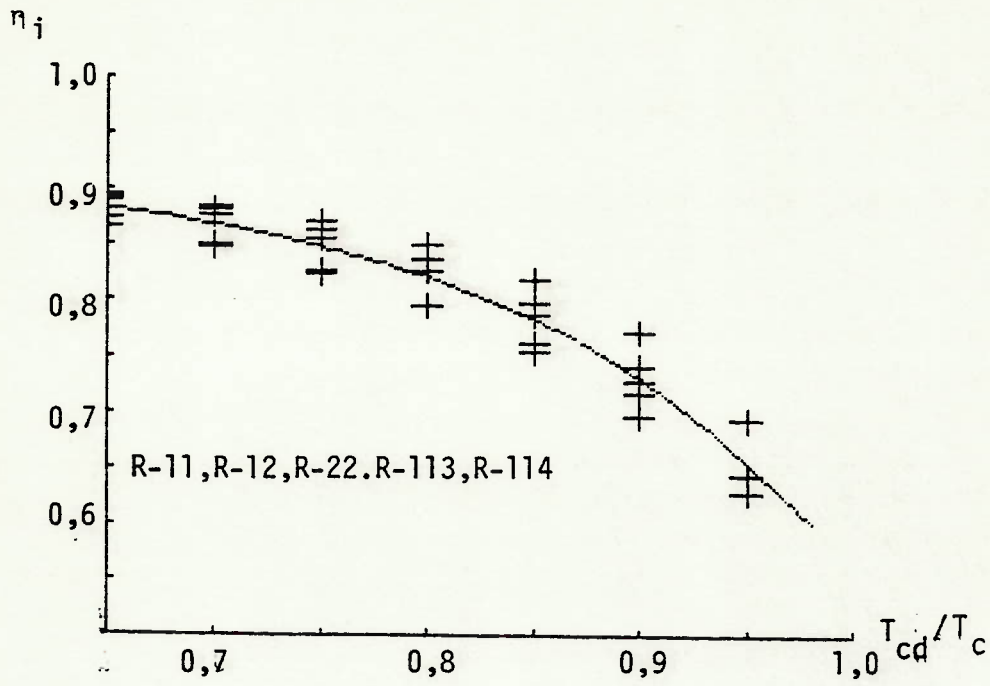


FIGURA 4.9. Curva de η_i para $T_{ev}/T_c=0,85$, para vários refrigerantes.

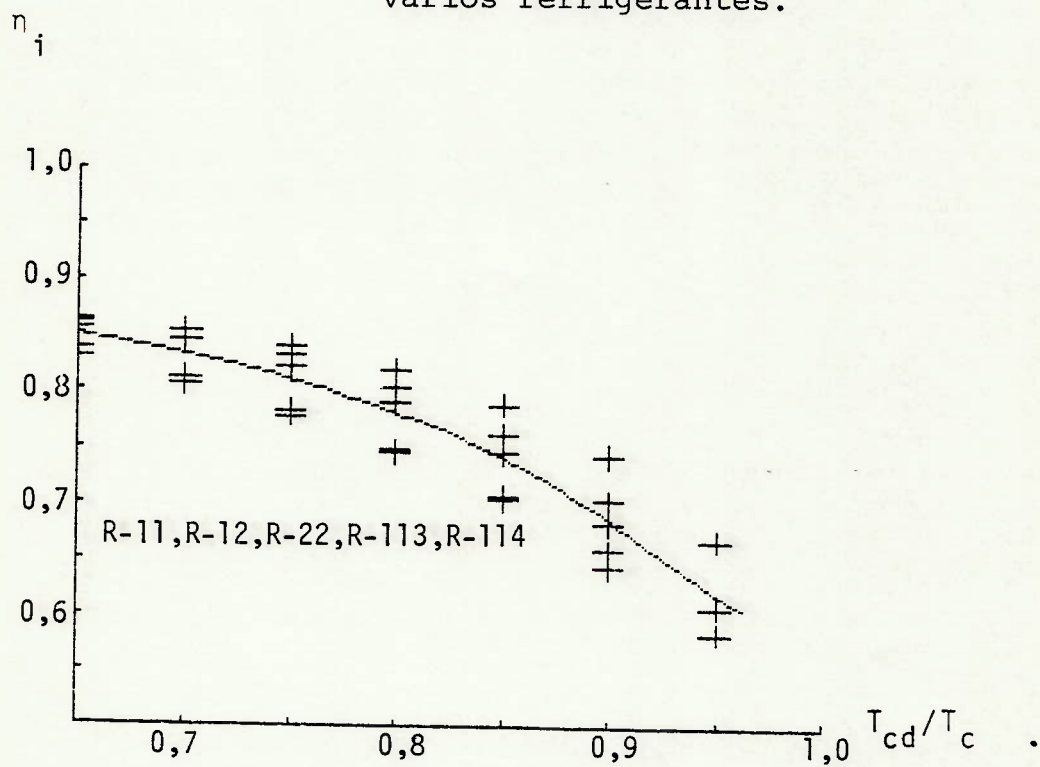


FIGURA 4.10. Curva de η_i para $T_{ev}/T_c=0,80$, para vários refrigerantes.

Pode-se constatar nestas quatro curvas que, em termos de melhores valores de η_i , a ordem crescente dos refrigerantes é: R-114, R-113, R-11, R-12 e R-22, sendo que até $T_{cd}/T_c=0,85$, R-114 e R-113 apresentam um grande equilíbrio.

Os erros relativos, máximos e médios obtidos entre o valor de η_i definido pelo polinômio que ajusta os pontos de todos os refrigerantes e o valor de η_i obtido para cada refrigerante estão mostrados na Tabela 4.1.

T_{ev}/T_{cd}	Erro máximo		Refrigerante que apresenta erro máximo	Erro médio (%)
	(%)	valor de T_{cd}/T_c		
0,95	2,71	0,90	R-113	0,97
0,90	3,94	0,95	R-22	1,71
0,85	5,79	0,95	R-22	2,73
0,80	8,24	0,90	R-22	3,85

TABELA 4.1. Verificação de erros

Da observação da Tabela 4.1 conclui-se que:

- os valores de erro médio são pequenos;
- os maiores valores de erro máximo são obtidos para $T_{ev}/T_{cd}=0,80$;
- os valores de erros máximos sempre se encontram na região próxima à temperatura crítica: $T_{cd}/T_c=0,90$ ou $0,95$.

Assim, considerando-se que as regiões onde os erros são maiores são aquelas desaconselhadas para o emprego das bombas de calor, ou seja, T_{cd} próximas a T_c e T_{ev}/T_{cd} da ordem de $0,80$ (para $T_{cd}=60^\circ\text{C}$ e $T_{ev}/T_{cd}=0,8$, $T_{ev}=6,6^\circ\text{C}$, isto é, tem-se um valor de $T_{cd}-T_{ev}$ elevado), pode-se constatar que o emprego destas curvas gerais é extremamente interessante para a avaliação de desempenho das bombas de calor, fornecendo resultados perfeitamente aceitáveis quando as curvas de um dado refrigerante não estão disponíveis.

Deve-se ressaltar ainda que apesar de nos fluidos R-113 e R-114, em algumas condições, ser imposto um superaquecimento na entrada do compressor (ver ANEXO II), este fato não descaracterizou significativamente o comportamento das curvas gerais.

Com estas constatações optou-se por levantar as curvas gerais para os refrigerantes atualmente mais empregados em bombas de calor: R-22, R-12 e R-114, para se dispor de um recurso valioso para se estimar, numa análise inicial, o desempenho destes sistemas em aplicações industriais, de forma confiável e simplificada.

As curvas gerais obtidas estão mostradas na Figura 4.11.

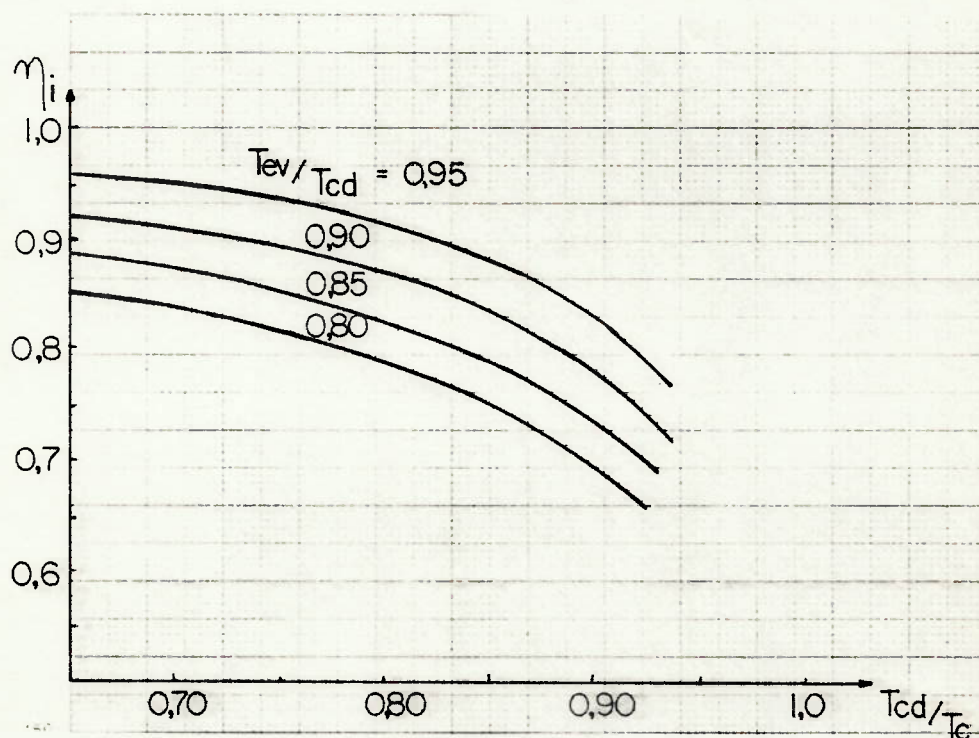


FIGURA 4.11. Curvas gerais de η_i para os principais refrigerantes de bombas de calor (R-22, R-12, R-114).

A Tabela 4.2 mostra os valores dos erros máximo e médio de forma análoga à da Tabela 4.1.

T_{ev}/T_{cd}	Erro máximo		Refrigerante que apresenta erro máximo	Erro médio (%)
	(%)	valor de T_{cd}/T_c		
0,95	1,66	0,90	R-22	0,85
0,90	-3,48	0,90	R-114	1,80
0,85	-5,52	0,90	R-114	2,81
0,80	-7,64	0,90	R-114	3,86

TABELA 4.2. Verificação de erros para as curvas gerais do R-22, R-12 e R-114.

De novo constata-se que as regiões onde os erros são máximos são aquelas onde não é recomendado o emprego de bombas de calor. Comprova-se assim que o uso destas curvas gerais é um instrumento extremamente útil na avaliação de desempenho de sistemas de bombas de calor e de sistemas de refrigeração em geral.

Em vista dos resultados obtidos com o levantamento das curvas de η_i individuais e gerais, pode-se constatar que a determinação de η_i para emprego no equacionamento geral da bomba de calor é bastante simples.

Finalmente cabe observar que este método de obtenção de η_i e ϵ_i , proposto neste trabalho, pode ser recomendado para emprego generalizado em sistemas que operam com fluidos refrigerantes, devido a simplicidade de determinação e confiabilidade dos parâmetros obtidos.

4.2.3. Determinação de η_{ise} , η_m e η_e

Para se definir um valor característico do rendimento isoentrópico de compressores alternativos e parafuso foram utilizadas as informações fornecidas por CHERKASSKY, as curvas da Figura 2.29 e a equação proposta por DUMINIL para compressores alternativos:

$$\eta_{ise} = 1 - 0,05 r_p \quad (4.25)$$

onde:

r_p = relação de pressões

Assim os valores característicos de η_{ise} recomendados para compressores alternativos e parafuso são:

- compressor alternativo

$$\eta_{ise} = 0,75 \text{ para } r_p \leq 5$$

$$\eta_{ise} = 0,70 \text{ para } 5 < r_p \leq 8$$

- compressor parafuso

$$\eta_{ise} = 0,75 \text{ para } r_p \leq 6$$

Com relação ao rendimento mecânico, recomenda-se que sejam utilizados os valores:

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

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

Para o rendimento do motor elétrico, baseando-se no levantamento feito por BOREL et alii, indica-se:

$$\eta_e = 0,90 \text{ para } \dot{W}_e \geq 100 \text{ kW}$$

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

$$\eta_e = 0,80 \text{ para } \dot{W}_e < 50 \text{ kW}$$

4.2.4. Diferenças mínimas de temperatura

A partir do levantamento realizado em catálogos técnicos e trabalhos acerca de bombas de calor e trocadores de calor, são recomendadas as seguintes diferenças mínimas de temperatura no evaporador e condensador, em função dos fluidos da fonte fria e utilizador de energia:

- condensador: $\theta_1 = 5 \text{ K}$ para água
 $\theta_1 = 10 \text{ K}$ para ar
- evaporador: $\theta_2 = 5 \text{ K}$ para água
 $\theta_2 = 10 \text{ K}$ para ar

Note-se que esta recomendação pressupõe que as temperaturas do refrigerante na saída do evaporador e do condensador são, respectivamente T_{ev} e T_{cd} .

4.2.5. Síntese do método

Tendo-se definida a fonte fria (\dot{m}_o, T_{ee}) e o utilizador de energia (\dot{m}_u, T_{ec}), deve-se impor uma dada condição de saída do evaporador, ou seja, T_{se} .

Em função dos fluidos da fonte fria e utilizador de energia são definidos os valores de θ_1 e θ_2 .

Com T_{ev} , admite-se um valor inicial de T_{cd} (em função da temperatura do processo) e obtém-se o valor inicial de η_i .

Com η_i e os demais parâmetros levados no equacionamento geral da bomba de calor obtém-se T_{cd} . Este valor de T_{cd} é então comparado com o valor usado no cálculo de η_i , reiterando-se, ou não, os cálculos.

Este procedimento pode ser otimizado, no que se refere à escolha do fluido refrigerante, para se identificar o refrigerante que fornece o melhor valor de η_i .

Além disto há outra otimização possível relativamente à escolha de T_{se} que maximiza o valor de ϵ_r .

Desta forma, obtido T_{cd} pode-se então calcular $\epsilon_i, \epsilon_{bc}, \epsilon_r$,

\dot{W}_{cp} , \dot{W}_r , \dot{Q}_{cd} e \dot{Q}_{ev} , caracterizando-se completamente o desempenho energético da bomba de calor.

4.2.6. Observações finais

Com intuito de se verificar a eficiência de utilização deste método, foram analisados sete projetos de sistemas de bombas de calor industriais, sendo 6 do Brasil e um da Inglaterra, e com os dados levantados foram calculados seus coeficientes de eficácia.

Utilizando-se as condições de operação destes sistemas, empregou-se o método proposto neste trabalho, calculando-se os coeficientes de eficácia.

As comparações feitas entre os valores dados pelo método e os coeficientes de eficácia previstos (ou medidos) dos sistemas mostraram que em 4 sistemas o erro relativo máximo foi de 8% e em 3 sistemas situou-se entre 15 e 18%, sendo que na maioria dos casos (5) as previsões do método foram conservadoras.

Pode-se considerar que estes resultados são bastante satisfatórios, uma vez que:

- o método utiliza um modelo de sistema de bomba de calor simplificado;
- as diferenças mínimas de temperatura do método são, em alguns casos, conservadoras;
- na maior parte dos sistemas analisados o valor do coeficiente de eficácia fornecido era obtido com valores nominais de potência de motor ou compressor o que, evidentemente, é uma fonte de erro que é introduzida na comparação com o coeficiente de eficácia previsto pelo método.

Portanto pode-se concluir que o emprego da metodologia de avaliação energética de sistemas de bombas de calor é bastante eficiente na análise do desempenho de bombas de calor industriais.

4.3. METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO ECONÔMICA

4.3.1. Introdução

A caracterização da atratividade econômica de um sistema de bomba de calor pode ser feita através do cálculo de seu investimento inicial (I), das economias por ele propiciadas (bruta e líquida) e do tempo de retorno do investimento.

É descrito a seguir um método, baseado na avaliação do custo de uma bomba de calor a partir da potência de acionamento do compressor e do cálculo da economia bruta levando-se em conta a redução dos gastos com os insumos energéticos.

4.3.2. Cálculo do investimento inicial

A análise dos dados coletados acerca do custo de compressores industriais mostrou que a dependência custo-potência pode ser expressa por uma curva do tipo:

$$\text{custo} = A(\dot{W}_{cp})^B \quad (4.26)$$

onde:

A e B são constantes determinadas para um dado tipo de compressor (alternativo, parafuso, centrífugo).

Assim são propostas as seguintes equações para a estimativa do custo de compressores alternativos convencionais e parafusos, existentes no mercado brasileiro.

Para compressores alternativos com potência de 20 a 200 HP tem-se a expressão:

$$C = 926,7 (\dot{W}_{cp})^{0,5265} \quad (4.27)$$

onde:

C = custo em US\$

\dot{W}_{cp} é dada em HP.

Para compressores parafuso tipo macho-femea o custo englobando o conjunto compressor, controle, separador e resfriador de óleo, para potências de 75 a 800 HP, pode ser calculado por:

$$C = 9712 (\dot{W}_{cp})^{0,3465} \quad (4.28)$$

Estas expressões (4.27) e (4.28) foram desenvolvidas apenas para se ter uma primeira avaliação dos custos de compressores de bombas de calor, não se constituindo em informação oficial de fabricantes de compressores.

Com relação à participação percentual do custo do compressor no sistema bomba de calor, foi verificado junto aos fabricantes nacionais de bombas de calor que a relação custo do compressor/custo da bomba de calor é de 0,50 para bombas de calor com compressores parafuso e alternativo seco, e entre 0,25 a 0,40 para compressores alternativos convencionais.

Com estes dados recomenda-se que seja adotado o seguinte procedimento para estimar o custo da bomba de calor:

- para compressores parafuso:

- . calcular o custo do compressor pela expressão (4.28);
- . utilizar a relação custo do compressor/custo da bomba de calor = 0,50.

- para compressores alternativos convencionais:

- . considerar o uso de um compressor por 300 kW de carga térmica no condensador (em função das limitações de vazão destes compressores);
- . calcular o custo individual de cada compressor através da expressão (4.27), sendo que a potência de cada compressor é a potência calculada dividida pelo número de compressores necessário para fornecer a carga térmica total no condensador;
- . calcular o custo total dos compressores;
- . utilizar a relação custo total dos compressores/custo da bomba de calor = 0,30.

Com estas recomendações obtém-se rapidamente o custo de uma

bomba de calor, incluindo: compressor, motor elétrico, trocadores de calor, válvulas, instrumentação e controle, tubulações, parte elétrica, carga de gás e óleo, montagem pré-operação e partida, sem levar em conta a incidência de impostos.

Convém notar que apesar da limitação imposta aos compressores alternativos de 300 kW no condensador ser, aparentemente conservadora, foi este o valor a que se chegou ao se analisar o número de compressores alternativos indicados para suprir as cargas térmicas no condensador de algumas aplicações industriais de bombas de calor do mercado brasileiro.

4.3.3. Cálculo das economias obtidas e do tempo de retorno do investimento

Para se calcular a economia bruta anual (EBA) obtida com uma bomba de calor operando com motor elétrico pode-se, em primeira aproximação, avaliar este parâmetro levando-se em conta a variação dos gastos com os insumos energéticos.

Calculando-se a potência elétrica consumida pela bomba de calor (W_e) e tendo-se o número de horas de operação anual da bomba de calor, chega-se ao gasto anual de energia. Subtraindo-se este valor do que é gasto com o energético a ser substituído no processo em análise, obtém-se o valor de EBA.

Deve-se enfatizar aqui que para se ter dados efetivamente realistas do custo operacional da bomba de calor operando com motor elétrico, ou qualquer outro equipamento eletrotérmico, o custo da energia elétrica consumida deve ser avaliado pelo custo da energia elétrica firme. O custo da energia elétrica firme para indústrias do grupo A.2 (88-138 kW), fator de carga 0,8, é cerca de US\$ 0,021/kWh.

A avaliação da economia líquida anual (ELA) e tempo de retorno de investimento (n) pode ser feita empregando-se as seguintes expressões, baseando-se na metodologia de análise adotada no Programa CONSERVE, da Secretaria de Tecnologia Industrial do Ministério de Indústria e Comércio:

$$ELA = EBA - r \left(EBA - \frac{I}{v} \right) \quad (4.29)$$

onde:

ELA = economia líquida anual (US\$)

r = taxa de imposto de renda (%)

v = vida útil do equipamento (anos)

$$n = \frac{\ln \left(\frac{ELA}{ELA - iI} \right)}{\ln (1+i)} \quad (4.30)$$

onde:

n = tempo de retorno do investimento (anos)

i = taxa anual de juros (%)

I = investimento (US\$)

Os valores adotados para os parâmetros indicados nas Equações (4.29) e (4.30) são:

r = 35%

i = 12%

v = 15 anos para compressores parafuso e alternativo seco;

v = 10 anos para compressores alternativos convencionais.

4.3.4. Síntese do método

Uma vez calculada a potência de acionamento do compressor da bomba de calor \dot{W}_{cp} , através do emprego da metodologia de avaliação de desempenho, entra-se na expressão (4.27) ou (4.28), dependendo se o compressor escolhido é parafuso ou alternativo, obtendo-se o custo deste componente.

Com o custo do compressor chega-se ao custo da bomba de calor (I) seguindo-se as recomendações acerca da participação percentual do custo do compressor na bomba de calor.

O cálculo de EBA é feito com o valor da potência elétrica consumida pela bomba de calor (\dot{W}_e), com o número de horas de operação anual, com o custo da energia elétrica firme e com os gas

tos com energético usado no processo analisado.

Para se obter ELA e n utiliza-se a expressão (4.29) e a (4.30).

Com estas etapas pode-se avaliar a atratividade de emprego de bombas de calor em processos industriais, através do cálculo dos principais parâmetros econômicos que devem nortear esta análise: I , EBA, ELA e n .

5. ANÁLISE DE CASOS DE APLICAÇÃO

5.1. INTRODUÇÃO

São apresentadas neste Capítulo as propostas de emprego de bombas de calor em quatro empresas, para caracterizar a aplicação da metodologia de avaliação de desempenho de bombas de calor em processos industriais, assim como as potencialidades de aplicação deste equipamento como elemento de conservação e substituição de energéticos na indústria.

As empresas analisadas pertencem aos setores têxtil (2 empresas) e alimentos (2 empresas). Para cada empresa analisada há uma breve descrição de suas atividades produtivas, a identificação do processo onde a bomba de calor pode ser utilizada, as propostas dos possíveis sistemas de bomba de calor que podem ser instalados e uma análise energética e econômica dos sistemas propostos.

Na medida que este trabalho não se propõe a estabelecer figuras de mérito econômico para escolher as melhores concepções dos sistemas de bombas de calor em um dado processo, são feitos apenas comentários preliminares acerca das propostas mais interessantes quando houver mais que uma opção para um mesmo processo. Quando for possível a utilização de um equipamento alternativo à bomba de calor, no processo estudado, como será verificado na análise dos casos do setor têxtil, esta alternativa também será avaliada do ponto de vista energético e econômico, para que seja possível se comparar a atratividade das bombas de calor com relação a outras medidas de conservação de energia.

Os dados relativos aos processos sob análise foram fornecidos pelas empresas visitadas, não tendo sido realizado nenhum levantamento experimental para a confirmação destes dados. Além disto, em alguns casos, foi necessário a adoção de algumas hipóteses acerca de dados do processo para se poder realizar os balanços de massa e energia.

Nas propostas utilizando sistemas de bombas de calor descritas a seguir procurou-se otimizar o desempenho energético do processo analisado, através da maximização do coeficiente de eficácia

da bomba de calor e emprego de recuperadores de calor operando conjuntamente com a bomba de calor.

Na aplicação da metodologia de avaliação de desempenho, a obtenção dos valores do rendimento do ciclo de compressão ideal (η_i) foi feita graficamente, utilizando-se os refrigerantes que são normalmente empregados em bombas de calor industriais, ou seja R-12 e R-114.

Na avaliação de custos dos sistemas de bombas de calor foram feitas estimativas considerando-se, sempre que possível, as opções de emprego de compressores alternativos e de parafuso, para se poder comparar o desempenho econômico destes dois tipos de componentes.

Nos cálculos de custo inicial dos sistemas foi considerado que o acréscimo nos valores obtidos devido à incidência dos impostos IPI e ICM é de 13%

5.2. SETOR TÊXTIL

5.2.1. Estudo de Caso 1

5.2.1.1. Caracterização da Unidade Industrial

Trata-se de uma empresa têxtil que produz tecidos lisos e felpudos.

Dentre os diversos processos de produção existentes a lavagem de tecidos felpudos afigura-se como aquela que apresenta maior interesse para a aplicação da bomba de calor. O fluxograma deste processo está mostrado a seguir.

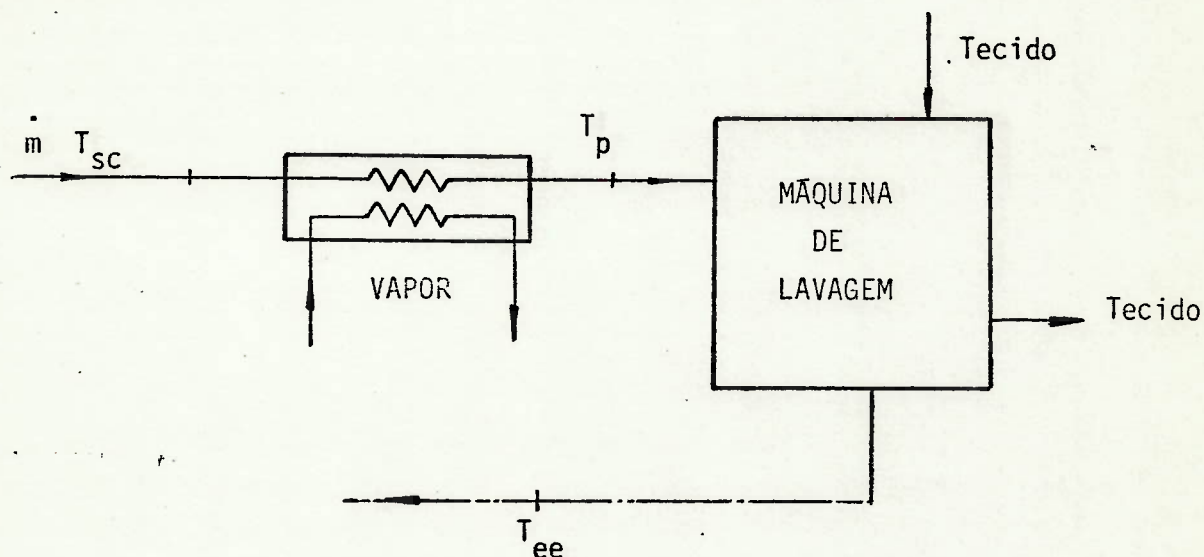


FIGURA 5.1. Fluxograma do processo de lavagem

Os valores dos parâmetros do processo fornecidos pela empresa são:

- vazão média de água de alimentação (\dot{m}): 3600 kg/h
- temperatura da água de alimentação (T_{sc}): 20°C
- temperatura da água na entrada da máquina de lavagem (T_p): 94°C
- temperatura do rejeito da máquina de lavagem (T_{ee}): 80°C

O vapor empregado para o aquecimento da água de lavagem é gerado em caldeira elétrica com 5.200 kW de potência nominal, e capacidade de 8 t/h de vapor a 8,5 kgf/cm².

5.2.1.2. Propostas de aplicação de bombas de calor

São propostos três sistemas de bombas de calor para o processo em análise, que estão mostrados nas Figuras 5.2, 5.3 e 5.4.

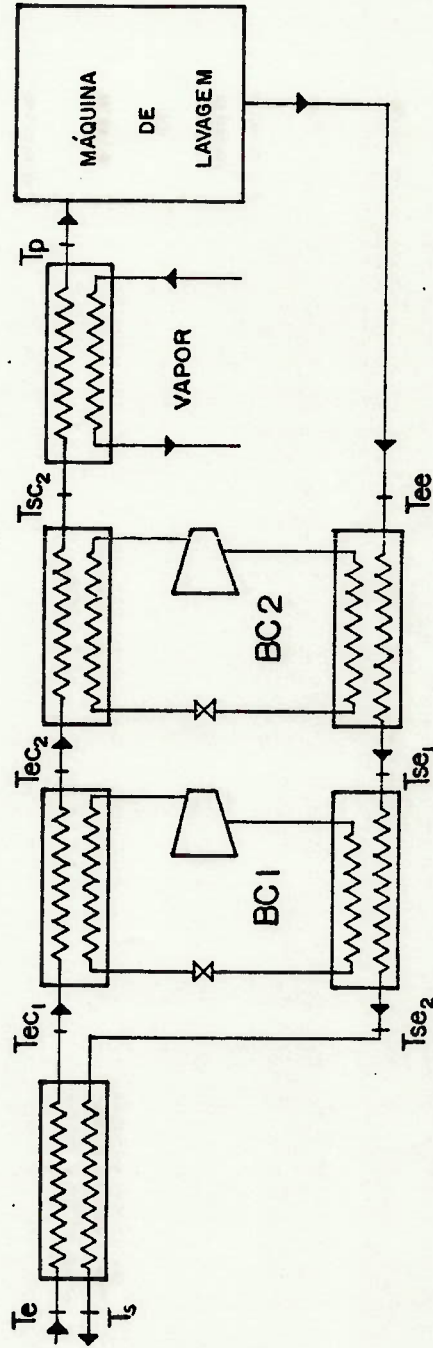


FIGURA 5.2. Esquema do Sistema 1

No Sistema 1 há duas bombas de calor que operam em série, para o fluxo de água, a fim de se ter nos condensadores e evaporadores pequenas variações da temperatura do fluxo de água, para se maximizar os coeficientes de eficácia das bombas de calor. Há também neste sistema um recuperador de calor para preaquecer o fluxo de alimentação, e mantém-se ainda uma parte do consumo de vapor. A fonte fria das bombas de calor é o próprio fluxo de rejeito da máquina de lavagem.

O Sistema 2 é formado por uma bomba de calor, um recuperador de calor, e também opera consumindo vapor. Na avaliação de desempenho deste sistema foram consideradas duas condições de operação uma com $T_{ec} = 40^{\circ}\text{C}$ (condição A) e outra com $T_{ec} = 35^{\circ}\text{C}$ (condição B).

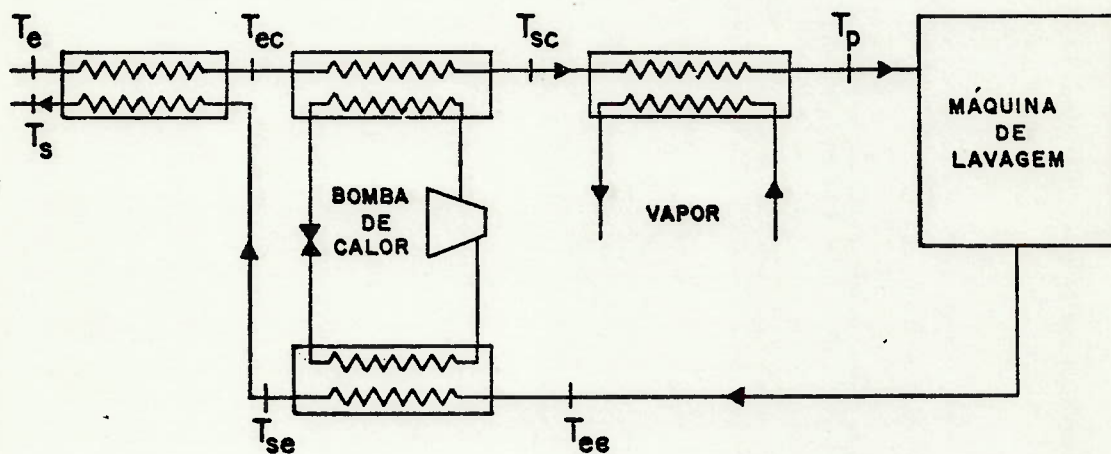


FIGURA 5.3. Esquema do Sistema 2.

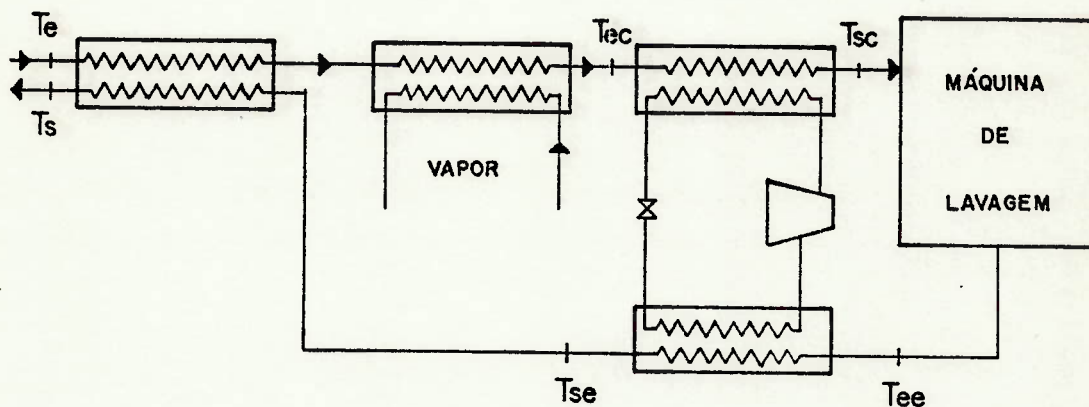


FIGURA 5.4. Esquema do Sistema 3.

No Sistema 3 foi feita uma inversão de posições: bomba de calor - aquecedor com vapor, com relação ao Sistema 2, para se caracterizar o desempenho da bomba de calor operando numa faixa de temperaturas elevadas.

A previsão do comportamento dos sistemas propostos foi feita considerando-se que a vazão mássica na saída da máquina de lavagem é igual à de alimentação.

Na avaliação dos custos dos sistemas estimou-se que o custo dos recuperadores de calor utilizados correspondem a 10% do custo de uma bomba de calor, por ser próximo deste número o valor percentual de um condensador de uma bomba de calor. Como as potências de acionamento dos compressores são inferiores a 20 HP (ver Tabela 5.1), que é a potência mínima utilizada na curva de cálculo de custos de compressores alternativos (ver 4.4), nos casos em que isto ocorria o cálculo do custo do compressor foi feito admitindo-se que sua potência fosse de 20 HP.

A Tabela 5.1 apresenta os parâmetros que caracterizam o funcionamento e o desempenho dos sistemas propostos, obtidos com a metodologia apresentada neste trabalho.

Nesta Tabela além dos valores das temperaturas são fornecidos os valores dos coeficientes de eficácia ($\epsilon_c, \epsilon_i, \epsilon_{bc}, \epsilon_r$), η_i , as cargas térmicas no condensador (\dot{Q}_{cd}) e evaporador (\dot{Q}_{ev}), a potência consumida (\dot{W}_e), a carga térmica suprida pelo vapor (\dot{Q}_{vap}) e os parâmetros de natureza econômica (I, EBA, ELA e n) calculados para 8200 h de operação anuais. Deve-se notar ainda que em todos os casos o investimento foi calculado sobre bombas de calor operando com compressores alternativos devido aos valores de potência envolvidos. No cálculo da EBA foi considerado que tanto as bombas de calor quanto a caldeira elétrica consomem energia elétrica firme (US\$ 0,021/kWh para grupo A-2), observando-se que o rendimento da caldeira elétrica, englobando geração e distribuição de vapor, foi tomado como 92%.

A escolha dos refrigerantes foi feita a partir dos melhores valores de η_i obtidos para as condições de operação definidas. Assim no Sistema 1 a bomba de calor 1 utiliza R-12 e a bomba de calor 2, R-114. No Sistema 2 emprega-se R-12 nas duas condições de operação, e no Sistema 3 é utilizado R-114.

Da análise da Tabela 5.1. pode-se constatar que os maiores valores de ϵ_r e menores de n foram obtidos para o Sistema 2, embora o Sistema 1 apresente o maior valor de EBA, por ser aquele que fornece a maior parcela da carga térmica de aquecimento dentre todos os sistemas analisados. Com relação ao Sistema 1 é possível que o critério de cálculo de investimento usado tenha prejudicado seu desempenho, na medida em que é necessário se avaliar o custo de duas bombas de calor, com potências individuais de 9,5 HP.

SISTEMAS	T_{oe}^e (°C)	T_{oe}^s (°C)	T_{ee}^e (°C)	T_{dse}^e (°C)	T_{ec}^e (°C)	T_{sc}^e (°C)	T_{op}^e (°C)	T_{cd}^e (°C)	T_{ev}^e (°C)	ϵ_c	η_i	ϵ_i	ϵ_{bc}	ϵ_r	\dot{Q}_{cd} (kW)	\dot{W}_e (kW)	\dot{Q}_{ev} (kW)	\dot{Q}_{vap} (kW)	I (US\$)	EBA (US\$)	ELA (US\$)	n (ano)
1	BC 1	20,0	30,0	65,0	50,0	40,0	56,2	-	61,2	45,0	20,63	0,86	17,74	13,56	67,8	6,9	62,8	-	16900	-	-	-
	BC 2	-	-	80,0	65,0	56,2	72,4	94,0	77,4	60,0	20,14	0,88	17,72	13,54	67,8	7,0	62,8	-	16900	-	-	-
	conjunto	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	135,6	13,9	125,6	90,4	35491	38659	26371	1,55
2	condição A	20,0	40,0	80,0	60,0	40,0	61,0	94,0	66,0	55,0	30,82	0,88	27,12	20,59	87,9	5,9	83,7	138,1	18591	31117	20877	1,00
	condição B	20,0	45,0	80,0	60,0	35,0	55,5	94,0	60,5	55,0	60,64	0,91	55,18	41,64	85,8	2,9	83,7	161,2	18591	27311	18403	1,14
	3	20,0	45,0	80,0	65,0	75,8	94,0	94,0	99,0	60,0	9,54	0,76	7,24	5,69	76,2	18,6	62,8	149,9	18591	26715	18022	1,17

TABELA 5.1. Desempenho dos sistemas propostos.

Em todos os sistemas propostos pode-se observar que os tempos de retorno são extremamente baixos, em torno de um ano, o que torna bastante boa a atratividade das bombas de calor.

5.2.1.3. Soluções alternativas à bomba de calor

Ao invés do emprego de bombas de calor pode-se pensar apenas na utilização de um recuperador de calor.

O fluxograma mostrado à seguir apresenta o emprego de um trocador de calor rotativo desenvolvido para aproveitamento de efluentes de indústrias têxteis (marca Texima), colocado antes do trocador de calor de vapor.

As características destes trocadores são mostradas na Tabela 5.2.

Tipo	Vazão Máxima ℓ/min	Carga Térmica (kW)	Custo (US\$)
RCR-2U	200	452,8	17.270
RCR-3U	300	679,2	20.510

TABELA 5.2. Características de recuperadores para indústria têxtil.

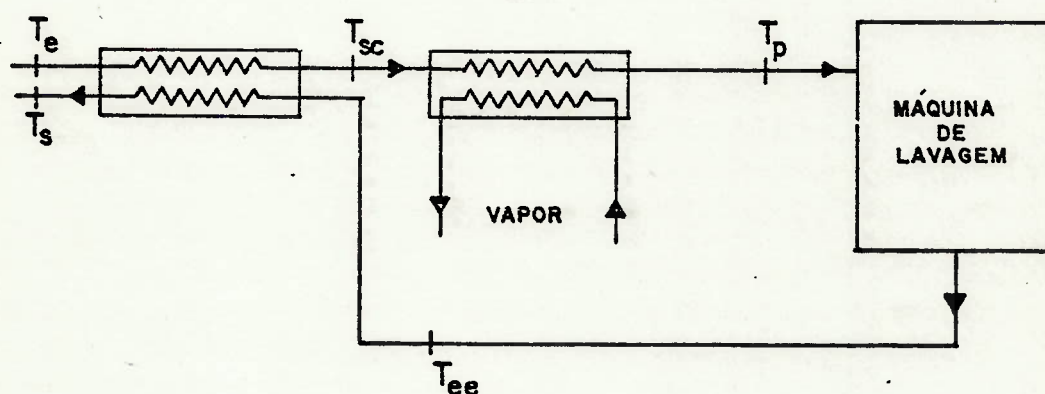


FIGURA 5.5. Fluxograma de emprego de recuperador de calor.

A Tabela 5.3 mostra os parâmetros de desempenho desta opção , considerando-se uma vida útil deste equipamento de 10 anos, e tendo-se também indicado qual o valor da potência térmica recuperada (\dot{Q}_t).

SISTEMA	T_e (°C)	T_s (°C)	T_{ee} (°C)	T_{sc} (°C)	T_{op} (°C)	\dot{Q}_t (kW)	Q_{vap} (kW)	I (US\$)	EBA (US\$)	ELA (US\$)	n (ano)
recuperador de calor (RC R-2U)	20,0	30,2	80,0	69,8	94,0	208,5	101,3	17270	39026	25971	0,73

TABELA 5.3. Desempenho do recuperador de calor.

Pode-se notar que os valores de EBA e n são superiores aos obtidos nos sistemas de bombas de calor.

5.2.1.4. Comentários finais

Neste caso contata-se que embora os sistemas de bombas de calor propostos apresentem desempenho energético e econômico bastante satisfatórios, o uso de um recuperador de calor especial para recuperação de efluentes de indústrias têxteis afigura-se como mais atrativo. Isto ocorre basicamente devido ao fato dos rejeitos da máquina de lavagem estarem a uma temperatura elevada (80°C) e às características especiais deste recuperador de calor, que possibilitam recuperar uma parcela razoável de energia.

5.2.2. Estudo de Caso 2

5.2.2.1. Caracterização da Unidade Industrial

Esta empresa produz diferentes tipos de tecidos.

Dos vários processos existentes, os sistemas de lavagem apresentam maior interesse para a aplicação de bombas de calor, embora na maioria deles já existam instalados recuperadores de calor marca Texima. Assim foi escolhida para análise uma máquina de lavagem que opera com grande vazão de água e ainda não possui recuperador de calor, para se poder comparar estas duas opções energéticas.

O fluxograma atual do processo está mostrado a seguir.

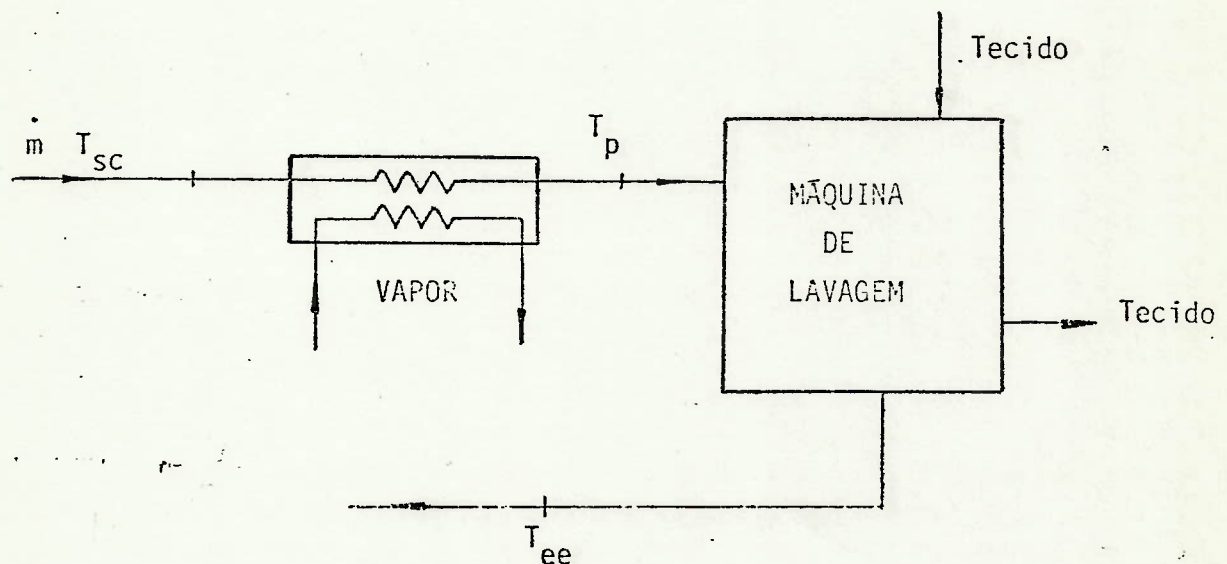


FIGURA 5.6. Fluxograma atual do processo de lavagem.

Os valores dos parâmetros do processo fornecidos pela empresa são:

$$T_{sc} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$T_p = 85^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ee} = 75^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m} = 40.000 \text{ kg/h}$$

Como rejeito há também um fluxo de água a 40°C e com vazão máxima de 200 t/h de outros pontos da fábrica.

O vapor consumido no processo é gerado em caldeira elétrica.

5.2.2.2. Propostas de aplicação de bombas de calor

São propostos quatro sistemas de bombas de calor.

Os Sistemas 1 e 2 são análogos aos Sistemas 2 e 1 do Caso 1.

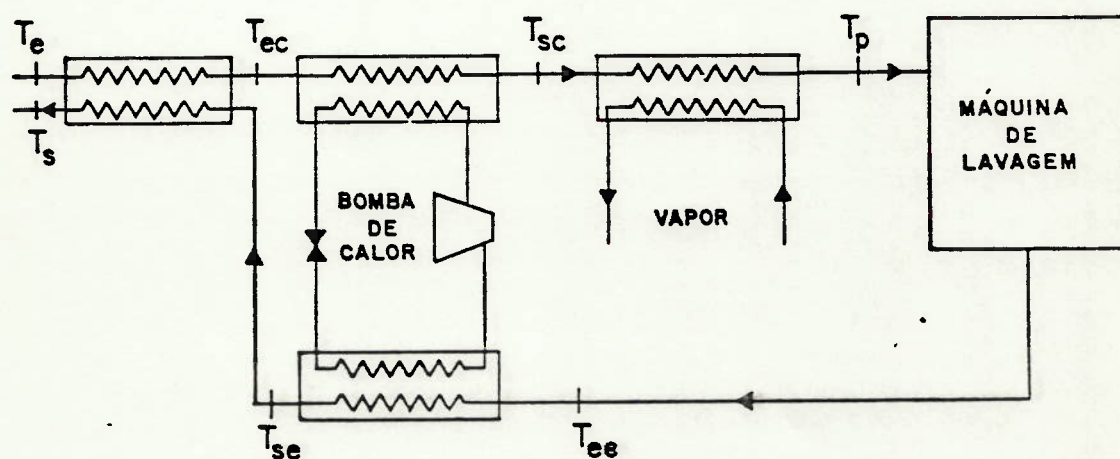


FIGURA 5.7. Representação do Sistema 1.

As Figuras 5.7 e 5.8 apresentam os Sistemas 1 e 2.

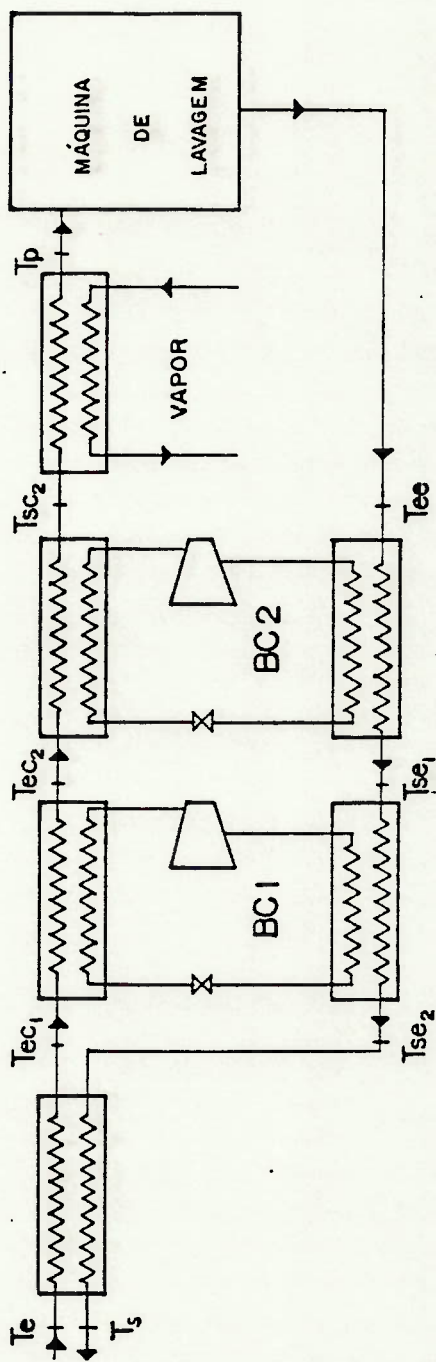


TABELA 5.8. Representação do Sistema 2.

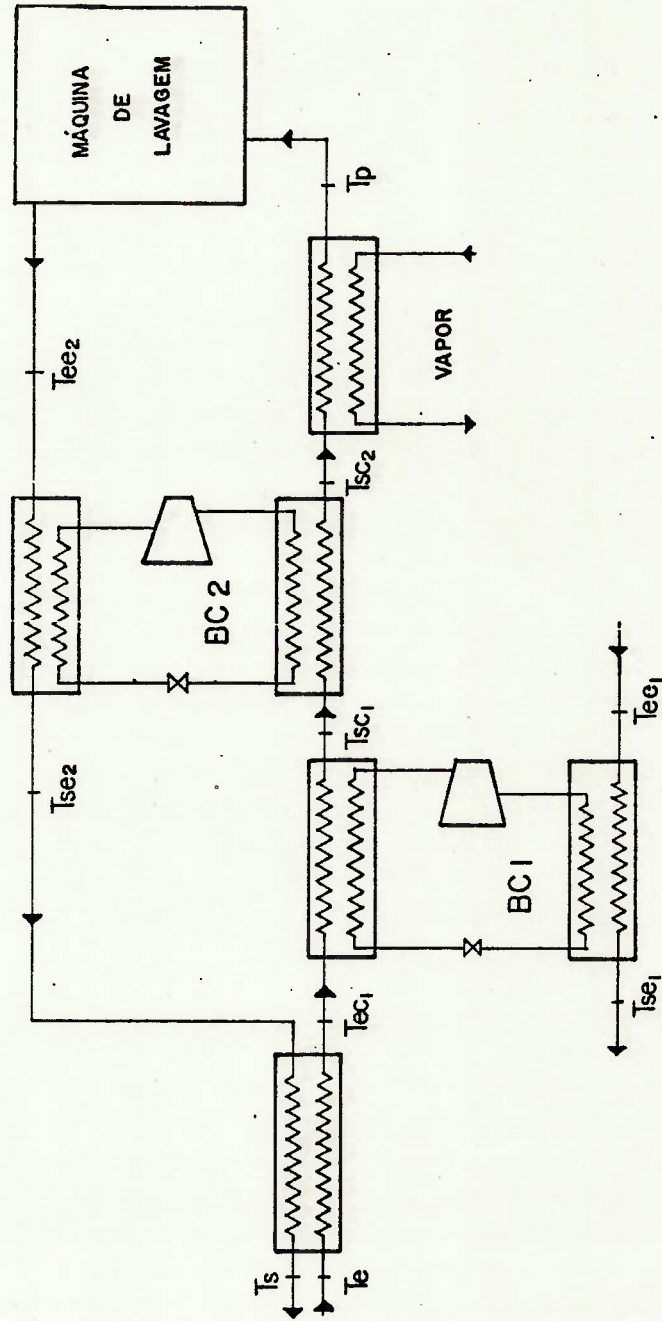


TABELA 5.9, Representação do Sistema 3.

O Sistema 3 mostrado na Figura 5.9 emprega duas bombas de calor, sendo que a bomba de calor 1 utiliza como fonte fria a vazão de rejeito de 200 t/h, para se minimizar a variação de temperatura da água no evaporador, e portanto otimizar o coeficiente de eficácia, e a bomba de calor 2 emprega como fonte fria a vazão de rejeito da máquina de lavagem.

O Sistema 4, apresentado na Figura 5.10, utiliza uma bomba de calor que tem como fonte fria o fluxo de 200 t/h e o rejeito da máquina de lavagem é usado para preaquecer a vazão de alimentação.

A Tabela 5.4. apresenta os resultados obtidos com a metodologia de avaliação de desempenho. As considerações feitas na realização dos cálculos são basicamente as mesmas do Caso 1, devendo-se observar que o cálculo do custo dos recuperadores de calor foi feito sobre o custo da bomba de calor com compressor parafuso, para tornar esta estimativa mais conservadora.

Os refrigerantes escolhidos para os sistemas são:

Sistema 1: R-12

Sistema 2: R-12 para a Bomba de Calor 1

R-114 para a Bomba de Calor 2

Sistema 3: R-12 para a Bomba de Calor 1

R-114 para a Bomba de Calor 2

Sistema 4: R-114

A análise da Tabela 5.4 evidencia os resultados extremamente interessantes tanto do ponto de vista energético quanto econômico. Os coeficientes de eficácia dos Sistemas 1 e 2 são altos, os valores de tempos de retorno são pequenos e as economias brutas e líquidas anuais expressivas.

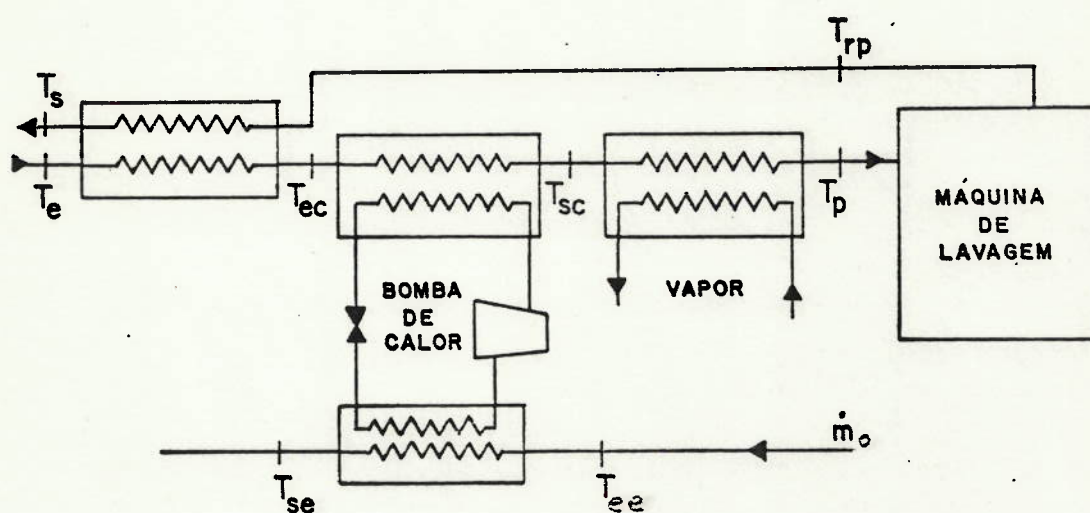


FIGURA 5.10. Representação do Sistema 4.

Com relação à comparação compressores alternativos x parafuso , apesar dos sistemas com compressores parafuso serem mais caros, apresentam maior vida útil, o que os torna mais atrativos nesse caso, na medida em que as diferenças de tempos de retorno obtidas são pequenas (meses).

SISTEMAS	T _e (°C)	T _s (°C)	T _{ee} (°C)	T _{se} (°C)	T _{ec} (°C)	T _{sc} (°C)	T _{cp} (°C)	T _{cd} (°C)	T _{ev} (°C)	ε _c	η _i	ε _i	ε _{bc}	ε _r	Q _{cd} (kW)	W _e (kW)	Q _{ev} (kW)	Q _{vap} (kW)	I (US\$)	EBA (US\$)	ELA (US\$)	n (ano)	
1	Compressor parafuso	20,0	30,0	75,0	55,0	40,0	61,6	85,0	66,6	50,0	20,45	17,38	13,29	10,73	1004,7	93,6	930,2	1088,4	121869	346019	227757	0,59	
	Compressor alternativo	20,0	30,0	75,0	55,0	40,0	61,6	85,0	66,6	50,0	20,45	17,38	13,29	10,73	1004,7	93,6	930,2	1088,4	89859	346019	228057	0,43	
2	BC-1 (parafuso)	20,0	30,0	60,0	45,0	35,0	51,2	-	56,2	40,0	20,34	17,90	13,68	10,47	753,5	72,0	697,7	-	111159	-	-	-	
	BC-1 (alternativo)	20,0	30,0	60,0	45,0	35,0	51,2	-	56,2	40,0	20,34	17,90	13,68	10,47	753,5	72,0	697,7	-	69820	-	-	-	
	BC-2 (parafuso)	-	-	75,0	60,0	51,2	67,4	85,0	72,4	55,0	19,85	0,89	17,59	13,44	10,28	753,5	73,3	697,7	-	101901	-	-	-
	BC-2 (alternativo)	-	-	75,0	60,0	51,2	67,4	85,0	72,4	55,0	19,85	0,89	17,59	13,44	10,28	753,5	73,3	697,7	-	60526	-	-	-
3	Conjunto (parafuso)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1507,0	145,3	1395,4	818,6	213060	387639	256937	0,92	
	Conjunto (alternativo)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1507,0	145,3	1395,4	818,6	130346	387639	256527	0,55	
	BC-1 (parafuso)	20,0	45,0	40,0	37,0	40,0	57,5	-	62,5	32,0	11,00	0,81	8,91	6,93	814,0	137,4	697,7	-	141931	-	-	-	
	BC-1 (alternativo)	20,0	45,0	40,0	37,0	40,0	57,5	-	62,5	32,0	11,00	0,81	8,91	6,93	814,0	137,4	697,7	-	99538	-	-	-	
4	BC-2 (alternativo)	-	-	75,0	65,0	57,5	68,1	85,0	73,1	60,0	26,42	0,89	23,41	17,81	493,0	38,5	465,1	-	34242	-	-	-	
	Conjunto (Paraf. + Alt.)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1307,0	175,9	1162,8	786,0	176173	388474	257018	0,76	
4	Conjunto (alternativo)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1307,0	175,9	1162,8	786,0	133780	388474	257195	0,57	
	Parafuso	20,0	45,0	40,0	37,0	50,0	68,5	85,0	73,5	32,0	8,35	0,80	6,68	5,26	860,5	191,2	697,7	767,4	159148	389321	256772	0,68	
	Alternativo	20,0	45,0	40,0	37,0	50,0	68,5	85,0	73,5	32,0	8,35	0,80	6,68	5,26	860,5	191,2	697,7	767,4	117567	389321	256173	0,50	

TABELA 5.4. Características dos sistemas de bombas de calor.

5.2.2.3. Soluções alternativas à bomba de calor

De forma semelhante à analisada no Caso 1, é verificado aqui o comportamento de um recuperador de calor especial para indústrias têxteis.

O esquema de aplicação é idêntico ao da Figura 5.5 e a previsão de desempenho é mostrada na Tabela 5.4.

SISTEMA	T_e (°C)	T_s (°C)	T_{ee} (°C)	T_{sc} (°C)	T_p (°C)	\dot{Q}_t (kW)	\dot{Q}_{vap} (kW)	I (US\$)	EBA (US\$)	ELA (US\$)	n (ano)
recuperador de calor (RCR - 3U)	20,0	39,0	75,0	56,0	85,0	1674,4	1348,8	61530	313423	205874	0,32

TABELA 5.5. Características de desempenho do recuperador de calor.

5.2.2.4. Comentários finais

A comparação dos resultados obtidos com os sistemas de bombas de calor e o recuperador de calor mostra que, neste caso, há um equilíbrio entre o desempenho destas duas opções energéticas, na medida em que o recuperador apresenta um menor tempo de retorno e os sistemas de bombas de calor maiores valores de EBA e ELA.

Entretanto como a diferença entre os tempos de retorno obtidos com o recuperador e os sistemas de bombas de calor não é grande, ao longo da vida útil dos equipamentos os sistemas de bombas de calor se afiguram como mais atrativos do ponto de vista econômico.

5.3. SETOR DE ALIMENTOS

5.3.1. Estudo de Caso 3

5.3.1.1. Caracterização da Unidade Industrial

Trata-se de um frigorífico fabricante de salsichas, presuntos, salames e congêneres.

Nesta fábrica a demanda energética é suprida por uma caldeira a óleo, sendo que 60% do consumo do óleo combustível destina-se ao aquecimento de água para processos de lavagem a uma temperatura de cerca de 50°C . Os 40% restantes do consumo de óleo combustível são empregados para cozimento dos produtos em estufas que operam a 90°C . O fluxograma do processo de aquecimento de água está mostrado abaixo.

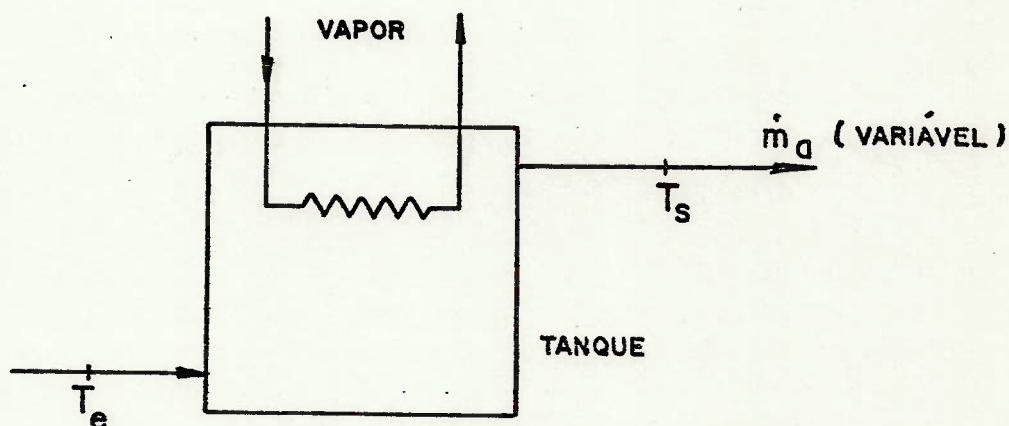


FIGURA 5.11. Fluxograma do processo de aquecimento de água.

Os dados do processo fornecidos pela empresa foram:

$$T_p = 50^{\circ}\text{C}$$

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

$$\dot{m} = 30.000 \text{ kg/h (valor médio estimado)}$$

Volume do tanque: 4.000 ℓ (pressurizado a 2 kgf/cm²)

O consumo diário de óleo combustível é de 2500 kg, sendo que a caldeira opera cerca de 12 h/dia, gerando vapor a 9 kgf/cm².

5.3.1.2. Propostas de aplicação de bombas de calor

Como a empresa possui dois sistemas de refrigeração com amônia que apresentam temperatura de condensação em torno de 30°C, foi analisada a aplicação de um sistema de bomba de calor destinado ao aquecimento da água de lavagem e tendo como fonte fria o rejeito dos condensadores de amônia.

O esquema proposto de emprego de bomba de calor está mostrado no fluxograma abaixo sendo composto pela bomba de calor, um reservatório térmico acoplado ao condensador da bomba e o tanque existente com as serpentinas de vapor para dar o aquecimento final na água de lavagem.

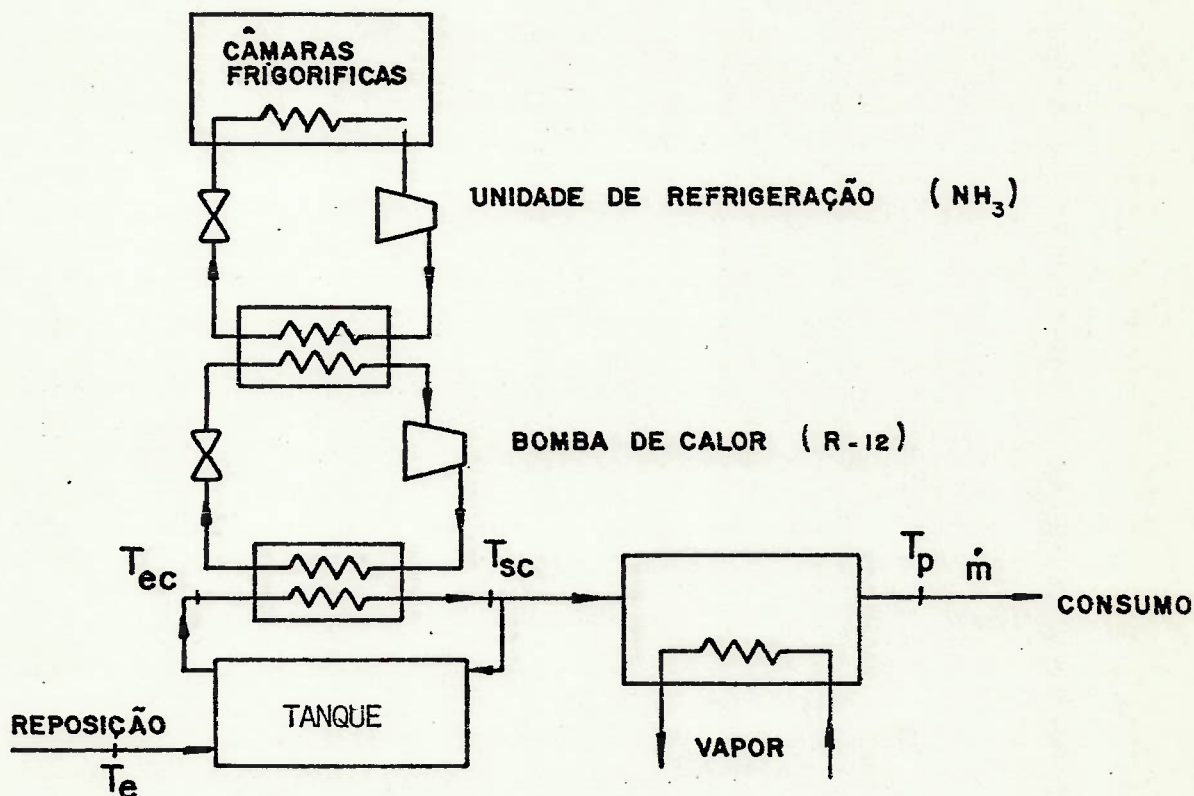


FIGURA 5.12, Fluxograma da instalação com bomba de calor.

Como as unidades de refrigeração operam 24 h/dia e a caldeira cerca de 12 h/dia, com a instalação da bomba de calor deve-se manter um sistema de remoção da energia de condensação da amônia durante o período em que a bomba de calor não opera.

Para se avaliar o desempenho do sistema de bomba de calor foi feita uma estimativa do seu comportamento em condições de regime permanente, utilizando-se os valores médios dos parâmetros do processo. Deve-se observar que esta é uma estimativa preliminar, uma vez que as condições de operação da fábrica são transitórias, sendo que uma estimativa realista deve incluir uma simulação do comportamento conjunto bomba de calor e tanques armazenadores, em função de uma curva de demanda de água de lavagem.

Foi considerado uma carga térmica no evaporador (condensador de NH_3) da bomba de calor constante, sendo que este valor foi estimado a partir da potência consumida pelos compressores de amônia e da curva do ciclo de compressão de amônia no diagrama logp-h obtida para o sistema de refrigeração instalado na fábrica. Foi considerado também que a temperatura de evaporação na bomba de calor fosse de 15°C em função de se ter um fluido intermediário (água) entre o condensador de amônia e o evaporador da bomba de calor. A relação entre as vazões no evaporador e condensador (30.000 kg/h) é de 1,617. O tempo previsto de operação diária da bomba de calor é de 12 h.

A Tabela 5.6 apresenta os resultados da previsão de desempenho para duas condições de operação: $T_{ec}=20^\circ\text{C}$ e $T_{ec}=30^\circ\text{C}$, sendo que para cada condição de operação são avaliadas as características econômicas para o sistema operando com compressor parafuso e com compressor alternativo. O refrigerante utilizado é o R-12. O custo do óleo combustível tipo A(BPF), utilizado nos cálculos de US\$ 0,14/kg.

CONDICÃO DE OPERAÇÃO	T_{ee} (°C)	T_{se} (°C)	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	T_p (°C)	T_{cd} (°C)	T_{ev} (°C)	ϵ_c	η_i	ϵ_i	ϵ_{bc}	ϵ_r	\dot{Q}_{cd} (kW)	\dot{w}_e (kW)	\dot{Q}_{ev} (kW)	\dot{Q}_{vap} (kW)	I (US\$)	EBA (US\$)	ELA (US\$)	n (ano)	
1	Compressor alternativo	30,0	20,0	20,0	38,7	50,0	43,7	15,0	11,03	0,86	9,49	7,37	6,30	652,3	103,6	564,0	394,2	74617	37725	27133	3,53
	Compressor parafuso	30,0	20,0	20,0	38,7	50,0	43,7	15,0	11,03	0,86	9,49	7,37	6,30	652,3	103,6	564,0	394,2	116949	37725	27250	6,38
2	Compressor alternativo	30,0	20,0	30,0	49,9	50,0	54,9	15,0	8,21	0,82	6,74	5,31	4,54	694,2	152,9	564,0	-	91462	61729	43325	2,58
	Compressor parafuso	30,0	20,0	30,0	49,9	50,0	54,9	15,0	8,21	0,82	6,74	5,31	4,54	694,2	152,9	564,0	-	133714	61729	43244	4,09

TABELA 5.6. Características de desempenho do sistema proposto.

Os resultados obtidos na Tabela 5.5. evidenciam valores razoáveis de tempos de retorno, excetuando o obtido na Condição 1 com compressor parafuso. Também neste caso é observada a tendência (Condição 2) dos compressores parafuso serem mais atrativos quando se leva em conta a economia total obtida ao longo da vida útil do equipamento.

5.3.2.3. Soluções alternativas à bomba de calor

A princípio uma solução alternativa à bomba de calor seria o emprego de um sistema de coletores solares planos para aquecimento da água de lavagem. Entretanto devido à falta de espaço disponível na unidade industrial para a instalação deste sistema, a avaliação desta alternativa não foi realizada.

5.3.1.4. Comentários finais

Deve-se observar que os cálculos apresentados são conservativos pois foram feitos em condições de operação de regime permanente, sendo que para condições reais de operação, ou seja, com temperatura T_{ec} crescendo a partir de 20°C pode-se esperar resultados mais interessantes.

5.3.2. Estudo de Caso 4

5.3.2.1. Caracterização da Unidade Industrial

Esta empresa fabrica gelatinas para fins alimentícios, farmacêuticos e industriais. A gelatina é extraída de materiais de origem animal como raspa de couro bovino e ossos descalcificados na forma de uma solução aquosa a 2%. Esta solução é concentrada primeiramente até 20% em duas linhas de evaporação de 3 efeitos e a seguir até 30% em uma única linha de evaporação de um único efeito. Após estes processos de concentração a gelatina é enviada para um secador tipo túnel.

O fluxograma do processo de secagem está mostrado na Figura 5.13.

O aquecimento do ar no secador é feito por serpentinas de vapor,

estimando-se um consumo médio de vapor de 1400 kg/h. A desumidificação do ar é feita por um sistema de refrigeração de amônia que leva o ar na saída de seu evaporador a 5°C e umidade absoluta de $5 \cdot 10^{-3}$ kg/kg_{ar seco}. A vazão mássica de ar seco que escoa através do secador foi estimada em 73.500 kg/h.

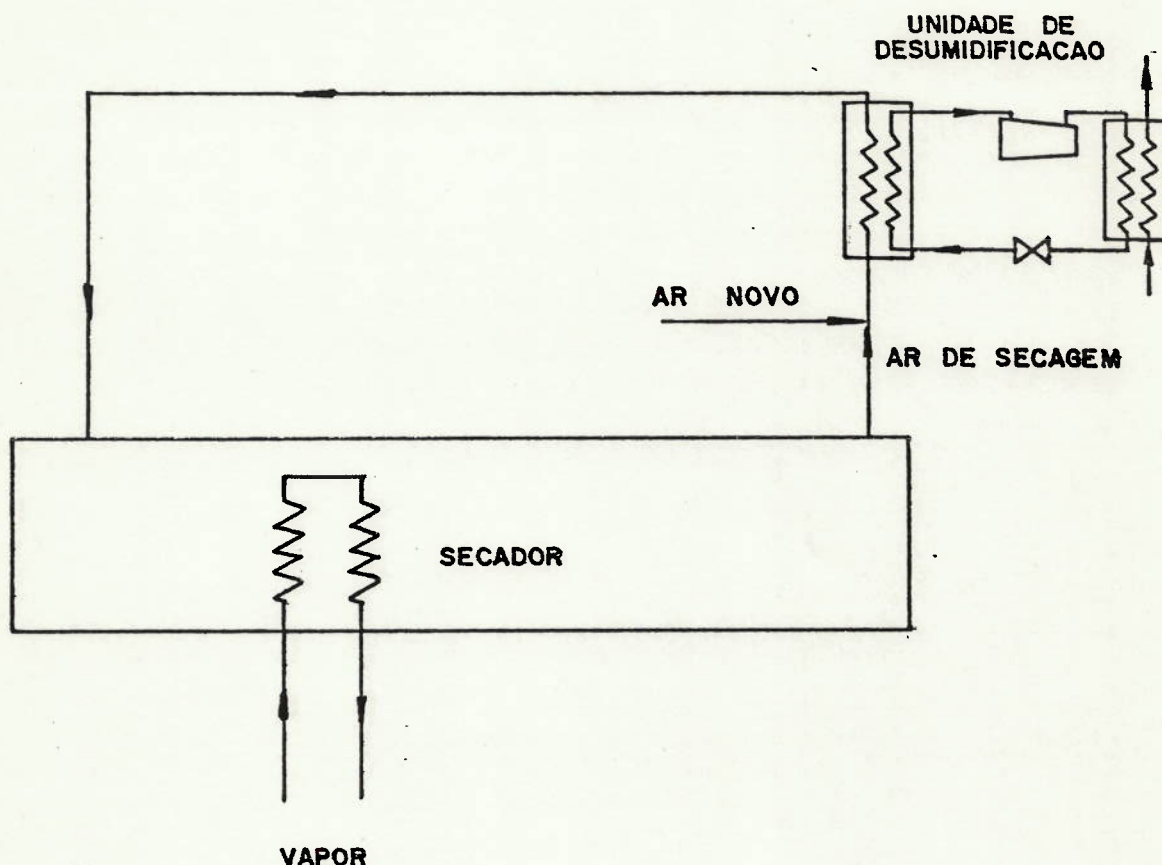


FIGURA 5.13. Representação do secador.

O vapor é gerado em caldeira a lenha com produção específica de $0,95 \text{ t}_{\text{vapor}}/\text{m}^3 \text{ st}$, a um custo de US\$ 5,63/m³ st.

5.3.2.2. Propostas de aplicação de bombas de calor

Devido à existência do sistema desumidificador a opção de aplicação de bomba de calor ao secador existente consistiu em utilizar o condensador de amônia como fonte fria da bomba de calor, que seria responsável pelo fornecimento da energia necessária ao processo de secagem.

Deve-se observar que para um secador esta não é a melhor opção

de emprego da bomba de calor, cuja utilização mais adequada consiste no emprego simultâneo para desumidificar e aquecer o ar, através de um sistema em cascata ou preferencialmente em série. Entretanto como a unidade industrial pesquisada já possuía o sistema de desumidificação instalado, a análise de um novo secador não foi realizada.

A Figura 5.14 apresenta o sistema proposto com bombas de calor.

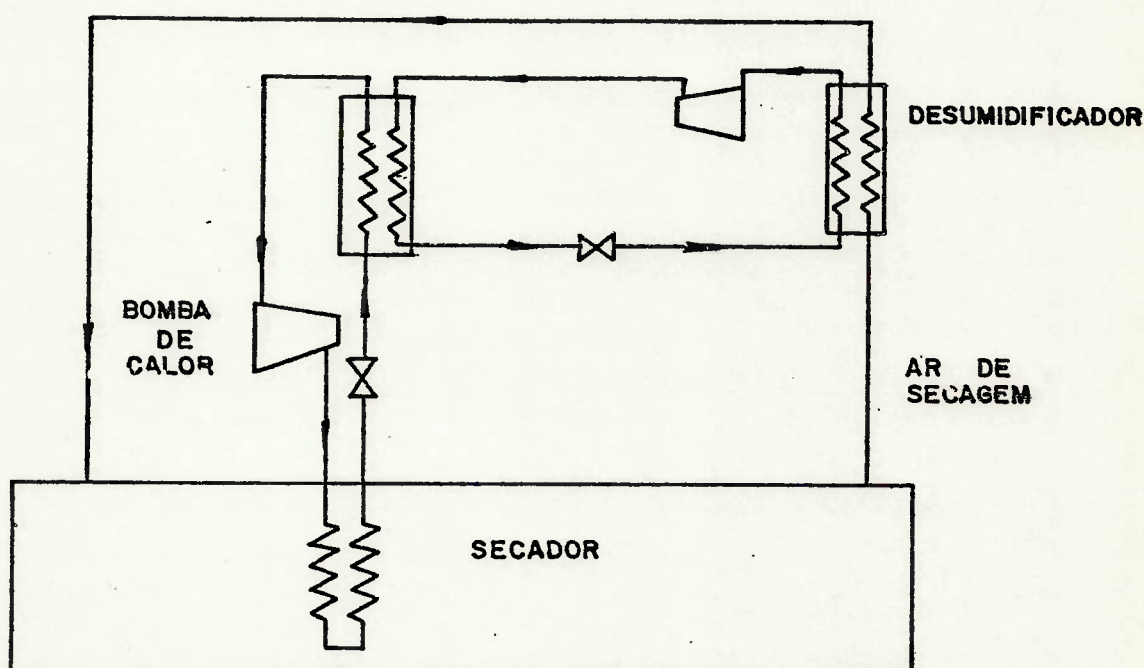


FIGURA 5.14. Esquema da aplicação da bomba de calor.

A Tabela 5.7. apresenta os resultados obtidos a partir das condições de operação do secador e do sistema de desumidificação, dos balanços de massa e energia para o secador e da aplicação da metodologia de avaliação de desempenho, considerando-se 8200 h de operação anual e usando-se R-114.

SISTEMAS	T_{ec} (°C)	T_{sc} (°C)	T_p (°C)	T_{cc} (°C)	T_{ev} (°C)	ϵ_c	η_i	ϵ_i	ϵ_{bc}	ϵ_r	\dot{Q}_{cd} (kW)	\dot{W}_e (kW)	\dot{Q}_{ev} (kW)	Q_{vap} (kW)	I (US\$)	EBA (US\$)	EIA (US\$)	n (ano)
B.C. com compressor parafuso	5,0	60,0	60,0	70,0	25,0	7,62	0,80	6,10	4,83	4,13	816,6	197,7	647,5	-	146397	33990	25509	10,29
B.C. com compressor alternativo	5,0	60,0	60,0	70,0	25,0	7,62	0,80	6,10	4,83	4,13	816,6	197,7	647,5	-	104963	33990	25767	5,92

TABELA 5.7. Características do sistema proposto de bomba de calor.

Os resultados da Tabela 5.7 mostram que a aplicação de bomba de calor neste processo é pouco atrativa, devido aos baixos valores dos coeficientes de eficácia, em função de se ter uma grande diferença de temperatura entre o condensador e o evaporador, e dos altos valores de investimento. Além disto, os tempos de retorno obtidos são da ordem da metade da vida útil dos equipamentos analisados.

5.3.2.3. Soluções alternativas à bomba de calor

Neste caso não foram vislumbradas opções alternativas à bomba de calor.

5.3.2.4. Comentários finais

Como já indicado anteriormente, o emprego da bomba de calor neste processo, nas condições existentes na unidade industrial, não se afigura como interessante, evidenciando-se pelos valores obtidos de ϵ_r , I, EBA e n. O emprego de lenha como energético usado para a geração de vapor torna o uso da bomba de calor ainda menos atrativo.

5.4. CONCLUSÕES GERAIS

A análise dos resultados obtidos nos quatro Estudos de Caso mostra que:

- o emprego da metodologia de avaliação de desempenho é extremamente simples, rápido e eficiente, sendo que a obtenção de η_i e T_{cd} nos casos analisados foi feita com, no máximo, duas iterações;
- os valores de ϵ_r , EBA e n obtidos, especialmente nos três primeiros casos, mostram que é possível se ter sistemas de bombas de calor extremamente eficientes, do ponto de vista energético, e com boa atratividade econômica, evidenciando que este equipamento é hoje uma alternativa viável como elemento de conservação e substituição de energia;
- a aplicação de um sistema de bomba de calor a um dado processo deve ser analisada cuidadosamente para se poder caracte

- rizar qual a melhor configuração do sistema a ser implantado;
- medidas como emprego do máximo valor possível da vazão dos escoamentos através do evaporador e condensador da bomba de calor, utilização de bombas de calor em série (para o fluido que está sendo aquecido) e o uso combinado de recuperadores de calor e bombas de calor, possibilitam a maximização do coeficiente de eficácia dos sistemas de bombas de calor;
 - a adoção de trocadores de calor, como forma de recuperação de energia de efluentes a alta temperatura, afigura-se mais vantajosa que as bombas de calor.
 - a bomba de calor é um excelente elemento de conservação de energia elétrica;
 - o número de horas de operação anual deve ser o mais alto possível, devido aos elevados custos iniciais dos sistemas de bombas de calor;
 - o emprego de energéticos alternativos, como por exemplo lenha, reduz a atratividade de emprego das bombas de calor.

6. CONCLUSÕES

A metodologia de avaliação de desempenho de bombas de calor, desenvolvida e utilizada neste trabalho, revelou-se um procedimento extremamente simples e eficiente para se prever o comportamento de bombas de calor em processos industriais, podendo também ser empregada na análise de sistemas de refrigeração em geral.

A aplicação de bombas de calor em processos industriais apresenta potencialidade nos setores têxtil, alimentos e bebidas, químico e petroquímico e celulose e papel, que são setores que tem uma participação importante no consumo de energéticos do setor industrial.

Atualmente as bombas de calor estão limitadas a temperaturas de condensação máximas de 120°C , para R-114.

Os refrigerantes mais empregados são R-22, R-12 e R-114. Com o R-22 pode-se chegar a temperaturas de condensação de cerca de 50°C e com o R-12 até cerca de 80°C .

Apesar de no Brasil existir um pequeno número de bombas de calor industriais, já há um número razoável de fabricantes com capacitação para fornecer este equipamento.

O levantamento das curvas de rendimento do ciclo de compressão ideal mostrou que estas curvas de parâmetros adimensionais são extremamente úteis na definição do melhor fluido refrigerante e do coeficiente de eficácia, que é um parâmetro fundamental na caracterização do desempenho energético das bombas de calor, além de serem de utilização mais prática que o emprego de gráficos ou tabelas.

A comprovação de que se pode utilizar curvas gerais de η_i para alguns refrigerantes, sem a ocorrência de erros consideráveis, mostra que as curvas gerais podem ser utilizadas como uma primeira aproximação ao cálculo do coeficiente de eficácia.

Com os resultados obtidos com as curvas de η_i para os compostos halocarbônicos, pode-se recomendar que isto seja feito para a amônia, que é muito usada em sistemas de refrigeração, e para

a água, que é o fluido usado nos sistemas de compressão mecânica de vapor (SCMV). Note-se ainda que estas curvas também afiguram-se como convenientes para emprego em problemas onde é necessário se realizar a simulação dinâmica de bombas de calor.

O método para avaliação do custo de sistemas de bombas de calor, apesar de dar resultados realistas, deve ser aprimorado através de um levantamento mais amplo de custos e modelos de compressores, de uma melhor caracterização do peso do custo do compressor na bomba de calor, especialmente nas bombas ar-ar, e do levantamento de curvas custo-potência para compressores centrífugos. Na verdade a forma mais adequada de se avaliar o custo das bombas de calor seria em função da potência de aquecimento, mas como não há ainda no Brasil produção seriada deste equipamento, tal procedimento é, no momento, impraticável.

Com relação às análises de aplicação de bombas de calor, os valores obtidos de coeficientes de eficácia, economias e tempos de retorno, atestam que é possível se ter sistemas de bombas de calor extremamente eficientes e com boa atratividade econômica. Entretanto os casos analisados também mostram que a adoção de medidas imediatas de conservação de energia podem apresentar maior interesse que a aplicação de bombas de calor.

Dos casos analisados fica evidenciado que:

- em um dado processo deve ser analisada cuidadosamente qual a melhor configuração de emprego de bomba de calor a fim de se maximizar o coeficiente de eficácia;
- medidas como pequenas diferenças entre as temperaturas de condensação e evaporação, e pequenas variações de temperaturas de condensação e evaporação, e pequenas variações de temperatura dos fluidos que escoam pelo evaporador e condensador, possibilitam a maximização do coeficiente de eficácia de sistemas de bombas de calor;
- o emprego de trocadores de calor, como elemento de recuperação de energia de efluentes a altas temperaturas, pode afigurar-se como mais vantajoso que as bombas de calor;
- a utilização de energéticos alternativos, como lenha, tende

- a reduzir a atratividade econômica das bombas de calor;
- em situações onde o energético consumido é energia elétrica , as vantagens do emprego de bombas de calor tornam-se mais relevantes;
 - em função dos elevados custos iniciais das bombas de calor, o número de horas anuais de operação deve ser o maior possível.

ANEXO I

ANEXO I

CONCEITOS BASICOS SOBRE EXERGIA

1. CONCEITUAÇÃO

Através da propriedade termodinâmica exergia avalia-se o trabalho máximo que um sistema pode realizar ao evoluir de um determinado estado termodinâmico até atingir um estado onde há equilíbrio termodinâmico com um meio a pressão p_0 e temperatura T_0 . Já em 1889 M. Gouy elaborou a idéia de que a potencialidade de um sistema realizar trabalho poderia ser expressa por uma função da energia interna do sistema e também da temperatura T_0 e pressão p_0 do meio externo ao sistema.

Atualmente o método de análise exergética vem sendo cada vez mais utilizado na avaliação de processos para se poder otimizá-los energeticamente, uma vez que neste método são utilizadas a Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, consistindo assim numa forma útil na identificação das irreversibilidades e disponibilidades energéticas existentes nos processos.

Com o conceito de exergia evidencia-se que trabalho é uma forma de energia mais nobre que calor, na medida que o objetivo do cálculo da exergia de um sistema é a determinação do máximo trabalho possível.

Na verdade pode-se verificar que trabalho é uma forma de energia mais nobre que calor pois, do ponto de vista molecular, pode-se dizer que trabalho é uma forma de energia organizada porque é possível se identificar as direções e amplitudes máximas e mínimas dos movimentos, enquanto que a energia térmica é caracterizada por uma agitação molecular desordenada, não se podendo distinguir uma direção preferencial das vibrações. Além disso trabalho pode ser convertido integralmente em calor, e somente parte do calor fornecido a uma máquina térmica pode ser convertida em trabalho.

Para se chegar à expressão da exergia de um sistema (E_x) deve-se inicialmente analisar o conceito de trabalho reversível (W_{rev}).

Observando-se a Figura 1 que mostra um volume de controle através do qual há um processo que se dá em escoamento uniforme e estado uniforme, o trabalho realizado durante o processo é W_{vc} e a troca de calor Q_{vc} , sendo que toda a troca de calor ocorre com o meio à temperatura T_o .

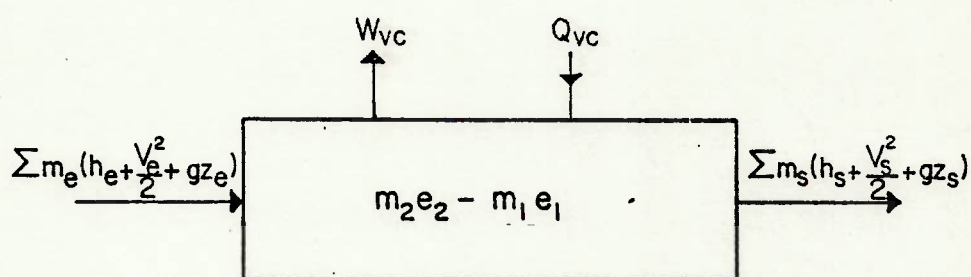


FIGURA 1 - Volume de controle com processo em estado uniforme e escoamento uniforme.

Na Figura 1 tem-se:

m = massa (kg)

h = entalpia específica (kJ/kg)

v = velocidade (m/s)

z = cota (m)

g = aceleração gravitacional (m/s^2)

$e = u + \frac{v^2}{2} + g z$ (kJ/kg)

u = energia interna específica (kJ/kg)

e os índices $e, s, 1, 2$ indicam respectivamente, entrada, saída, instante 1 e instante 2.

Considerando-se agora que todos os processos são reversíveis, tem-se que o trabalho que cruza o volume de controle é $(W_{vc})_r$ e o calor $(Q_{vc})_r$. Observe-se que para se ter $(Q_{vc})_r$ isto deve ser

proporcionado por um motor de Carnot que recebe Q_o na temperatura do meio, rejeita $(Q_{vc})_r$ e realiza um trabalho W_c .

Assim pode-se introduzir o trabalho reversível (W_{rev}) como sendo:

$$W_{rev} = (W_{vc})_r + W_c \quad (1)$$

Aplicando-se a Primeira Lei ao volume de controle considerado, tem-se:

$$\begin{aligned} (W_{vc})_r &= (Q_{vc})_r + \sum m_e (h_e + \frac{v_e^2}{2} + z_e g) - \\ &- \sum m_s (h_s + \frac{v_s^2}{2} + z_s g) - (m_2 e_2 - m_1 e_1) \end{aligned} \quad (2)$$

Para o motor de Carnot pode-se escrever:

$$W_c = Q_o - (Q_{vc})_r \quad (3)$$

e

$$\frac{Q_o}{T_o} = \int_0^t \left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{T} \right)_r dt \quad (4)$$

onde:

T = temperatura absoluta (K)

t = tempo (s)

Assim:

$$W_c = T_o \int_0^t \left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{T} \right)_r dt - (Q_{vc})_r \quad (5)$$

A aplicação da Segunda Lei ao volume de controle resulta:

$$m_2 s_2 - m_1 s_1 + \sum m_s s_s - \sum m_e s_e = \int_0^t \left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{T} \right)_r dt \quad (6)$$

Assim substituindo-se $\int_0^t \left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{T}\right)_r dt$ da expressão (6) na expressão (5) e levando-se o resultado na expressão (2), chega-se a:

$$\begin{aligned} W_{rev} = & \Sigma m_e \left(h_e - T_o s_e + \frac{v_e^2}{2} + g z_e \right) - \\ & - \Sigma m_s \left(h_s - T_o s_e + \frac{v_s^2}{2} + g z_e \right) - \\ & - m_2 (e_2 - T_o s_2) + m_1 (e_1 - T_o s_1) \end{aligned} \quad (8)$$

Para um sistema o trabalho reversível específico (w_{rev}) é dado por:

$$1(w_{rev})_2 = (e_1 - e_2) - T_o (s_1 - s_2) \quad (9)$$

Para um processo em regime permanente e com um fluxo de entrada e um de saída, o trabalho reversível específico fica:

$$w_{rev} = [(h_e - h_s) + \left(\frac{v_e^2 - v_s^2}{2}\right) + g(z_e - z_s)] - T_o (s_e - s_s) \quad (10)$$

O máximo trabalho reversível que um sistema pode realizar será aquele obtido quando o sistema evolui até ficar em equilíbrio com o meio. Para o sistema ficar em equilíbrio com o meio de ve estar em equilíbrio de pressão e temperatura com o meio, além de também estar em equilíbrio químico com o meio, podendo-se fa zer exigências semelhantes com relação aos efeitos magnéticos, elétricos e superficiais. Para que o equilíbrio com o meio seja completo deve-se assegurar que o sistema tenha velocidade nula e cota mínima.

Chega-se assim ao conceito de exergia, ou seja, a exergia é o máximo trabalho reversível que é possível se extrair de um sistema, ou de um dado escoamento. Desta forma:

$$E_x = (W_{rev})_{\max} \quad (11)$$

A expressão da exergia específica (e_x) associada ao escoamento

que entra no volume de controle considerado anteriormente, em regime permanente, será obtida quando $h_s = h_o$, $s_s = s_o$, $v_s = 0$ e $z_s = z_o$, onde "o" indica o estado em equilíbrio com o meio:

$$e_x = [(h - h_o) + \frac{v^2}{2} + g(z - z_o)] - T_o(s - s_o) \quad (12)$$

Desprezando-se os termos de energia cinética e potencial, tem-se:

$$e_x = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (13)$$

Na avaliação da exergia de um sistema deve-se levar em conta o trabalho que o sistema deve realizar contra o meio a p_o . Desprezando-se os termos de energia cinética e potencial:

$${}_1(e_x)_2 = (u - u_o) - T_o(s - s_o) - \int_v^{v_o} p_o dv \quad (14)$$

onde:

v = volume específico do sistema (m^3/kg)

$${}_1(e_x)_2 = (u - u_o) + p_o(v - v_o) - T_o(s - s_o) \quad (15)$$

As expressões (13) e (15) evidenciam que a exergia é uma propriedade termodinâmica que além de função de ponto é função também de um dado estado de referência.

O estado de referência é definido pelas condições atmosféricas, sendo normalmente considerado $T_o = 298 \text{ K}$ (25°C).

A exergia de uma substância em um determinado estado termodinâmico pode ser obtida facilmente através de um diagrama $h-s$.

No diagrama da Figura 2 o ponto M representa o estado da substância na pressão p e temperatura T , e o ponto O o estado da mesma substância em equilíbrio com o meio a p_o e T_o . Desde O traça-se uma reta formando um ângulo α com o eixo das entropias, baseando-se no emprego da relação termodinâmica:

$$\left(\frac{\delta h}{\delta s}\right)_p = T \quad (16)$$

que é obtida da expressão:

$$dh = Tds + vdp \quad (17)$$

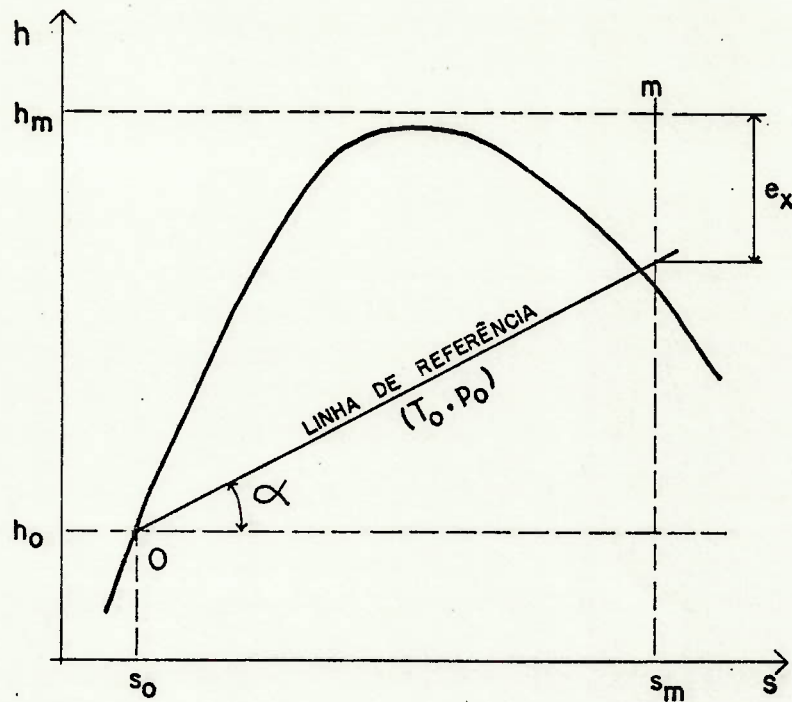


FIGURA 2 - Obtenção gráfica de e_x .

O ângulo α é definido pela equação (16) pois:

$$\left(\frac{\delta h}{\delta s}\right)_{p_0} = T_0$$

e portanto

$$\operatorname{tg} \alpha = T_0$$

A reta traçada a partir de 0 chama-se linha de referência e é tangente à isobárica que passa por p_0 .

Desta forma pode-se escrever:

$$(s_m - s_0) \operatorname{tg} \alpha = (s_m - s_0) T_0 \quad (18)$$

caracterizando-se então o segmento representativo do valor de e_x , como mostrado na Figura 2. Assim a exergia de uma substância em um estado termodinâmico M é igual, num diagrama h-s, à distância, medida na direção do eixo de entalpias, entre o ponto M e a linha de referência.

2. RENDIMENTO EXERGÉTICO

O rendimento exergético (η_{ex}) é definido para se avaliar quantitativamente o grau de perfeição termodinâmica de um processo (máquina, ciclo, instalação), caracterizando o grau de reversibilidade do processo.

De forma geral, o rendimento exergético é a relação entre as exergias úteis ou de saída (potências exergéticas úteis) e as exergias consumidas ou de entrada (potências exergéticas consumidas):

$$\eta_{ex} = \frac{\sum E_{xs}}{\sum E_{xe}} \quad (19)$$

onde:

E_{xs} = exergia útil (kJ)

E_{xe} = exergia consumida (kJ)

Nas situações onde os processos são reversíveis:

$$\sum E_{xs} = \sum E_{xe}$$

e portanto

$$\eta_{ex} = 1$$

ou seja, quanto mais irreversibilidades houver nos processos menor será o valor de η_{ex} .

3. RENDIMENTO EXERGÉTICO DO CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR

Para se avaliar o desempenho termodinâmico de uma bomba de calor que funciona segundo o ciclo de compressão de vapor, pode-se calcular o rendimento exergético deste ciclo.

Considerando-se um ciclo de compressão ideal no diagrama de Mollier, tem-se que a expressão do rendimento exergético para

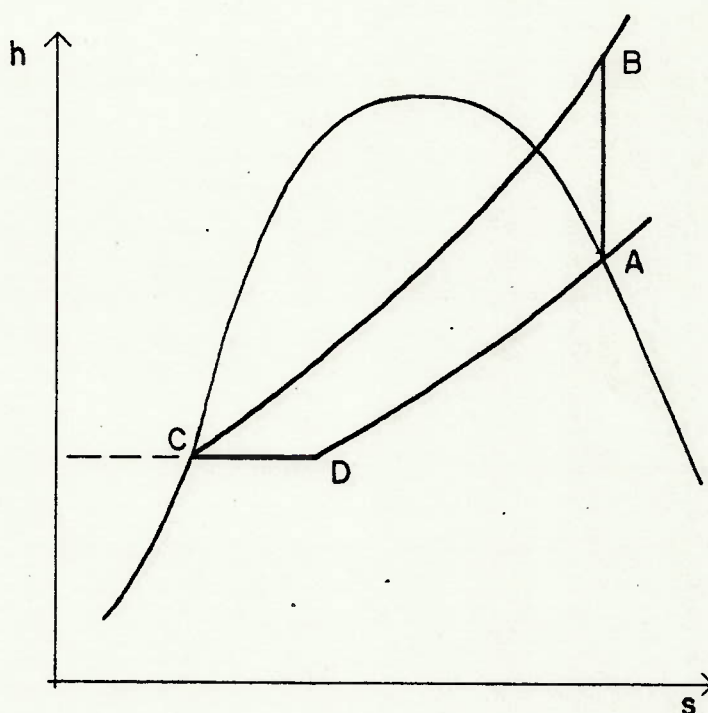


FIGURA 3 - Ciclo de compressão ideal.

o ciclo, sendo a temperatura ambiente T_a , é:

$$\eta_{ex} = \frac{e_{xc}}{e_{xe} + e_{xw}} \quad (20)$$

onde:

e_{xc} = exergia específica no condensador (kJ/kg)

e_{xe} = exergia específica no evaporador (kJ/kg)

e_{xw} = exergia específica fornecida pelo compressor (kJ/kg)

Desenvolvendo a Equação (20) chega-se a:

$$\eta_{ex} = \frac{(h_B - h_A) - T_a \int_C^B \frac{dh}{T}}{[(h_A - h_D) - T_a \int_D^A \frac{dh}{T}] + (h_B - h_A)} \quad (21)$$

Fazendo-se a consideração de que a troca de calor no condensador ocorra completamente na temperatura de condensação (T_{cd}) e no evaporador ocorra na temperatura de evaporação (T_{ev}), tem-se:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{cd} \left(1 - \frac{T_a}{T_{cd}}\right)}{\dot{Q}_{ev} \left(1 - \frac{T_a}{T_{ev}}\right) + \dot{W}} \quad (22)$$

onde:

\dot{Q}_{cd} = calor trocado no condensador (kW)

\dot{Q}_{ev} = calor trocado na evaporação (kW)

\dot{W} = potência recebida na compressão (kW)

Reescrevendo, chega-se a:

$$\eta_{ex} = \frac{\left(1 - \frac{T_a}{T_{cd}}\right)}{\left(\frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{cd}}\right) + \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{Q}_{cd}} \left(1 - \frac{T_a}{T_{ev}}\right)}$$

e introduzindo-se o coeficiente de eficácia do ciclo ideal (ϵ_i):

$$\eta_{ex} = \frac{\epsilon_i \left(1 - \frac{T_a}{T_{cd}}\right)}{\epsilon_i - (\epsilon_i - 1) \frac{T_a}{T_{ev}}} \quad (23)$$

Pode-se constatar na Equação (23) que quando $T_{ev} \rightarrow T_a$, a ex pressão do rendimento exergético fica:

$$\eta_{ex} = \frac{\varepsilon_i}{\frac{T_{cd}}{T_{cd} - T_{ev}}} = \eta_i \quad (24)$$

que nada mais é que a relação entre o coeficiente de eficácia do ciclo de compressão ideal e o coeficiente de eficácia de um ciclo de Carnot operando entre T_{cd} e T_{ev} , como apresentado no Capítulo 4.

Além disto pode-se demonstrar com a Equação (23) que se a bomba de calor operasse segundo um ciclo de Carnot ter-se-ia:

$$\eta_{ex} = 1$$

Para se poder ter uma idéia do valor de η_{ex} para um ciclo de compressão, será calculado agora este parâmetro para as seguintes condições de operação:

- refrigerante R-12
- $T_{ev} = 299 \text{ K } (26^\circ\text{C})$
- $T_{cd} = 353 \text{ K } (80^\circ\text{C})$
- $T_a = 298 \text{ K } (25^\circ\text{C})$

Utilizando-se as curvas de η_i apresentadas no Capítulo 4 tem-se:

- $\varepsilon_i = 4,65$
- $\varepsilon_c = 6,54$ (coeficiente de eficácia do ciclo de Carnot)

Levando -se estes valores na Equação (23) chega-se a:

$$\eta_{ex} = 0,72$$

Note-se que, embora este valor de η_{ex} seja do ciclo ideal, não levando em conta as irreversibilidades existentes quando se considera os trocadores de calor, compressor e válvula de expansão, é um número bastante satisfatório. Este valor indica as

vantagens energéticas do emprego de bombas de calor em processos de aquecimento.

ANEXO II

ANEXO II

SIMULAÇÃO DE CICLOS DE COMPRESSÃO DE VAPOR - OBTENÇÃO DE CURVAS DE RENDIMENTO DE UM CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR

1. APRESENTAÇÃO

São descritas neste Anexo as características do programa de simulação utilizado neste trabalho e os resultados obtidos com as curvas de η_i para refrigerantes de bombas de calor.

Este programa que permite o cálculo de propriedades termodinâmicas de fluidos orgânicos halogenados, bem como características de desempenho de um ciclo ideal de compressão de vapor, foi desenvolvido no Agrupamento de Engenharia Térmica do IPT-SP em linguagem BASIC para emprego em um microcomputador HP85. O desenvolvimento deste programa foi realizado pelo Eng^o Marco Antonio Soares de Paiva e pelo engenheiro Chern Chun Chin, a partir das correlações levantadas por Downing para refrigerantes orgânicos halogenados e do programa escrito em linguagem FORTRAN apresentado por BOREL et alii.

No presente trabalho este programa foi utilizado para cálculo dos seguintes parâmetros de um ciclo ideal de compressão de vapor, dados valores de temperatura de evaporação e condensação ou de uma relação entre estas temperaturas:

- coeficiente de eficácia ideal;
- relação entre o coeficiente de eficácia ideal e o de Carnot (η_i);
- relação de pressão no compressor;
- vazão volumétrica na sucção do compressor para obtenção de 1,16 kW no condensador.

Para os hidrocarbonetos halogenados (R-114 por exemplo) que apresentam a característica de numa compressão isoentrópica terem o estado final na região de saturação, o cálculo de ϵ_i supõe vapor saturado seco na saída do compressor, ao invés de na sucção, havendo assim um certo superaquecimento do fluido na entrada do compressor.

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.

Fluido	A _L	B _L	C _L	D _L	E _L	F _L	G _L	T _C	
								R	Z
11	34.57	57.63811	43.6322	-42.02356	36.70563	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	69.568489	4.5866114	36.1716662	-8.058936	0	0	409.50	
21*	116.37962	-0.03106808	-0.0000501	0	0	0	0	812.9	459.6
22	32.76	54.634409	36.74892	-22.2925657	20.4732886	0	0	604.50	459.09
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	17.476838	1.119828	753.95	459.69
500	31.00	43.562	74.709	-87.533	50.483	0	0	681.59	459.69
502	35.0	53.48437	63.86417	-70.08066	48.47901	0	0	639.56	459.67
C318	38.70	70.858318	21.609759	15.989182	-8.9243856	0	0	699.27	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 1 - Constantes para o cálculo da massa específica do líquido saturado de hidrocarbonetos halogenados.

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.

Fluido	A	B	C	D	E	F	Z
11	42.14702865	-4344.343807	-12.84596753	4.0083725x10 ⁻³	0.0313665356	862.07	459.67
12	39.88301727	-3436.632228	-12.47152228	4.73044244x10 ⁻³	0	0	459.7
13	25.967975	-2709.538217	-7.17234391	2.545154x10 ⁻³	0.200301091	546.00	459.67
14	20.71545389	-2467.605285	-6.69017025	6.4798076x10 ⁻⁴	0.770707795	424	459.69
21	42.7908	-4261.34	-13.0295	3.9351x10 ⁻³	0	0	459.6
22	29.35754453	-3845.193152	-7.86103122	2.1909390x10 ⁻³	0.445746703	683.1	459.69
23*	328.90853	-7552.76913	-144.5142304	0.24211502	-2.1280665x10 ⁻⁴	9.434955x10 ⁻⁸	459.69
113	33.0655	-4330.98	-9.2035	2.0539x10 ⁻³	0	0	459.6
114	27.071306	-5113.7021	-6.3086761	6.913003x10 ⁻⁴	0.78142111	768.35	459.69
500	17.780935	-3422.69717	-3.63691	5.0272207x10 ⁻⁴	0.4629401	695.57	459.67
502	10.644955	-3671.153813	-0.369835	-1.746352x10 ⁻³	0.8161139	654	459.67
C318	15.63242	-4301.063	-2.128401	-1.19759x10 ⁻³	0.6625898	714	459.69

OBS.: Para o R-23 deve-se utilizar a equação:

$$\log p = A + \frac{B}{T} + C \log T + DT + ET^2 + FT^3 \text{ em lugar da Equação (2)}$$

TABELA 2 - Constantes para o cálculo da pressão de vapor de hidrocarbonetos halogenados.

2.3. Equação de Estado para o Vapor

Para todos os fluidos a equação utilizada é:

$$\begin{aligned}
 P = & \frac{RT}{v-b_1} + \frac{A_2+B_2T+C_2e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^2} + \frac{A_3+B_3T+C_3e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^3} + \frac{A_4+B_4T+C_4e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^4} + \\
 & + \frac{A_5+B_5T+C_5e^{-KT/T_c}}{(v-b_1)^5} + \frac{A_6+B_6T+C_6e^{-KT/T_c}}{e^{\alpha v}(1+C'e^{\alpha v})} \quad (3)
 \end{aligned}$$

onde:

p : pressão psia,

v : volume específico em pé 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.

	Fluido			
	<u>11</u>	<u>12</u>	<u>13</u>	<u>11</u>
R	0.078117	0.088734	0.102728	0.1219336
b ₁	0.00190	0.0065093836	0.0048	0.0041
A ₂	-3.126759	-3.40972713	-3.083417	-2.162959
B ₂	1.318523x10 ⁻³	1.59434848x10 ⁻³	2.341695x10 ⁻³	2.133114x10 ⁻³
C ₂	-35.76999	-56.7627671	-18.212643	-18.941131
A ₃	-0.025341	0.0602394465	0.058854	4.403057x10 ⁻³
B ₃	4.875121x10 ⁻⁵	-1.87961843x10 ⁻⁵	-5.671268x10 ⁻⁵	1.202318x10 ⁻⁵
C ₃	1.220367	1.31139908	0.571958	0.630776
A ₄	1.687277x10 ⁻³	-5.4873701x10 ⁻⁴	-1.026061x10 ⁻³	1.921072x10 ⁻⁴
B ₄	-1.805062x10 ⁻⁶	0	1.338679x10 ⁻⁶	-3.918233x10 ⁻⁷
C ₄	0	0	0	0
A ₅	-2.359930x10 ⁻⁵	0	5.290649x10 ⁻⁶	-4.421049x10 ⁻⁶
B ₅	2.448303x10 ⁻³	3.468834x10 ⁻⁹	-7.395111x10 ⁻⁹	9.002310x10 ⁻⁹
C ₅	-1.478379x10 ⁻⁴	-2.54390678x10 ⁻⁵	-3.874233x10 ⁻⁵	-4.330378x10 ⁻⁵
A ₆	1.057504x10 ⁸	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 - Constante para a Equação de estado p/
vapor de hidrocarbonetos halogenados.

	<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	-7.316	-4.353547	-4.679499	-4.035
B ₂	4.6421x10 ⁻³	2.407252x10 ⁻³	3.472778x10 ⁻³	2.018x10 ⁻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	7.733338x10 ⁻⁵	5.00x10 ⁻⁵
C ₃	0	1.483763	5.941212	0
A ₄	0	2.310142x10 ⁻³	2.068042x10 ⁻³	0
B ₄	0	-3.605723x10 ⁻⁶	-3.684238x10 ⁻⁶	0
C ₄	0	0	0	0
A ₅	0	-3.724044x10 ⁻⁵	-3.868546x10 ⁻⁵	0
B ₅	0	5.355465x10 ⁻⁸	6.455643x10 ⁻⁸	0
C ₅	0	-1.845051x10 ⁻⁴	-7.394214x10 ⁻⁴	0
A ₆	0	1.363387x10 ⁸	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
$\bar{I}_C(R)$	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	0.062780907	0.10805000	0.098125	0.053345693
b ₁	0.005914907	0.006034229	0.00167	0.000114165
A ₂	-2.3856704	-4.549998	-3.2613344	-1.8947274
B ₂	1.0801207x10 ⁻³	2.308415x10 ⁻³	2.0576287x10 ⁻³	9.8424745x10 ⁻⁴
C ₂	-6.5643648	-92.90748	-24.24879	-28.542150
A ₃	0.034055687	0.08660634	0.034866743	0.026479692
B ₃	-5.3336494x10 ⁻⁶	-3.141665x10 ⁻⁵	-8.6791313x10 ⁻⁶	-6.602101x10 ⁻⁶
C ₃	0.16366057	2.742282	0.33274779	0.60324936
A ₄	-3.857481x10 ⁻⁴	-8.726016x10 ⁻⁴	-8.5765677x10 ⁻⁴	-2.4565234x10 ⁻⁴
B ₄	0	0	7.0240549x10 ⁻⁷	0
C ₄	0	0	0.022412368	0
A ₅	1.6017659x10 ⁻⁶	-1.375958x10 ⁻⁶	8.8368967x10 ⁻⁶	6.0887086x10 ⁻⁷
B ₅	6.2632341x10 ⁻¹⁰	9.149570x10 ⁻⁹	-7.9168095x10 ⁻⁹	8.261634x10 ⁻¹⁰
C ₅	-1.0165314x10 ⁻⁵	-2.102661x10 ⁻⁴	-3.7167231x10 ⁻⁴	-3.849145x10 ⁻⁵
A ₆	0	0	-3.8257766x10 ⁷	0
B ₆	0	0	5.5816094x10 ⁴	0
C ₆	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)	752.95	681.59	639.56	699.27
Z	459.69	459.69	459.67	459.69

TABELA 3 - Continuação

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

$$\begin{aligned} h = & aT + \frac{bT^2}{2} + \frac{cT^3}{3} + \frac{dT^4}{4} - \frac{f}{T} + Jpv + J \left\{ \frac{A_2}{(v-b_1)} + \frac{A_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{A_4}{3(v-b_1)^3} + \right. \\ & \left. + \frac{A_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{A_6}{\alpha} \left[\frac{1}{e^{\alpha v}} - C'(\ln 10) \log \left(1 + \frac{1}{C'e^{\alpha v}} \right) \right] \right\} + J e^{-KT/T_c} \\ & \left(1 + \frac{KT}{T_c} \right) \left[\frac{C_2}{(v-b_1)} + \frac{C_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{C_4}{3(v-b_1)^3} + \frac{C_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{C_6}{\alpha e^{\alpha v}} - \right. \\ & \left. - \frac{C_6 C'(\ln 10)}{\alpha} \log \left(1 + \frac{1}{C'e^{\alpha v}} \right) \right] + X \end{aligned} \quad (5)$$

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,c,d,f : constantes apresentadas na Tabela 4,

demais símbolos correspondem às constantes apresentadas na Tabela
la 3,

X : constante apresentada na Tabela 5.

Fluido	<u>a</u>	<u>b</u>	<u>c</u>	<u>d</u>	<u>f</u>	<u>Z</u>
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}	$-2.85660077 \times 10^{-8}$	$-2.95338905 \times 10^{-11}$	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	-7.561105×10^{-5}	3.9065696×10^{-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

TABELA 4 - Constantes para o cálculo da entalpia específica de vapor de hidrocarbonetos halogenados.

2.6. Entropia Específica do Vapor

$$\begin{aligned}
s = & a(\ln 10) \log T + bT + \frac{cT^2}{2} + \frac{dT^3}{3} - \frac{f}{2T^2} + JR(\ln 10) \log (v-b_1) - J \left\{ \frac{B_2}{(v-b_1)} + \right. \\
& + \frac{B_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{B_4}{3(v-b_1)^3} + \frac{B_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{B_6}{\alpha} \left[\frac{1}{e^{\alpha v}} - C'(\ln 10) \right. \\
& \left. \left. \log \left(1 + \frac{1}{C'e^{\alpha v}} \right) \right] \right\} + \frac{JKe^{-KT/T_c}}{T_c} \left[\frac{C_2}{(v-b_1)} + \frac{C_3}{2(v-b_1)^2} + \frac{C_4}{2(v-b_1)^3} + \right. \\
& \left. + \frac{C_5}{4(v-b_1)^4} + \frac{C_6}{\alpha e^{\alpha v}} - \frac{C_6 C'(\ln 10)}{\alpha} \left(1 + \frac{1}{C'e^{\alpha v}} \right) \right] + Y
\end{aligned}$$

onde:

s : entropia específica do vapor em BTU/ bR

J, p, v e T conforme definido para a 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.

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

TABELA 5 - Valores dos parâmetros X e Y.

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 Figura 1. 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 principal 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.

. 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.

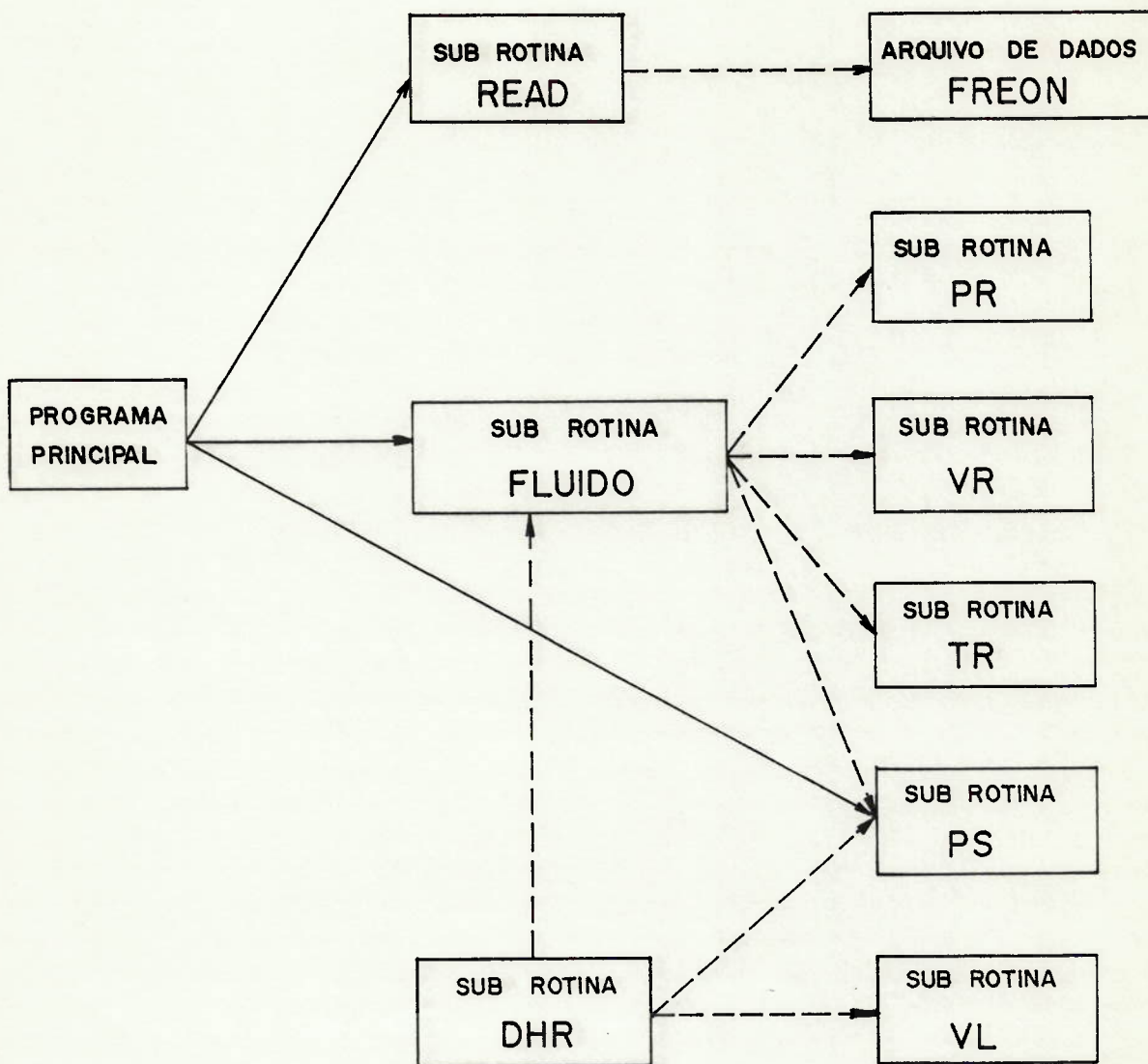


FIGURA 1 - Diagrama de blocos

- . 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 do 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, 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, o erro relativo aos valores encontrados nas tabelas existentes de refrigerantes, obtido na região recomendada para uso do programa é inferior a 0,001.

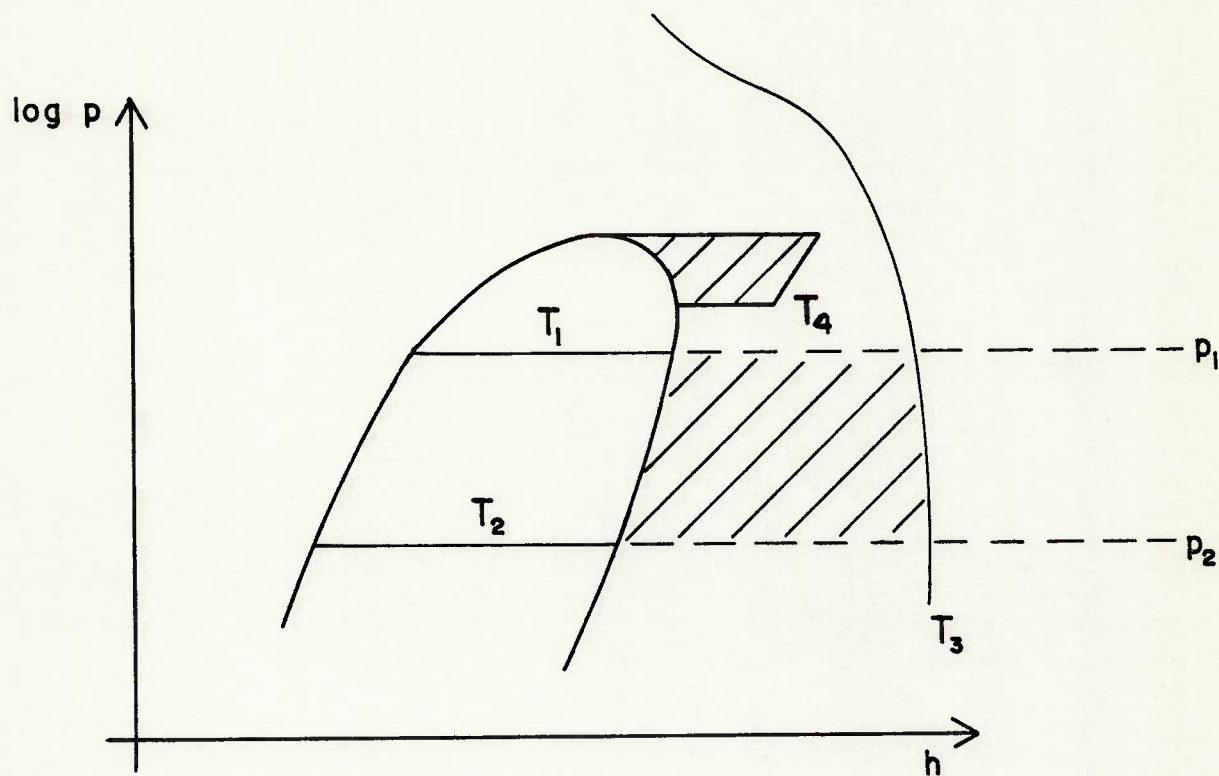


FIGURA 2 - Regiões características para emprego do programa.

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 eficácia (ϵ);
- . 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}).

Nas páginas seguintes, a título ilustrativo são apresentadas listagens dessas tabelas para o R-12 e para o R-114.

Com as subrotinas descritas também é possível se avaliar as alterações no coeficiente de eficácia 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	ΔT	COP	T1, T2	RP	Vsuc
(oC)	(oC)	(-)	(oC)	(-)	(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

LISTAGEM TÍPICA: REFRIGENTE - 12

REFRIGERANTE R- 114

#ΔTsuperaa. = 0oC
 #ΔTsubresfr. = 0 oC

Tcon	ΔT	COP	T1, T2	RP	Vsuc
(oC)	oC	(-)	(oC)	(-)	(m3/h)
* 50	14	21.37	40.0	1.48	1.655
* 50	16	18.55	39.6	1.58	1.757
* 50	18	16.37	37.1	1.67	1.866
* 50	20	14.62	35.7	1.78	1.984
* 50	22	13.19	34.2	1.90	2.110
* 50	24	12.00	32.7	2.02	2.246
* 52	14	21.46	42.1	1.48	1.577
* 52	16	18.64	40.6	1.57	1.673
* 52	18	16.44	39.2	1.66	1.776
* 52	20	14.68	37.7	1.77	1.886
* 52	22	13.25	36.2	1.88	2.005
* 52	24	12.05	34.8	2.00	2.132
* 52	26	11.04	33.3	2.13	2.269
* 54	14	21.55	44.1	1.47	1.504
* 54	16	18.71	42.7	1.56	1.594
* 54	18	16.51	41.2	1.65	1.691
* 54	20	14.74	39.8	1.75	1.795
* 54	22	13.30	38.3	1.86	1.906
* 54	24	12.10	36.8	1.98	2.026
* 54	26	11.09	35.4	2.11	2.155
* 54	28	10.22	33.9	2.25	2.294
* 56	14	21.64	46.1	1.46	1.435
* 56	16	18.79	44.7	1.55	1.521
* 56	18	16.58	43.2	1.64	1.612
* 56	20	14.80	41.8	1.74	1.710
* 56	22	13.36	40.4	1.85	1.815
* 56	24	12.15	38.9	1.96	1.927
* 56	26	11.13	37.4	2.09	2.048
* 56	28	10.26	36.0	2.22	2.179
* 56	30	9.50	34.5	2.37	2.319
* 58	14	21.73	48.1	1.45	1.371
* 58	16	18.87	46.7	1.54	1.452
* 58	18	16.64	45.3	1.63	1.538
* 58	20	14.86	43.8	1.73	1.630
* 58	22	13.41	42.4	1.83	1.729
* 58	24	12.20	41.0	1.94	1.835
* 58	26	11.17	39.5	2.06	1.949
* 58	28	10.30	38.0	2.20	2.071
* 58	30	9.54	36.6	2.34	2.203
* 58	32	8.87	35.1	2.49	2.344
* 60	14	21.81	50.2	1.45	1.311
* 60	16	18.94	48.7	1.53	1.387
* 60	18	16.70	47.3	1.62	1.468
* 60	20	14.92	45.9	1.71	1.555
* 60	22	13.46	44.4	1.81	1.649
* 60	24	12.24	43.0	1.93	1.749
* 60	26	11.21	41.6	2.04	1.856
* 60	28	10.33	40.1	2.17	1.971
* 60	30	9.57	38.6	2.31	2.095
* 60	32	8.90	37.2	2.46	2.228

LISTAGEM TÍPICA: REFRIGERANTE-114

5. CURVAS DE RENDIMENTO DO CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR

Neste trabalho o programa de simulação foi utilizado basicamente para gerar as curvas de $\eta_i = f(T_{ev}/T_{cd}, T_{cd}/T_c)$ para os refrigerantes que vem sendo mais pesquisados e utilizados para uso em bombas de calor, isto é, R-11, R-22, R-12, R-113 e R-114, conforme descrito no Capítulo 4.

A Figura 3 apresenta uma família de curvas para o R-114, onde T_{ev}/T_{cd} assume os seguintes valores: 0,80; 0,85; 0,90 e 0,95, onde as temperaturas são dadas em K.

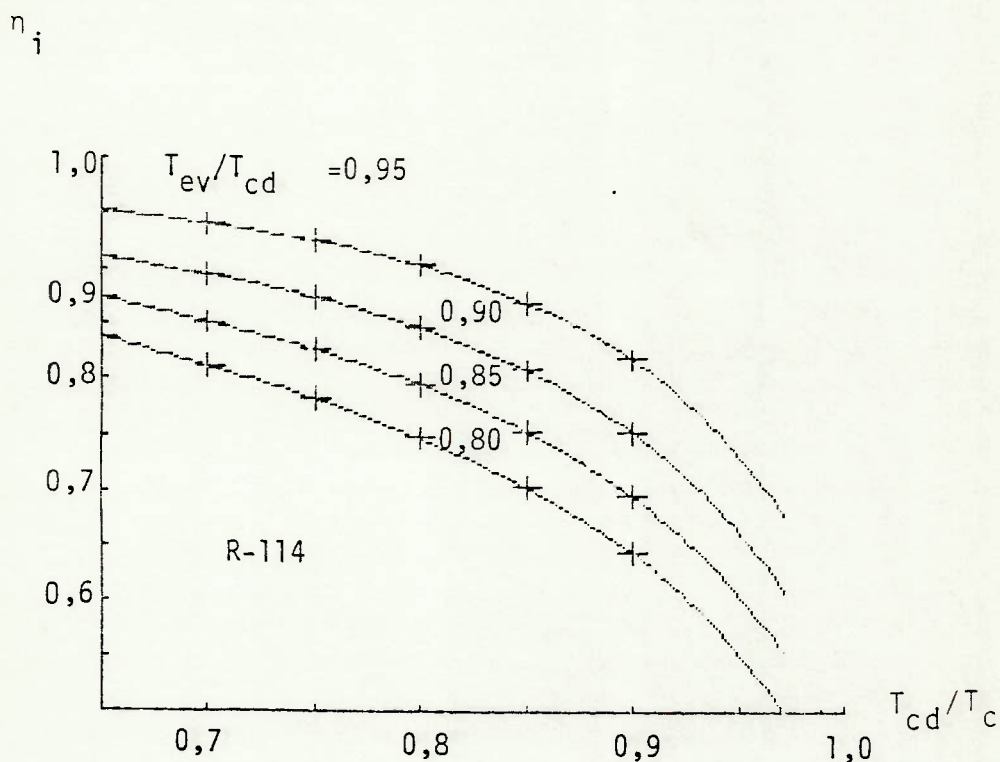


FIGURA 3 - Curvas do rendimento do ciclo de compressão para R-114.

Há que se destacar que para os fluidos R-113 e R-114 não foi calculado η_i para $T_{cd}/T_c = 0,95$ porque nesta condição T_{cd} cai na região que deve ser evitada pelo programa de simulação de propriedades termodinâmicas.

O ajuste das curvas foi feito através de uma regressão polinomial de grau $(n-1)$, onde n é o número de valores T_{cd}/T_c utilizados para gerar o gráfico, para uma dada relação T_{ev}/T_{cd} , com o método dos mínimos quadrados.

Além das curvas levantadas para cada refrigerante foram geradas curvas para um dado conjunto de refrigerantes a fim de se verificar a aplicabilidade de curvas generalizadas para este conjunto de refrigerantes, como mostrado na Figura 4.

η_i

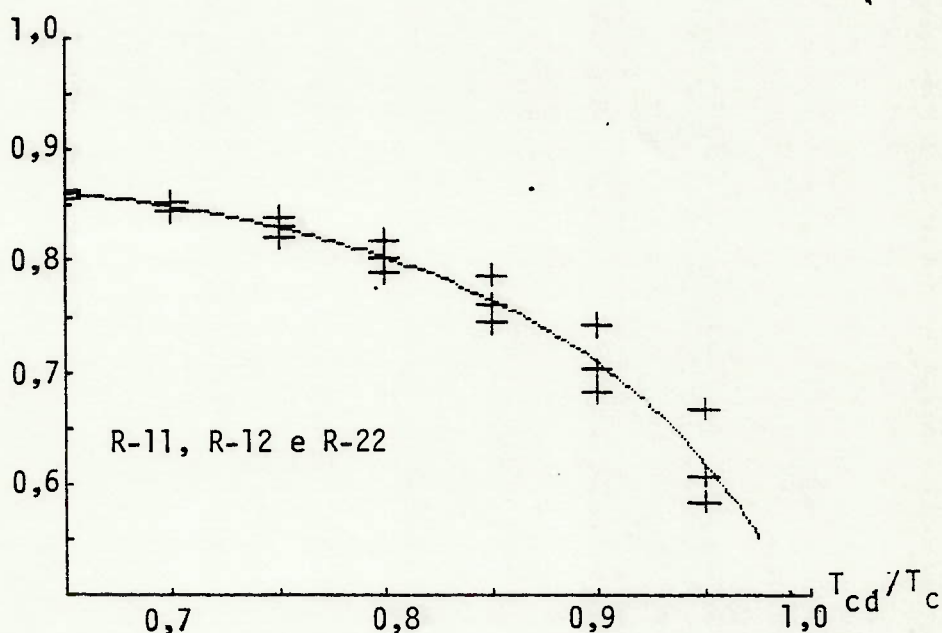


FIGURA 4 - Curva generalizada para $T_{ev}/T_{cd} = 0,95$ para R-11, R-12 e R-22.

Nestas curvas generalizadas foram calculados os erros máximos e médios entre os valores dados pelo polinômio que ajusta os pontos de todos os refrigerantes e o polinômio de cada refrigerante individualmente, sendo indicado qual o ponto que apresenta o erro máximo.

Como mencionado no Capítulo 4 deste trabalho, o emprego das

curvas de η_i é uma forma extremamente simples, confiável e rápida de se avaliar o coeficiente de eficácia de uma bomba de calor operando entre T_{ev} e T_{cd} , podendo também ser adotada para avaliações deste tipo em sistemas de refrigeração.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- ADEFILA, S.S. et alii Derived thermodynamic design data for heat pump systems operating on R-717. Heat Recovery Systems, Great Britain, 3(1):11-17, 1983.
- ANDRZESEWSKI, J. & ROCHELLE, P. Chauffage thermodynamique avec pompe a chaleur à moteur thermique. Revue Générale de Thermique, Paris, 19(224/225):699-703, Août-Sept, 1980.
- AHERN, J.E. The Exergy Method of Energy Systems Analysis. New York, John Wiley & Sons, 1980. 295 p.
- APPLIED heat pump systems. In: ASHRAE handbook: 1980 Systems. s.l.p., s.c.p., s.d. p. 11.1-11.14.
- ARMSTRONG, R.J. Heat transfer correlations for: Freon 12, Freon 22 and Freon 502. Delaware, DU PONT, 1968. 30 p. (DU PONT - Tech. Bull. B-45).
- ASHRAE handbook: 1983 equipment volume. Atlanta, ASHRAE, 1983. pag. irreg.
- ASHRAE handbook: 1981 fundamentals Atlanta, ASHRAE, 1981 pag. irreg.
- AUTOMATIC refrigeration controls for refrigeration plant, heat pumps, and head recovery and air conditioning systems. São Paulo, Danfoss do Brasil Ind. Com. Ltda., 1982. 88 p. (Catalogo-RH.00.00.02).
- AZNAVORIAN, A. Séchage de carreaux de plâtre par pompe à chaleur. Paris, Agence pour les Economies d'Energie, s.d. 4 p.
- BAILER, P. Heat pumps in Swedish District heating. Sulzer Technical Review (2):51-53, 1982. (e/29.33.06 - IX-82-13).
- BALANÇO ENERGÉTICO DO ESTADO DE SÃO PAULO: 1980 e 1981. São Paulo, Conselho Estadual de Energia, 1984.
- BARNWELL, J. & MORRIS, C.P. Heat pumps cuts energy use. Hydrocarbon Processing: 117-119, july, 1982.
- BAUDER, H.J. Fundamentos da técnica de bombas de calor. Re vista ABRVA: 30-36, mar., 1982.

- 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).
- BESSA, I.G. & RAJAGOPAL, K. Métodos Termodinâmicos de Análise Energética. In: III CONGRESSO BRASILEIRO DE ENERGIA, Rio de Janeiro, R.J., 1984. Anais. Rio de Janeiro COPPE/UFRJ, 1984. p. 1142-1151.
- BIDARD, R. Exergie, rendements de cycles, rendements de machines. Revue Générale de Thermique, Paris (150-151): 481-488, juin-juillet, 1974.
- BIEN, P.A.E. & WAGNER, R. Bombas térmicas; considerações sobre dimensionamento, desempenho operacional e resultados econômicos. In: SEMINÁRIO de ELETROTERMIA, 2. São Paulo, 1983. p. 100-106.
- BLONDEAU, M. et alii Conception de machines thermodynamiques utilisant les hydrures métalliques. Revue Générale de Thermique, Paris (257): 411-424, mai, 1983.
- BOGART, M.J.P. Lithium bromide absorption refrigeration; a calculator program. ASHRAE Journal: 23-28, Aug., 1982.
- BOLETIM TÉCNICO INFORMATIVO. São Paulo, Radio Frigor, (2-9), s.d. v.p.
- BOMBAS de calor SULZER. Rio de Janeiro, Sulzer do Brasil S.A. Ind. Com., s.d. 2 p. (Catálogo - 06/85 - 5.000).
- BOREL, L. Théorie générale de l'exergie et applications pratiques. Entropie (85, 86, 87): 3-14, 3-12, 4-16, janvier-février, mars-avril, mai-juin, 1979.
- BOREL, L. et alii Pompes à chaleur; technologie, économie et possibilités d'application. Lausanne, Inst. Thermodynamique, Ecole Polytechnique, 1981. 2 v.
- BRINGMANN, A. When cooling and heating systems are utilized simultaneously. Sulzer Technical Review, (1):15-18, 1983. (e/29-35.OC-IV.83-3).
- BRINGMANN, D. Gas heat pumps for the heating of buildings. Sulzer Technical Review (2):47-50, 1982 (e/29.80.16-IX.82-3).

- BRISO, D.L.P. Bombas térmicas: conceitos, aspectos energéticos e aplicações. In: SEMINÁRIO de ELETROTERMIA, 2. São Paulo, 1983. p. 96-98.
- CAMATINI, E. & KESTER, T. Heat Pumps and Their Contribution to Energy Conservation. Leyden, Noordhoff International Publishing, 1976. 420 p.
- CARBAJO, J.J. et alii Energy savings resulting from a ground-coupled air - to - air heat pump. In: IECEC CONFERENCE, 19, Proc... San Francisco, Aug., 1984. 6 p.
- CARRINGTON, C.G. & KNOPP, T.C. Limiting performance of vapour compression heat pumps for heating fluids. Energy Research, 7(3):255-264, 1983.
- CARTWRIGHT, W.G. et alii Performance characteristics of a variable speed heat pump. In: FUTURE energy concepts, s.l.p., s.c.p., s.d. p. 255-258. (IEE Conf. Pub. 192).
- CECH, M.Y. & PFAFF, F. Dehumidification drying of spruce studs. Forest Products Journal, 28(3):22-26, mar., 1978.
- CENTRIFUGAL compressors. New Jersey, Ingersoll-Rand Co., 1983. 15 p. (Catálogo 8429).
- CENTRIFUGAL compressors New Jersey, Ingersoll-Rand Co., 1980. 41 p. (Catálogo 8282-D).
- CESP. Bomba de Calor; conceito e aplicações. São Paulo, CESP/CPFL/ELETROPAULO, s.d. 23 p.
- CHERKASSKY, V.M. Pumps, Fans, Compressors Moscow, Mir Publishers, 1980. 388 p.
- CHERMONT, M.V. Tecnologias energéticas avançadas. Pittsburg, Westinghouse Electric Co., s.d. 19 p.
- CLARK, E.C. Chemical heat pumps drive to upgrade waste heat. Chemical Engineering: 50-51, fev. 1984.
- COLLIE, M.J. Heat Pump Technology for Saving Energy New Jersey, Noyes Data Corp., 1979. 348 p.
- COMMON study on advanced heat pumps systems - Final Report vol. I. Köln, International Energy Agency, 1980. 148 p.

- COMMUNITY'S ENERGY R and D PROGRAMME - ENERGY CONSERVATION,
Proc... Brussels, Apr/May, 1982. Brussels, CEC, 1982.
389 p. (EUR 8077 EN).
- COMPRESSION heat pump operating with fluid mixtures. France,
Institut Français du Petrole, 1982. 17 p.
- COMPRESSORES brasileiros. Brasília, MIC-CDI, 1983. 98 p.
- COMPRESSORES de processo. São Paulo, Mannesmann Demag Ltda.,
s.d., s.p. (Catálogo MA 32.8.1.en MOG 4/71/3000).
- 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).
- COMPRESSORES semi-herméticos bitzer-frigor. São Paulo, Radio
Frigor, s.d. s.p. (Catálogo-DI-125-0281-4000).
- COMPRESSORES rotativos OMEL; série VS (tipo ROOTS). São Pau-
lo, OMEL S.A. Ind. Com. s.d. v.p. (Catálogo).
- COMPRESSOR tipo parafuso. Diadema, MYCOM, s.d. 17 p. (Ca-
tálogo).
- COMPRESSORES Worthington, tipo: BDC, HB 2000, RS Monorotor, BK,
ROLLAIR, SST-2. Campinas, Worthington Turbodyne, s.d.
v.p. (Catálogos).
- CONNON, H.A. Generalized computer program for analysis of
mixture refrigeration cycles. ASHRAE Transactions,
89(2A):628-639, 1983.
- CONVERSION of a simple heat recovery system to a heat pump
based system. s.l.p., DOE, 1983. 1 p. (Project Profile
65).
- COTTIN, F. & GUILLOT, P. Pompe a chaleur et recuperation
d'energie. Revue Pratique du Froid et du Conditionnement
D'air: 55-59, mars., 1981.
- CURRIE, W.M. Energy conservation demonstration projects
scheme. Atom., (327):8-13, jan, 1984.

- CURRIE, W.M. Heat pumps in industry. In: CBI HEADQUARTERS CONFERENCE CENTRE, Nov., 1981. 17 p.
- CURRIE, W.M. Heat pumps in industry. Harwell, DOE, 1982. 13 p.
- CURRIE, W.M. & MARTIN, D.J. Realism about heat pumps. Heating and Ventilating Engineer: 18-19, Oct., 1983.
- DEMONSTRATION of a gas engine heat pump, for malt drying. Surrey, WS Atkins of Partners, 1984. s.p.
- DEMONSTRATION of the use of heat pumps for cooling and heating in a dairy. Birmingham, NIFES, 1984. (NIFES-MRB/AJP/BA111).
- DESUMIFICADOR; Secagem a baixa temperatura. Alvorada-RS, Cibratar, s.d. 4 p. (Catálogo).
- DEV, L. Uses of waste heat from dryers in the forest products industry. In: autor. Título. Local, casa publ., data. p. 115-120.
- DÉVELOPPEMENT de la recompression mécanique de vapeur dans l'industrie. s.l.p., EDF-OAP, s.d. 1 p. (FG8).
- DÉVELOPPEMENT des pompes a chaleur dans l'industrie. s.l.p., EDF-OAP, s.d. 1 p. (FG10).
- DEVOTTA, S. & DIGGORY, P.J. Design and theoretical aspects of heat pump systems. Applied Energy, 11(2):125-150, 1982.
- DOMANSKI, P.A. & DIDION, D.A. Equation-of-state-based thermodynamic charts for nonazeotropic refrigerant mixtures. ASHRAE Transactions, 91(1) 1985.
- DOSSAT, R.J. Principles of Refrigeration New York, John Wiley and Sons, 1981. 612 p.
- DOUGLASS, E.S. Innovations in unitary heat pump designs. ASHRAE Transactions: 364-371, s.d.
- DOWNING, R.C. Refrigerant equations. In: ASHRAE Transactions. Atlanta, ASHRAE, data. p. 158-169.
- DUCKHAM, H. & FLEMING, J. Better plant design saves energy. Hydrocarbon Processing: 78-84, july, 1976.

- DUMINIL, M. Diverses familles des pompes de chaleur. Revue Générale de Thermique, Paris, 19(224/225): 653-675, Août-Sept, 1980.
- ENERGIA danesa; bombas de calor. Denmark, A/S Thomas Ths. Sabroe & Co., s.d. v.p. (Catálogo 0547-000-1000.SP.08.81).
- ENERGY R and D PROGRAMME-ENERGY CONSERVATION (1979-1983), 2. Brussels, CEC, 1983. 309 p. (EUR 8661 EN).
- ERIKSSON, B. Swedish heat pump projects 1979-1983. Stockolhm, SCBR, 1984. s.p.
- FAIR, J.R. Advances in distillation system design. Chemical Engineering Progres: 78-83, Nov., 1977.
- FERRIS, R. & NIESS, R. Heat recovery using electric hi temp heat pumps. In: CPPA ANNUAL MEETING, jan-fev., 1978. v. 64A, p. 161-164.
- FOSBERG, T.M. & CLAUSSEN, H.L. Falling-film evaporators recover chemicals efficiently. TAPPI, 65(8):63-66, Aug., 1982.
- FRIGEN 114 in des Kälk-, Clima- und energietechnik. Frankfurt, Hoechst, s.d. 6 p. (Catálogo KT 04/79).
- FREON fluorocarbons properties and applications. Atlanta, Du Pont, 1984. 11 p. (Catálogo E-03528-1).
- GARCIA, R. Bombas de calor. s.l.p., Sulzer do Brasil S/A, s.d. 38 p.
- GAS engine driven heat pumps. Winterthur, Sulzer Brothers Ltd, s.d. 6 p. (Catálogo 29.13.16-7/80).
- GLUCKMAN, R. Financial analysis of heat pump systems. Heat Recovery Systems, 3(1):41-51, 1983.
- GOLDEN, F. Keeping warm, Boston style. Time: 37, jan, 1984.
- GROSSMAN, G. Adiabatic absorption and desorption for improvment of temperature - boosting absorption heat pumps. ASHRAE Transactions, 88:359-367, 1982.
- GROSSMANN, V. Turbocompressors for water vapour. Zurich, Sulzer Brothers Limited, 1978. 27 p. (Catálogo Sulzer e/0551-01 Agi).

- GUIDELINES to the selection of external source air; air heat pumps in commercial premises. s.l.p., Electricity Council, s.d. 4 p. (EC 3612).
- HANDBOOK of air conditioning system design. New York, Carrier Air Conditioning Co., 1965. pag. irreg.
- HANG, J.A. Derived thermodynamic design data for heat pump systems operating on R600. Heat Recovery Systems, Great Britain, 3(1):3-10, 1983.
- HEAP, R.D. Heat Pumps Bristol, E. & F.N.Spon, 1983. 202 p.
- HEAT pumps. Winterthur, Sulzer Brother Limited, s.d. 15 p. (Catálogo - 29.07.16 e 8/84-20).
- HEAT pump compressors, 220 V. Danfoss Journal, 32(1):12-13, 1979.
- HEAT pumps - domestic and industrial applications. Belgium, Commission of the European Communities, 1984. 12 p.
- HEAT recovery by heat pumps in a dairy. s.l.p., DOE, 1982. 1 p. (Project Profile 34).
- HEAT recovery for industry. s.l.p., Electricity Council, 1978. 4 p.
- HEAT recovery water heaters. Minneapolis, McQuayGroup-McQuay Perfex Inc., 1982. 27 p. (Catálogo 1200-V10/82/10M/10663).
- HEIBURG, O. & LOHSTRÄTER, W. Energy-saving with a gas engine-driven heat pump. Building Research and Practice, __ (): 218-225, July/Aug., 1981.
- HESS, U. Turboverdichter und ihre anwendung in wärmepumper und Kälteanlagen. Winterthur, Sulzer do Brasil S.A. Ind. Com. 1985. 6 p. (Catálogo d/25.44.06.20-11.85-20).
- HIGH efficiency axial - flow compressors 40,000 to 600,000 cfm. New Jersey, Ingersoll-Rand Co., 1980. 11 p. (Catálogo 8349-A).
- HIGH temperature heat-pump. Diadema, MYCOM, s.d. 25 p. (Catálogos).

- HIGH-TEMPERATURE kilning on trial. Timber Trades Journal: 28-29. Aug., 1981.
- HOGAN, M.R. et alii Heat pump for low-temperature grain drying. Transactions of the ASAE, 26(4): 1234-1238, 1983.
- HOLLAND, F.A. et alii Thermodynamic Design Data for Heat Pump Systems. Exeter, Pergamon Press, 1982. 347 p.
- HOLLAND, I.A. What future for heat pumps. Gas Engineering and Management, 23(5): 183-186, may, 1983.
- INTERCOOLED centrifugal and axial-flow CVM turbocompressors for high-capacity process air services. New Jersey, Ingersoll-Rand Co., 1977. 13 p. (Catálogo 8287-A).
- INTERNATIONAL SEMINAR on ENERGY CONSERVATION in INDUSTRY, Dusseldorf, 13-15, feb., 1984. Brussels, Commission of the European Communities, 1984. pag. irreg. (Results of the EUROPEAN COMMUNITIES ENERGY R & D PROGRAMME, 1979-1983).
- INTERNATIONAL SYMPOSIUM on the INDUSTRIAL APPLICATION of HEAT PUMPS, Warwick, UK, 24-26 Mar., 1982. Cranfield, BHRA, 1981. 384 p.
- KAMIMURA, Arlindo & RODRIGUES, Dêlcio Estrutura do uso final da energia para os principais consumidores de óleo combustível no Estado de São Paulo. In: III CONGRESSO BRASILEIRO de ENERGIA, Rio de Janeiro, R.J., 1984. Anais. Rio de Janeiro COPPE/UFRJ, 1984. p. 1181-1189.
- KAUSHIK, S.C. & SHERIDAN, N.R. Computer modelling and thermodynamic assessment of an aqua-ammonia absorption cycle solar heat pump. Building and Environment, 16(3):209-220, 1981.
- KELLY, G.E. & PARKEN, W.H. Method of testing, rating and estimating the seasonal performance of central air-conditioners and heat pumps operating in the cooling mode. Washington, NBS, 1978. 72 p. (NBS IR - 77-1271).
- KENNEY, W.I. Reducing the energy demand of separation processes. Chemical Engineering Progress: 68-71, March, 1979.

- KEW, P.A. Heat pumps for the production of process steam. Heating and Ventilating Engineer, 56(647): 13-12, May, 1982.
- KIRILLIN, V.A. et alii Termodinamica Tecnica. Moscou, Editorial Mir, 1976. 565 p.
- KLASS, C.P. Heat pumps system can economically recover low pressure steam from TMP. Pulp and Paper: 86-89, June, 1982.
- KLINGLER, R. Considerações sobre a eficiência dos sistemas de dois estágios. Revista Abrava: 38-46, Março, 1982.
- KNOCHE, K.F. STEHMEIER, D. Exergetic criteria for the development of absorption heat pumps. Chem. Eng. Commun., 17(1-6): 183-194, 1982.
- LABYRINTH-piston compressors. Rio de Janeiro, Sulzer do Brasil, s.d. 22 p. (Catálogo e/23.20.06-IV.81-40).
- LAZZARIN, R. Alternative heating of a municipal swimming pool. Revue Internationale du Froid, 6(2): 118-122, Mar, 1983.
- LE GOFF, P. Energetique Industrielle vol. 1 Paris, Technique & Documentation, 1979. 413 p.
- LE GOFF, P. Les rendements d'utilisation de l'energie par et pour les êtres humains. Revue Générale de Thermique (181):15-28, Janvier, 1977.
- LE GOFF, R. et alii Pompe à chaleur et ses applications industrielles Revue Générale de Thermique, Paris, 19(224/225): 705-724, Août-Sept, 1980.
- LEITES, José Manoel Martins Aplicação da Recompressão Mecânica de Vapor em Sistema de Concentração de Licor Negro. São Paulo, 1984. /Projeto Mecânico - Escola Politécnica da USP/
- LEWIS, I.R. & DICK, W. Waste heat recovery in a typical glass plant, Ottawa, Energy, Mines and Resources. 57 p. (EMR-IS-Pub.5).
- LORD, Norman W. et alii Electrotechnology. In: _____ . Heat pump technology. Ann Arbor, Ann Arbor Pub. 1980. v. 4.

- LORSCH, H.G. Active solar heating and cooling systems: heat pump systems. Energy and Buildings, 3: 115-136, 1981.
- LUMBER drying systems. Ontario, WESTAIR Systems Inc., s.d. 4 p. (Catálogo).
- LUNDBERG, A. New concept of refrigeration screw compressors. London, Institute of Refrigeration, 1974. 7 p.
- MANIAN, V.S. Heat pumps in large commercial buildings; heat pump basics: part 2. Energy Engineering: 19-38, s.d.
- MANON, B. et alii Comparaison des propriétés thermocinétiques des fluides utilisables dans les cycles de conversion thermodynamique. Revue Générale de Thermique, Paris, 19(224/225): 677-685, Août-Sept, 1980.
- MANSCORI, G.A. & PATEL, V. Thermodynamic basis for the choice of working fluids for solar absorption cooling systems. Solar Energy, 22(6B): 483-491, 1979.
- MARQUE, D. Séchage et les pompes a chaleur. l'Industrie Ceramique (748): 188-192, mar, 1981.
- McBRIDE, J.R. Chemical heat pump for energy storage. In: FUTURE energy concepts. s.l.p., s.c.p., s.d. p. 242-245. (IEE-CP-192).
- McMULLAN, J.T. & MORGAN, R. Heat Pumps Bristol, Adam Hilger Ltd, 1981. 156 p.
- MEETING on HEAT PUMPS. Proc. Brussels, 28-29 Apr. and 12-13 May, 1982. Brussels, Commission of the European Communities, 1982. 389 p. (Community's Energy R & D Programme, 1979-1983; EUR 8077 EN).
- MEYER, J.A. et alii Energia para a secagem dos produtos agro-pecuários. s.l.p., s.c.p., s.c. 14 p.
- MILLÁN, Pedro Ignácio 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/

- MILLER, W. Energy conservation in timber-drying kilns by vapor recompression. Forest Products Journal, 27(9): 54-58, Sept., 1977.
- MONGON, A. Production combinée de vapeur et d'électricité par contrapression. s.l.p., s.c.p., s.d. 12 p.
- MOORE, D.F. Thermodynamic Principles of Energy Degrading. London, The MacMillan Press Ltd., 1981. 155 p.
- NASHCHOKIN, V. Engineering Thermodynamics and Heat Transfer. Moscow, Mir Publishers, 1979. 573 p.
- NATIVE sun solar - assisted - templifier heat pumps system. São Paulo, Westinghouse do Brasil, s.d. s.d. (Catálogo).
- NEAL, E. Heat pumps, applications for heating conservation and heat recovery. Progress Energy Combustion Science, Great Britain, 9(3-A): 179-197, 1983.
- NEALE, D.F. et alii Microprocessor based control system for heat pumps. In: FUTURE energy concepts. s.l.p., s.c.p. s.d. p. 238-242. (IEE Conf. Pub. 192).
- NEW line of small capacity dehumidification driers; ADS.82, ADS.85. Torino, CEAF, s.d. 4 p. (Catálogo).
- NEWBERT, G.J. & MARTIN, D.J. Trends and developments in non-domestic heat pump applications. Heat Recovery Susters, Great Britain, 3(1): 69-79, 1983.
- NULL, H.R. Heat pumps in distillation. Chemical Engineering Progress: 58-64, july, 1976.
- OLIVEIRA Jr, S. Bombas de Calor; desenvolvimento de aplicações. São Paulo, IPT(SP) 1981. 135 p. (RT 16241).
- ORC-HP-TECHNOLOGY-WORKING FLUID PROBLEMS-1984, Zurich, Switzerland, 1984 Düsseldorf, VDJ-Verlag, 1984. 1058 p.
- ÖZISIK, M.N. Basic Heat Transfer Tokio, McGraw-Hill Kogakusha Ltd, 1977. 572 p.
- PARKEN, W.H. et alii Method of testing, rating and estimating the heating seasonal performance of heat pumps. Washington, NBS, 1980. 55 p. (NBSIR-80-2002).

- PEDERSEN, E. & POULSEN, B. Industrial application of large scale heat pumps in denmark. In: CONGRESS of the WORLD ENERGY CONFERENCE, 12. New Delhi, Sept. 1983. 19 p.
- PERNOT, M.M. Une experience "ancienne" de pompe a chaleur dans le tertiaire; climatisation d'um immeuble de bureaux des services centraux d'E.D.F. In: AUTOR Título. Paris, CFE, 1981. p. 68-72.
- PERRY, E.J. Drying by cascaded heat pumps. In: FUTURE energy concepts. s.l.p., s.c.p., s.d. p. 246-254. (IEE Conf. Pub. 192).
- PERRY, L.H. Absorption systems. In: _____ . Chemical engineer's handbook. s.l.p., s.c.p., s.d. p. 12.10-12.13.
- PERRY, R.H. & CHILTON, C.H. Manual de Engenharia Química. Rio de Janeiro, Editora Guanabara Dois S.A., 1980. pag. irreg.
- POMPES a chaleur et systems thermodynamiques d'economie d'energie. Paris, Alsthom Atlantique, s.d. 22 p. (Catá logo).
- PRODUCTION d'eau chaude par pompe a chaleur in charcuterie-salaisonnerie. s.l.p., EDF-OAP, 1982. 2 p. (FT n° 02.64).
- PROGRAMA de bombas térmicas. Santo Amaro, Luwa Climatecnica, 1980. 8 p. (Catálogo).
- REAY, D.A. & MACMICHAEL, P.B.A. Heat pumps; design and applications. London, Pergamon Press. 1979. 293 p.
- RECUPERACION de calor en cervecerias mediante termocompresion. s.l.p., Sulzer Escher Wyss. 4 p.
- REVISTA TÉCNICA SULZER. Whinterthur, Sulzer Frères Societé Anonyme, 37(1-2), 1982.
- REVISTA TÉCNICA SULZER. Whinterthur. Sulzer Frères Societé Anonyme, 64(4), 1982.

- REVUE GÉNÉRALE de THERMIQUE, Paris, 20(236-237), Août-Sept., 1981.
- SECADO de la madera por deshumidification del aire. Chile Florestal, 4(41):14-16, en./feb., 1979.
- SELECTING the proper heat pump. Sweden, STAL Refrigeration Group, s.d. 11 p (Catálogo 792-L-2E Zäta Tryckerierna - Linköping 811614).
- SHANER, R.L. Energy scarcity; a process design incentive. Chemical Engineering Progress: 47-52, May, 1978.
- SILBERRING, L. Economie des pompes a chaleur. In: SÉMINAIRE du FONDS NATIONAL pour la RECHERCHE SCIENTIFIQUE, Berne, 14 Sept., 1979. Lausanne, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, s.d. 16 p.
- SILBERRING, L. Heat pump; possibilities in energy supply systems. Europhysics News, 8(9):1-4, s.d.
- SMITH, I.E. & EL-SHAMARKA, S.E. Absorption heat pumps for space heating. In: FUTURE energy concepts. s.l.p., s.c.p., s.d. p. 232-238. (IEE-CP-192).
- SOLAR source heat pump for cold climates. ASHRAE Journal: 44-45, Sept., 1984. (ASHRAE RN 44).
- STOECKER, W.F. & JONES, J.W. Refrigeration and Air Conditioning New York, McGraw Hill Book Co., 1982, 443 p.
- STULGYS, J.P. Bomba térmica, uma contribuição a conservação de energia. Revista Abrava, maio-agosto, 1980. Separata.
- STURZENEGGER, E. Heat pumps in sports centres. Sulzer Technical Review, (3):105-107, 1977. (e/29-28.06-Bgh 5).
- SYSTEM GX. Ontario, WESTAIR Systems Inc., s.d. 1 p. (Catálogo).
- TAI, K.W. et alii Potencial for heat pumps in drying and dehumidification systems on experimental assessment of the heat pump characteristics of a heat pump dehumidification system using R114. Energy Research, 6(4):323-340, Oct.-Dec., 1982.

- TANAKA, N. Experimental study on the dynamic characteristics of a heat pump. ASHRAE Transactions, 88:323-331, 1982.
- TEMPLIFER heat pump. São Paulo, Westinghouse do Brasil, 1978. s.p. (Catálogo - V417813.5m).
- TEMPLIFLIER heat pump water heater. São Paulo, Westinghouse do Brasil, 1979. s.p. (Catálogo V9/79/4M).
- THE LARGE SCALE APPLICATIONS OF HEAT PUMPS, York, UK, 25-27 September, 1984. Cranfield, 1984. 323 p.
- TUMBLER drier with heat recovery. Danfoss Journal, 36(4): 6-7, 1981.
- URNS waste heat into useful heat economically; conserves scarce fuel. São Paulo, Westinghouse do Brasil, s.d. 6 p. (Catálogo TSD-791).
- UNIDADES condensadoras resfriadas a ar com os compressores da série "S". São Paulo, Radio Frigor, s.d. s.p. (Catálogo DI 132-0181-4000).
- UNIDADES Condensadoras semi-herméticas resfriadas a ar. São Paulo, Radio Frigor, s.d. s.p. (Catálogo-DI-134-0381-2000).
- UNITARY and packaged terminal heat pumps. In: ASHRAE handbook: 1979 equipment. s.l.p., s.c.p., s.d. p. 43.1-43.6.
- UNITURBO 22, refrigerant compressor for centrifugal refrigeration units and centrifugal heat pumps. Switzerland, Sulzer Brothers Limited, s.d. (Catálogo - e/25.36.40-VI.84.30).
- VAN WYLLEN, G.J. & SONNTAG, R.E. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. São Paulo, Edgard Blücher, 1976. 565 p.
- VEYO, S.E. Optimized two - capacity advanced electric heat pump. ASHRAE Journal, 24(11):42-49, Nov., 1982.
- Von CUBE, H.L. & STEIMLE, F. Heat Pump Technology. Norwich, Butterworths & Co. Ltd., 1981. 379 p.
- WELSBY, P. et alii Derived thermodynamic design data for rankine power cycle systems operating on R600a. Heat Recovery Systems, Great Britain, 3(1):57-61, 1983.

- WERDEN, R.G. Improving heat pump acceptability. ASHRAE Transactions: 372-386, s.d.
- WHITEHEAD, E.R. & ROLEY Jr., R.D. Heat pump; a proven device for heat recovery systems. ASHRAE Transactions: 357-363, s.d.
- WISE, J.L. Energy pumps - closing in the energy circle. In: TAPPI PAPERMAKERS CONFERENCE, Proceed... Atlanta, s.c.p., 1982. p. 211-217.
- WORLD market for heat pumps. Heating an Ventilating Engineer: 20-21, Oct., 1983.
- WRITER, S. Waste-heat utilization project completed, 2. Technocrat 16(4): 24-35, Apr., 1983.
- WRITER, S. Waste-heat utilization project completed, 2. Technocrat, 16(5):28-37, May, 1983.
- YARON, I. et alii New prospects for the utilization of low-grade energy sources for refrigeration and heat pumping. In: CONGRESS of the WORLD ENERGY CONFERENCE, 12. New Delhi, Sept., 1983. p. 1.4-01.1 - 1.4-01.17.
- ZYLLA, R. et alii Potential for heat pumps in drying and dehumidification systems; theoretical considerations. Energy Research, 6(4):305-322, Oct./Dec., 1982.