

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DE CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR
COMPRESSÃO POR EJETOR AUXILIADO COM ENERGIA SOLAR**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE
SANTA CATARINA PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Eng. GABRIEL IVAN MEDINA TAPLA

FLORIANÓPOLIS, MAIO DE 1997

**OTIMIZAÇÃO TERMOECONÔMICA DE CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR
COMPRESSÃO POR EJETOR AUXILIADO COM ENERGIA SOLAR**

Eng. GABRIEL IVAN MEDINA TAPIA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS

E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA



Prof. SERGIO COLLE, D. Sc.
ORIENTADOR

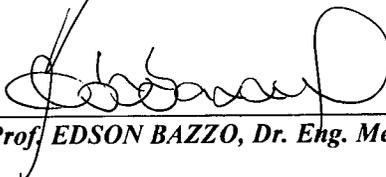


Prof. ABELARDO ALVES DE QUEIROZ, Ph. D.
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA



Prof. ANTÔNIO FÁBIO CARVALHO DA SILVA, Dr. Eng. Mec.
PRESIDENTE



Prof. EDSON BAZZO, Dr. Eng. Mec.



Prof. JÚLIO CÉSAR PASSOS, Dr.

AGRADECIMENTOS

Ao povo brasileiro que, através da CAPES, forneceu suporte financeiro para a execução deste trabalho.

Ao professor Sergio Colle, pela orientação.

Aos professores, Arno Blass, Antônio Fábio Carvalho da Silva, Carlos Alfredo Clezar, Clóvis Raimundo Maliska, Domingos Boechat Alves, Paulo César Philippi, Roberto Lamberts, Sergio Colle e Vicente de Paulo Nicolau.

Ao amigo Paulo Couto, pela elaboração dos desenhos deste trabalho e por ser sempre uma pessoa amiga.

Aos amigos Sergio Dalmás e Samuel Luna de Abreu, pelas ajudas técnicas na redação deste trabalho.

Aos amigos, Adalberto Romalino da Cunha, Carlos Henrique Beuter, Eva Perenha, Fátima Bittencourt, Katiane Bettoni, Luís Antônio Scola, Mara Mendes, Viviane Hirdes, Sylvio Mantelli, Márcia Mantelli, Heitor Ribeiro Camargo e Andreas Edom pela ajuda moral e amizade em todo este tempo.

A todos os demais colegas do LABSOLAR / NCTS, pelo companheirismo e convivência sempre agradável.

E em especial a minha família, pela incansável dedicação a mim e a minha formação.

SUMARIO

LISTA DE FIGURAS E TABELAS	i
NOMENCLATURA	v
RESUMO	viii
ABSTRACT	ix
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
3 O EJETOR	16
3.1 INTRODUÇÃO	16
3.2 TEORIA DE KEENAN	16
3.3 TEORIA DE ZEREN	23
3.3.1 PRIMEIRA ITERAÇÃO	24
3.3.2 SEGUNDA ITERAÇÃO	26
3.4 MODELO TEÓRICO PROPOSTO	27
3.4.1 CÁLCULO DO EJETOR	27
3.4.2 OTIMIZAÇÃO DO EJETOR	29
4 MODELAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR ASSISTIDO POR ENERGIA SOLAR	34
4.1 INTRODUÇÃO	34
4.2 CICLO EJETOR CONVENCIONAL	35
4.3 CICLO EJETOR COM BOOSTER AUXILIAR	37
4.4 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR, BOOSTER AUXILIAR E INTERTERCOOLER	38

4.5 CICLO EJETOR CONVENCIONAL ASSISTIDO POR COLETOR SOLAR	39
4.5.1 DESEMPENHO DO CICLO EJETOR IDEAL ASSISTIDO POR COLETOR SOLAR	42
4.5.2 DESEMPENHO DO CICLO EJETOR REAL ASSISTIDO POR COLETOR SOLAR	45
4.6 SISTEMA HÍBRIDO: SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR, BOOSTER AUXILIAR E INTERCOOLER ASSISTIDO POR COLETOR SOLAR	46
4.6.1 CARACTERÍSTICAS DOS COMPONENTES DO SISTEMA HÍBRIDO	48
4.6.1.1 Intercooler	48
4.6.1.2 Evaporador	48
4.6.1.3 Condensador	49
4.6.1.4 Bomba	49
4.6.1.5 Booster	50
4.6.1.6 Controladores de fluxo de refrigerantes	50
4.6.1.7 Coletor solar	50
4.6.2 ESPECIFICAÇÕES DOS PONTOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO	51
4.6.3 DESEMPENHO DO SISTEMA HÍBRIDO	53
4.6.4 OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA	54
5 TÉCNICAS DE SOLUÇÃO	56
5.1 INTRODUÇÃO	56
5.2 SOLUÇÃO DO CICLO CONVENCIONAL	56
5.2.1 CICLO IDEAL	56
5.2.2 CICLO REAL	57
5.2.2.1 Ejetor	57
5.2.2.1.1 Seção (x)	57
5.2.2.1.2 Seção (x - 1)	58
5.2.2.1.3 Seção (1 - 2)	58
5.2.2.1.4 Número de Mach	59
5.2.2.1.5 Seção (2 - 3)	59
5.2.2.2 Evaporador	59
5.2.2.3 Gerador	60
5.2.2.4 Bomba	60

5.2.2.5 Condensador	60
5.2.2.6 Coletor	60
5.3 SOLUÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO	62
5.3.1 EJETOR	62
5.3.1.1 Seção (x)	62
5.3.1.2 Seção (x - 1)	63
5.3.1.3 Seção (1 - 2)	63
5.3.1.4 Número de Mach	63
5.3.1.5 Seção (2 - 3)	64
5.3.2 Evaporador	64
5.3.3 Gerador	64
5.3.4 Intercooler	64
5.3.5 Bomba	65
5.3.6 Booster	65
5.3.7 Condensador	65
5.3.8 Coletor	65
6 OTIMIZAÇÃO TERMOECONOMICA- MÉTODO $P_1 - P_2$	68
6.1 INTRODUÇÃO	68
6.2 FRAÇÃO DE GANHO SOLAR E O MÉTODO f-CHART	69
6.3 CUSTOS DOS SISTEMAS SOLARES	71
6.3.1 INVESTIMENTOS	71
6.3.2 CUSTO DE OPERAÇÃO	72
6.3.2.1 Economia Solar	73
6.4 DESCONTO E INFLAÇÃO	74
6.5 FATOR DE VALOR PRESENTE PARA SÉRIE DE PAGAMENTOS	74
6.6 MÉTODO $P_1 - P_2$	75
7 ANÁLISE DE RESULTADOS	78
7.1 INTRODUÇÃO	78

7.2 RESULTADOS PARA O CICLO EJETOR CONVENCIONAL ASSISTIDO POR COLETOR SOLAR	78
7.2.1 CICLO IDEAL	78
7.2.2 CICLO REAL	82
7.3 RESULTA DO SISTEMA HÍBRIDO	86
7.4 RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO TERMONECONÔMICA	109
8 CONCLUSÕES	118
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	120
APÊNDICE A - PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS	125

LISTA DE FIGURAS E TABELAS

FIGURAS

Figura 1.1	Ciclo de refrigeração por compressão e sua representação em um diagrama pressão-entalpia	2
Figura 1.2	Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração	3
Figura 1.3	A unidade de absorção básica	4
Figura 1.4	Ciclo de refrigeração com ejetor e sua representação em um diagrama pressão-entalpia	6
Figura 3.1	Esquema do ejetor	17
Figura 3.2	Resultados qualitativos para P_e / P_x em função de ω	20
Figura 3.3	Variação de ω com posição a do tipo de bocal	22
Figura 3.4	Esquema do ejetor usado por Zeren et al.	23
Figura 3.5	Influência da razão de fluxo de massa na pressão de estagnação na saída do ejetor, para $T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_g = 80\text{ }^\circ\text{C}$	32
Figura 3.6	Influência da razão de fluxo de massa na pressão de estagnação na saída do ejetor, para $T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_g = 100\text{ }^\circ\text{C}$	32
Figura 3.7	Influência da temperatura de geração na razão de fluxo de massa para $T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_c = 30\text{ }^\circ\text{C}$, T_g [$^\circ\text{C}$]	33
Figura 3.8	Influência da temperatura de geração na razão de fluxo de massa para $T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$, T_g [$^\circ\text{C}$]	33
Figura 4.1	Ciclo reversível de refrigeração com ejetor	36
Figura 4.2	Vista esquemática do ejetor com booster auxiliar	37
Figura 4.3	Sistema de refrigeração com ejetor e booster auxiliar com sua respectiva representação pressão-entalpia	38
Figura 4.4	Esquema do ciclo ejetor convencional assistido por coletor solar a sua representação em um diagrama pressão-entalpia	40
Figura 4.5	Esquema do sistema híbrido e sua representação em um diagrama pressão-entalpia	45
Figura 5.1	Fluxograma do sistema convencional	61
Figura 5.2	Fluxograma do sistema híbrido	67
Figura 7.1a	Máxima eficiência do ciclo ejetor ideal assistido por coletor solar	80

Figura 7.1b	COP do ciclo ejetor ideal no ponto de máxima eficiência	80
Figura 7.1c	Eficiência do coletor no ponto da máxima eficiência do ciclo ideal	81
Figura 7.1d	Temperatura no gerador do ciclo ejetor ideal no ponto da máxima eficiência	81
Figura 7.1e	Área de coletor do ciclo ejetor ideal no ponto da máxima eficiência, para 1 Ton. de refrigeração	82
Figura 7.2a	Máxima eficiência do ciclo ejetor real assistido por coletor solar	83
Figura 7.2b	Coeficiente de performance no ponto de máxima eficiência do sistema real	84
Figura 7.2c	Eficiência do coletor no ponto da máxima eficiência do sistema real	84
Figura 7.2d	Temperatura no gerador no ponto da máxima eficiência do sistema real	85
Figura 7.2e	Área do coletor solar para o ponto de máxima eficiência do sistema real	85
Figura 7.2f	Relação de fluxo de massa para o ponto da máxima eficiência do sistema real	86
Figura 7.3	Eficiência ótima do sistema e temperatura de geração para $COP_{mec} \rightarrow \inf$ (a) R-114, (b) Amônia	94
Figura 7.4	Eficiência do coletor solar e COP do ciclo de refrigeração para $COP_{mec} \rightarrow \inf$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b) Amônia	95
Figura 7.5	Área do coletor solar ($B=0.0053 \text{ C}^{-1}$) e relação de fluxo de massa para $COP_{mec} \rightarrow \inf$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b) Amônia	96
Figura 7.6	Eficiência ótima do sistema e temperatura de geração para $COP_{mec}=20$ (a) R-114, (b) Amônia	97
Figura 7.7	Eficiência do coletor solar e COP do ciclo de refrigeração para $COP_{mec}=20$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b) Amônia	98
Figura 7.8	Área do coletor solar ($B=0.0053 \text{ C}^{-1}$) e relação de fluxo de massa para $COP_{mec}=20$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b) Amônia	99
Figura 7.9	Eficiência ótima do sistema e temperatura de geração para $COP_{mec}=15$ (a) R-114, (b) Amônia	100
Figura 7.10	Eficiência do coletor solar e COP do ciclo de refrigeração para $COP_{mec}=15$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b) Amônia	101

Figura 7.11	Área do coletor solar ($B=0.0053 \text{ C}^{-1}$) e relação de fluxo de massa para $\text{COP}_{\text{mec}}=15$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b) Amônia	102
Figura 7.12	Eficiência ótima do sistema e temperatura de geração para $\text{COP}_{\text{mec}}=10$ (a) R-114, (b) Amônia	103
Figura 7.13	Eficiência do coletor solar e COP do ciclo de refrigeração para $\text{COP}_{\text{mec}}=10$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b) Amônia	104
Figura 7.14	Área do coletor solar ($B=0.0053 \text{ C}^{-1}$) e relação de fluxo de massa para $\text{COP}_{\text{mec}}=10$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a)R114, (b) Amônia	105
Figura 7.15	Eficiência ótima do sistema e temperatura de geração para $\text{COP}_{\text{mec}}=5$ (a) R-114, (b) Amônia	106
Figura 7.16	Eficiência do coletor solar e COP do ciclo de refrigeração para $\text{COP}_{\text{mec}}=5$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b)Amônia	107
Figura 7.17	Área do coletor solar ($B=0.0053 \text{ C}^{-1}$) e relação de fluxo de massa para $\text{COP}_{\text{mec}}=5$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a)R114, (b) Amônia	108
Figura 7.18	Fração solar em função da área do coletor para $T_c=50^\circ\text{C}$ e $T_{\text{st}}=100^\circ\text{C}$	111
Figura 7.19	Fração solar em função da área do coletor para $T_c=50^\circ\text{C}$ e $T_{\text{st}}=150^\circ\text{C}$	112
Figura 7.20	Fração solar em função da área do coletor para $T_c=50^\circ\text{C}$ e $T_{\text{st}}=180^\circ\text{C}$	112
Figura 7.21	Área ótima de coletor para $T_c=50^\circ\text{C}, T_{\text{st}}=110^\circ\text{C}, C_A [\text{R\$} / \text{m}^2]$ e $C_{\text{ELT}} = \text{R\$} 0.1434 / \text{kWh}$	113
Figura 7.22	Área ótima de coletor para $T_c=50^\circ\text{C}, T_{\text{st}}=110^\circ\text{C}, C_A=100 \text{ R\$} / \text{m}^2$ e $C_{\text{ELT}} [\text{R\$} / \text{kWh}]$	113
Figura 7.23	Área ótima de coletor para $T_c=50^\circ\text{C}, T_{\text{st}}=150^\circ\text{C}, C_A [\text{R\$} / \text{m}^2]$ e $C_{\text{ELT}} = \text{R\$} 0.1434 / \text{kWh}$	114
Figura 7.24	Área ótima de coletor para $T_c=50^\circ\text{C}, T_{\text{st}}=150^\circ\text{C}, C_A=150 \text{ R\$} / \text{m}^2$ e $C_{\text{ELT}} [\text{R\$} / \text{kWh}]$	114
Figura 7.25	Área ótima de coletor para $T_c=50^\circ\text{C}, T_{\text{st}}=180^\circ\text{C}, C_A [\text{R\$} / \text{m}^2]$ e $C_{\text{ELT}} = \text{R\$} 0.1434 / \text{kWh}$	115
Figura 7.26	Área ótima de coletor para $T_c=50^\circ\text{C}, T_{\text{st}}=180^\circ\text{C}, C_A=150 \text{ R\$} / \text{m}^2$ e $C_{\text{ELT}} [\text{R\$} / \text{kWh}]$	115

TABELAS

Tabela 7.1	Estados termodinâmicos do R-114 no intercooler para $T_c = 4\text{ °C}$ e vários COP_{mec}	87
Tabela 7.2	Estados termodinâmicos da amônia no intercooler para $T_c = 4\text{ °C}$ e vários COP_{mec}	88
Tabela 7.3	Parâmetros de operação do sistema híbrido para vários COP_{mec}	92
Tabela 7.4	Parâmetros de operação do sistema híbrido para vários COP_{mec}	93
Tabela 7.5	Valores de área de coletor e fração solar para vários COP_{mec} , $T_c = 50\text{ °C}$ e $T_{st} = 110\text{ °C}$	110
Tabela 7.6	Valores de área de coletor e fração solar para vários COP_{mec} , $T_c = 50\text{ °C}$ e $T_{st} = 150\text{ °C}$	110
Tabela 7.7	Valores de área de coletor e fração solar para vários COP_{mec} , $T_c = 50\text{ °C}$ e $T_{st} = 180\text{ °C}$	111
Tabela 7.8	Resultados da otimização termoeconomica para $T_c = 50\text{ °C}$, $T_{st} = 110\text{ °C}$, C_A e C_{ELT}	116
Tabela 7.9	Resultados da otimização termoeconomica para $T_c = 50\text{ °C}$, $T_{st} = 150\text{ °C}$, C_A e C_{ELT}	116
Tabela 7.10	Resultados da otimização termoeconomica para $T_c = 50\text{ °C}$, $T_{st} = 180\text{ °C}$, C_A e C_{ELT}	116

NOMENCLATURA

VARIÁVEIS

A	Área	m^2
B	Coefficiente do coletor solar	$1 / ^\circ C$
c	Calor específico	$kJ / kg-^\circ C$
C	Velocidade de propagação do som	m / s
C_s	Custo de instalação	R\$
D	Diâmetro	m
F	Força de atrito	N
G_T	Radiação na superfície do coletor	kW / m^2
h	Entalpia específica	kJ / kg
L	Comprimento da seção de mistura	m
M	Vazão de massa	kg / s
\dot{m}	Vazão de massa no coletor	kg / s
P	Pressão	kPa
PW	Valor presente	R\$
PWF	Fator de valor presente	R\$
Q	Fluxo de calor	kW
R	Constante de gás	$kJ / kg-^\circ C$
s	Entropia específica	$kJ / kg-^\circ C$
T	Temperatura	$^\circ C$
U_L	Coefficiente global de transferencia de calor no coletor	$kW / m^2-^\circ C$
V	Velocidade do escoamento	m / s
v	Volume específico	m^3 / kg
W	Potência mecânica ou elétrica	kW
W_s	Ganho solar	kW

PARÂMETROS ADIMENSIONAIS

A	Constante do coletor solar
c_f	Coefficiente de atrito
COP	Coefficiente de desempenho
F	Fração solar
F_R	Fator de remoção de calor do coletor
k	Relação de calores específicos
M	Número de Mach
Re	Número de Reynolds

SIMBOLOGIA GREGA

α	Absortancia	adimensional
η	Eficiência	adimensional
μ	Viscosidade cinemática	$\text{N s} / \text{m}^2$
ν	Viscosidade dinâmica	m^2 / s
ρ	Densidade	kg / m^3
τ	Transmitancia	adimensional
ω	Razão de fluxo de massa	adimensional

SUBÍNDICES

0	Seção transversal na entrada do ejetor
1	Seção transversal na entrada da seção de mistura do ejetor
2	Seção transversal na saída da seção de mistura do ejetor
3	Seção transversal na saída do difusor do ejetor
a	Ambiente

b	Bomba
bst	Booster
c	Coletor, condensador
cmp	Compressão
com. conv.	Compressão convencional
e	Evaporador
ejc	Ejetor
f	Líquido saturado
g	Gerador, vapor saturado
i	Entrada
isn	Isentrópico
m	Mistura
mec	Mecânico
o	Saída
p	Pressão constante
pmp	Bomba
s	Sistema, intercooler
st	Estagnação
t	Garganta do bocal
u	Útil
v	Volume constante
x	Seção transversal na entrada da seção do bocal do ejetor

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise de otimização termodinâmica e econômica do ciclo de refrigeração com ejetor assistido por coletor solar, para ar-condicionado. O acoplamento ótimo entre a energia solar e a energia convencional é estudado. Foram encontradas condições ótimas de operação para o sistema. Procedimentos de otimização do ejetor são também apresentados. A análise termoeconômica é realizada através do método $P_1 - P_2$. Para este método encontrou-se uma relação entre a fração solar e a área do coletor. A modelação do sistema é apresentada em detalhes, considerando-se as equações da conservação de energia, quantidade de movimento linear, equação da continuidade, equação de estado e as equações de acoplamento do sistema solar e o mecânico. São apresentados resultados de otimização termodinâmica para o R114 e resultados de otimização termoeconômica para a amônia. Uma análise da sensibilidade dos parâmetros sobre o desempenho e o retorno dos investimentos é também realizada, procurando-se ressaltar as vantagens do ciclo.

ABSTRACT

The present work deals with the analysis of the jet nozzle cooling cycle assisted by solar energy. Both, a thermodynamic and economic optimization are carried out, for R114 and ammonia as working fluids. The optimization of the ejector is also focussed, for different values of the relevant design parameters. The method $P_1 - P_2$ for economical optimization of solar energy systems is used in order to find out the optimum collector area, which corresponds to the maximum value of the life time cost saving. The numerical results are presented in terms of the specific costs of the auxiliary energy, as well as the collector area.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Devido ao crescente preço da energia elétrica, novos sistemas de refrigeração estão sendo investigados. O uso de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores é o modo mais utilizado atualmente para a produção de frio. Os quatro componentes básicos de um sistema desse tipo são: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Estes componentes são acoplados em uma determinada ordem, originando um sistema fechado, hermético ou unidade selada, com um fluido de trabalho denominado de fluido refrigerante.

O compressor tem a função de elevar a pressão do fluido refrigerante de um estado de vapor superaquecido ou saturado a baixa pressão. O vapor resultante, a alta pressão, passa pelo condensador, que é um trocador de calor, onde é resfriado e posteriormente condensado. O líquido a alta pressão, passa então pelo dispositivo de expansão, onde sua pressão é reduzida, dando origem a uma mistura bifásica de líquido e vapor que é descarregada no evaporador, um outro trocador de calor, onde o fluido refrigerante recebe energia do meio que se pretende refrigerar e evapora, seguindo para o compressor.

A figura 1.1 mostra um esquema de um ciclo de refrigeração básico, juntamente com sua representação em um diagrama da pressão versus entalpia. A linha 1 - 2 correspondente ao processo de compressão, que se supõe ocorrer ao longo de uma linha isentrópica. A linha 3 - 4 corresponde a um processo isentálpico.

Os ciclos de refrigeração por compressão mecânica de vapores são muito eficientes do ponto de vista termodinâmico, especialmente na área de ar condicionado. Para comparar a eficiência entre diferentes sistemas de refrigeração, um dos parâmetros utilizados normalmente é o COP, coeficiente de desempenho (coeficiente de performance), que é a razão entre o efeito refrigerante e a energia fornecida ao sistema de refrigeração. Os valores do COP para os sistemas de compressão mecânica de vapores oscilam entre 1 e 3 na maioria dos sistemas utilizados. Apesar dessa eficiência, o consumo de energia elétrica, principalmente pelos sistemas de refrigeração de ar condicionado doméstico representam uma porcentagem respeitável no total da

energia elétrica consumida, que pode atingir ao 30% [25] do consumo residencial. Com as alternativas do ciclo ejetor ou o ciclo de absorção essa participação no consumo total de energia elétrica pode ser diminuída, se houver disponibilidade de utilização de fontes térmicas alternativas, a um custo inferior ao da energia elétrica. Essa fonte pode ser de origem solar, geotérmica ou residual dos processos industriais.

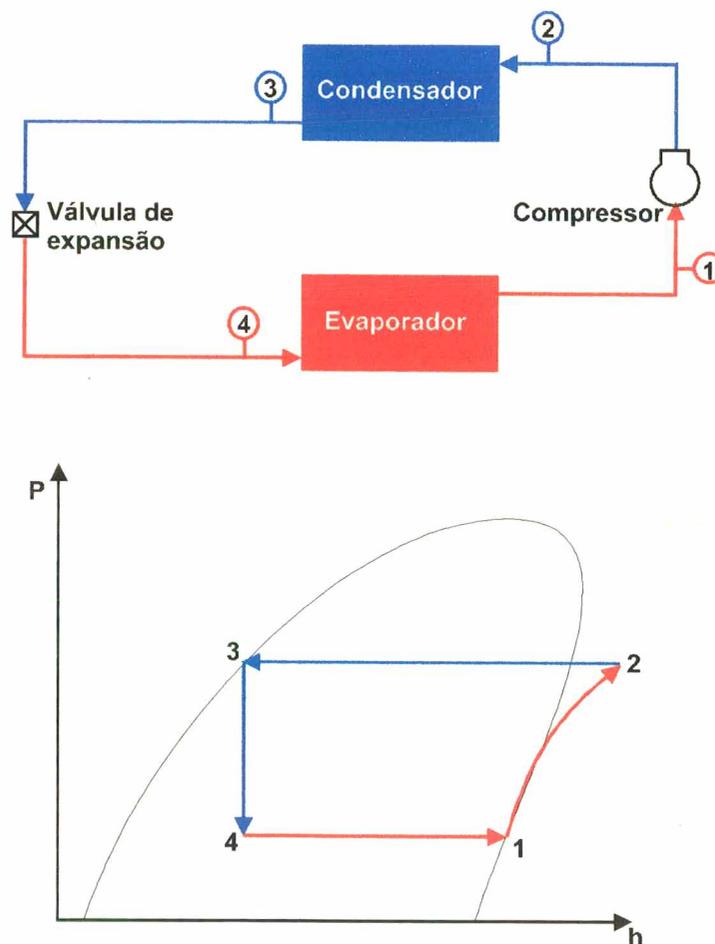


Figura 1.1 Ciclo de refrigeração por compressão e sua representação em um diagrama pressão - entalpia

O ciclo de absorção é similar em certos aspectos ao ciclo de compressão de vapor. Um ciclo de absorção irá operar com o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador, mostrados na figura 1.2, se o vapor de baixa pressão do evaporador puder ser transformado em vapor de alta pressão antes de ser entregue ao condensador. O sistema de compressão mecânica de vapor usa um compressor para esta tarefa. O sistema de absorção primeiro absorve vapor de baixa pressão em um líquido absorvente apropriado. Incorporado no processo de absorção há a

conversão de vapor em líquido. Desde que esse processo seja similar ao de condensação, o calor precisa ser rejeitado durante o mesmo. O passo seguinte é elevar a pressão do líquido com uma bomba, e o passo final é liberar o vapor do líquido absorvente por adição de calor.

O ciclo de compressão de vapor é descrito como ciclo *operado a trabalho* por que a elevação da pressão do refrigerante é conseguida por um compressor que requer trabalho. O ciclo de absorção, por outro lado, é referido como *ciclo operado a calor* porque a maior parte do custo de operação é associada com o fornecimento de calor que libera o vapor do líquido de alta pressão. Na verdade existe a necessidade de algum trabalho para acionar a bomba no ciclo de absorção, mas a quantidade de trabalho para uma dada quantidade de refrigeração é mínima comparada com aquela que seria necessária no ciclo de compressão de vapor.

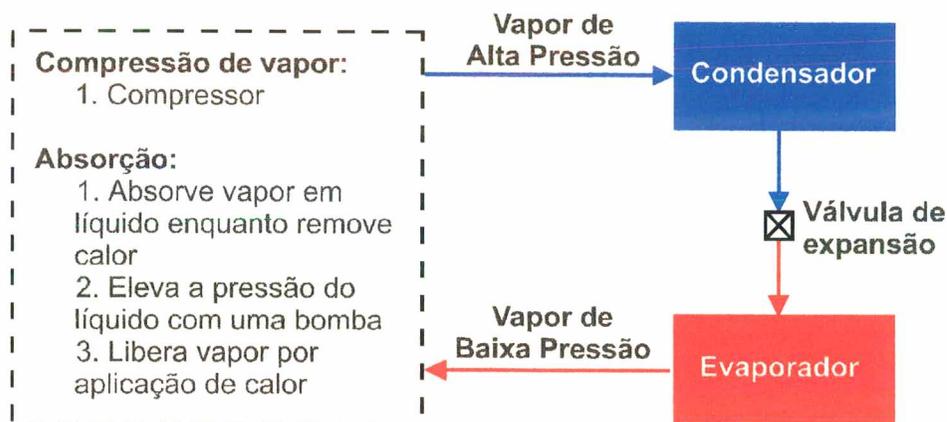


Figura 1.2 Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração

O ciclo de absorção básico é mostrado na figura 1.3. O condensador e evaporador são mostrados na figura 1.2, e a operação de compressão é proporcionada pela montagem apresentada na metade do diagrama à esquerda. O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor. Se esse processo fosse executado adiabaticamente, a temperatura de solução iria subir e eventualmente a absorção de vapor poderia cessar. Para garantir o processo de absorção o absorvedor é resfriado por água ou ar, que finalmente rejeita esse calor para a atmosfera. A bomba desloca o líquido da região de baixa pressão do absorvedor, eleva a sua pressão, e o entrega ao gerador. No gerador, calor de uma

fonte de alta temperatura libera o vapor absorvido pela solução. A solução líquida retorna para o absorvedor através de uma válvula redutora de pressão, cujo propósito é promover a queda de pressão para manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor

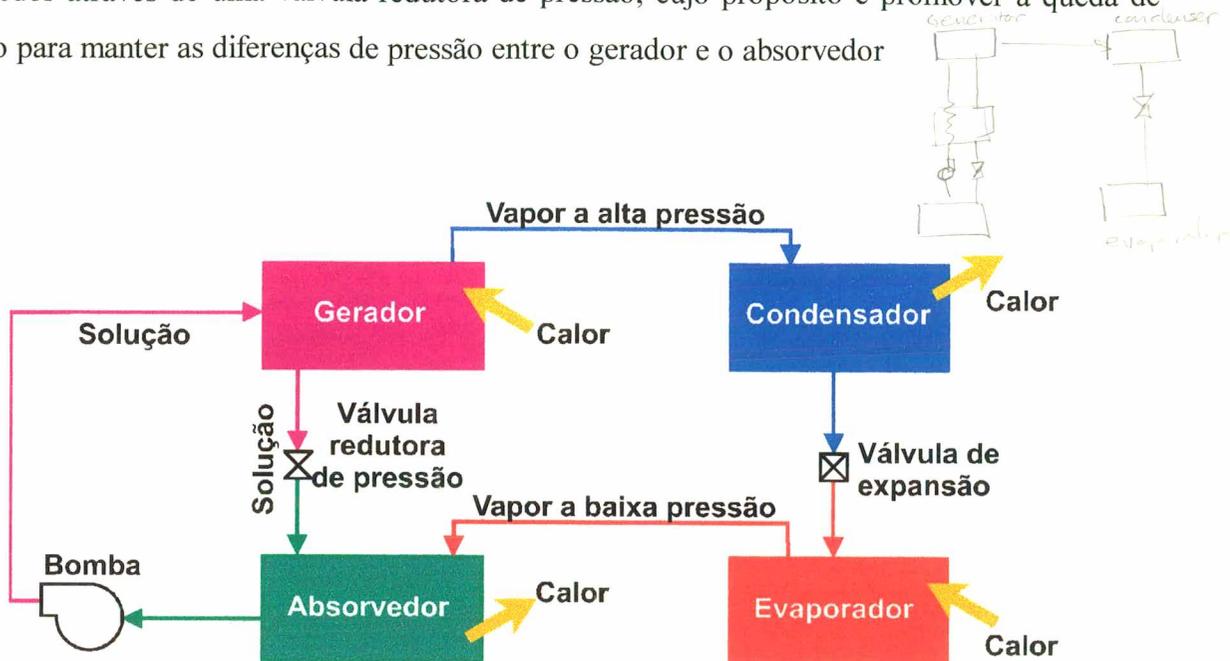


Figura 1.3 A unidade de absorção básica

Os sistemas de absorção passaram por muitos altos e baixos. Foi predecessor do sistema de compressão de vapor do século XIX e os sistemas água - amônia tinham grande aplicação em refrigeradores domésticos e grandes instalações industriais, como indústrias químicas e de processos. O sistema Li Br - água foi comercializado nos anos 40 e 50 como resfriadores de água para ar condicionado de grandes edifícios. Eles eram energizados por vapor ou água quente de caldeiras a óleo e a gás natural. Nos anos 70, a substituição de combustão direta de óleo e gás natural afetou a aplicação de unidades de absorção, mas ao mesmo tempo abriu outras oportunidades, como a utilização de calor derivado de coletores solares para energizar unidades de absorção. O uso de coletores solares é limitado porque neste tipo de ciclo termodinâmico são exigidas temperaturas mínimas de entrada de 90 a 110 °C, que não são facilmente alcançáveis com painéis solares. Além do sistema ser mais complexo, uma instalação solar de refrigeração de absorção é mais onerosa em comparação às máquinas normais de refrigeração.

Uma outra tecnologia que é estudada no presente trabalho é o ciclo de refrigeração com ejetor. Este sistema é bastante antigo e várias instalações de refrigeração a vapor desenvolvidas

por Le Blanc e Parsons em 1901 foram construídas no início do século. Essas unidades operaram continuamente por mais de vinte anos sem problemas de manutenção, segundo Spencer [48]. Contudo, apesar dessa vantagem, devida entre outros fatores ao pequeno número de peças móveis no sistema, havia uma restrição severa com relação ao tamanho necessário da instalação, o que tornou o sistema utilizável somente nas fábricas e instalações comerciais. Estudos realizados no sentido de escolher os refrigerantes mais adequados para o ciclo de refrigeração com ejetor são reportados em [12] e [27]. Esses estudos permitiram uma redução substancial no tamanho das instalações, até o ponto de ser considerado um sistema alternativo para ar condicionado principalmente para carros. A extensão desses estudos para sistemas utilizando energia solar como fonte disponível de energia, foi realizada gradualmente, conforme as referências [5,38, 54, 57, 59]. Mesmo com todas essas mudanças e melhorias que ocorreram, o ciclo não ganhou grande popularidade, principalmente por causa do rápido aumento no desempenho dos compressores mecânicos e diminuição do custo de fabricação. Atualmente o ciclo volta a ser estudado com mais detalhe, principalmente devido a novas demandas de produtos que atuam de modo menos comprometedor ao meio ambiente. É também nesse contexto que se coloca o presente trabalho.

O ciclo de refrigeração com ejetor convencional e seu correspondente ciclo termodinâmico é esquematizado na figura 1.4 . Calor é trocado no gerador de vapor, sendo a função deste componente promover a vaporização do fluido refrigerante através da energia fornecida pela fonte externa de calor. É constituído basicamente de um trocador de calor onde parte do fluido refrigerante contido no sistema de refrigeração e em estado de subresfriamento (1) sofre aquecimento até o estado de vapor superaquecido (2). Esse fluxo de massa é designado de fluxo primário de massa. A seguir o fluxo primário sofre uma expansão (que normalmente é considerada isentropica) em um bocal convergente - divergente no ejetor.

A baixa pressão após a expansão provoca sucção do vapor que vem do evaporador (3) (chamada fluxo secundário). O fluxo resultante sofre uma desaceleração no difusor do ejetor (4) e escoar então para o condensador. Após rejeitar calor para o exterior, o líquido subresfriado resultante (5) sofre uma subdivisão em dois fluxos, um dos fluxos (fluxo primário) é bombeado isentropicamente até a pressão do gerador (1), enquanto o outro fluxo (fluxo secundário) segue

para um dispositivo de expansão, onde ocorre uma expansão isentálpica até a pressão do evaporador (6).

O análise deste sistema de refrigeração foi efetuada por vários pesquisadores [5, 6, 8, 9, 12, 24, 25, 27, 30, 54, 57, 58, 60]. Eles mostraram que o desempenho de um sistema de refrigeração com ejetor é fortemente dependente do projeto do ejetor, do fluido refrigerante, e das condições de operação. Fluidos como CFC 12, R114, resultam em um aumento significativo no coeficiente de performance, especialmente o refrigerante R114, que é usado por Sokolov e Hershgal [45]. Os fluidos CFC 11, CFC 13, CFC 22 resultam em redução no coeficiente de performance, quando são empregados nas mesmas condições.

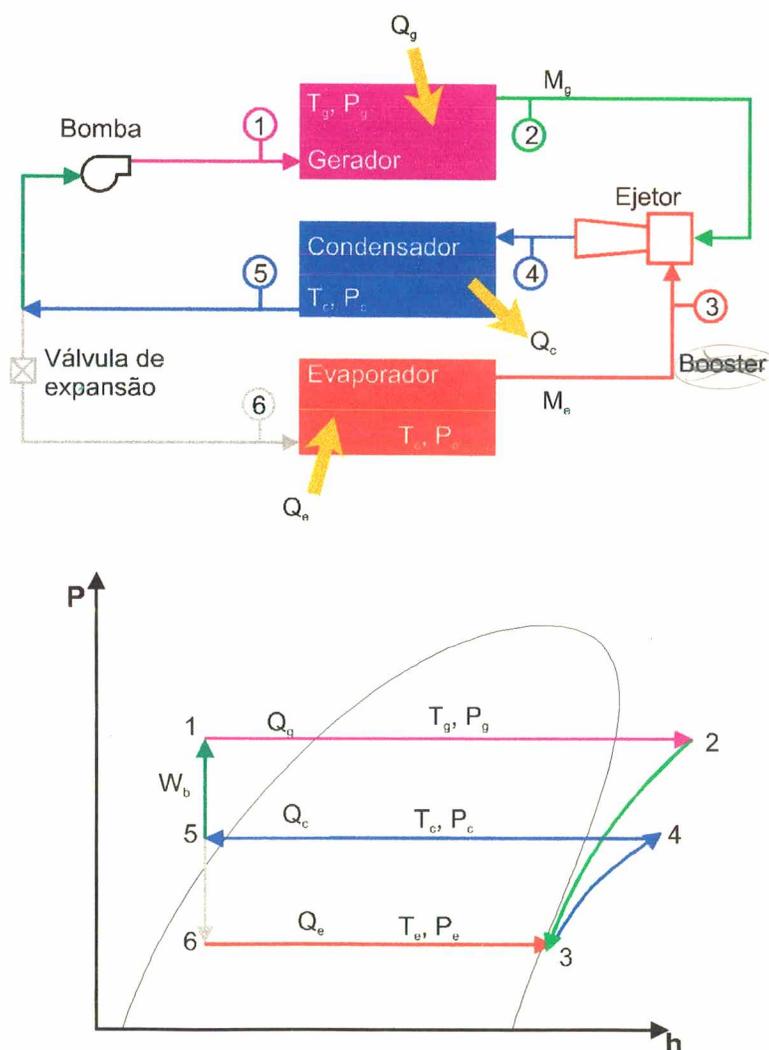


Figura 1.4 Ciclo de refrigeração com ejetor e sua representação em um diagrama pressão entalpia

No presente trabalho, uma análise do ciclo de refrigeração com ejetor é desenvolvido com o objetivo de otimizar este ciclo, para ser utilizado num sistema de ar-condicionado, onde a fonte de energia principal é a energia solar. Para isto é feita uma simulação termodinâmica, termoeconômica e uma análise de sensibilidade do sistema híbrido proposto por Sokolov e Hershgal [47], o qual mostrou ser o mais eficiente. O programa computacional desenvolvido permite obter as condições ótimas do funcionamento do sistema, assim como a otimização do ejetor. Poucas publicações sobre a simulação de sistemas de refrigeração com ejetor encontram-se disponíveis, e não se tem informação de análise termodinâmica do ciclo. Os trabalhos publicados anteriormente sobre o ciclo de refrigeração com ejetor são discutidos no capítulo 2.

O programa computacional aqui desenvolvido constitui-se em uma ferramenta para o análise do ejetor, sendo útil no projeto deste componente, que tem influência fundamental no desempenho destes sistemas de refrigeração. Esta iniciativa de melhor compreender o comportamento do ejetor é fundamental, principalmente quando se considera a necessidade de substituição dos atuais fluidos refrigerantes.

A problemática da redução da camada de ozônio da estratosfera, fez com que a indústria química mundial iniciasse uma corrida na busca de refrigerantes substitutos aos clorofluorcarbonos, principalmente depois de que a Organização Meteorológica Mundial (OMM) informou que o buraco na camada de ozônio sobre a Antártica atingiu uma área recorde de duas vezes a área da de Europa. O HCF 134-a foi durante algum tempo considerado o fluido mais promissor para substituir o CFC 12, por apresentar características termodinâmicas e termofísicas semelhantes. Adicione-se a isto o fato do HFC 134-a não ser agressivo à camada de ozônio. No entanto, a maneira de se quantificar o impacto de uma substância sobre o efeito estufa foi modificada recentemente (IPCC 1990)¹. Isto fez com que novas substâncias, como por exemplo os hidrocarbonetos puros, surgissem como candidatos à substituição do CFC 12, em detrimento do HCF 134-a

A análise do ciclo apresentada no presente trabalho é limitada ao R114 e Amônia. Todavia o programa é geral e pode portanto ser estendido a análise do ciclo para outros fluidos de trabalho.

¹ Intergovernmental Panel on Climate Change

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os sistemas de refrigeração com ejetor foram utilizados pela primeira vez no início de 1901 por Le Blanc na França e Parsons na Inglaterra, como é relatado em [1] e [48]. No entanto, sua aplicação era bastante restrita uma vez que na época as bombas e os dispositivos de controle eram primitivos. Isso trazia problemas com os processos de fabricação e controle. Não obstante estas deficiências, estes sistemas foram usados com êxito durante sua industrialização e alguns destes sistemas operaram por mais de 20 anos.

Zhadem [60], realizou experimentos para o ciclo de refrigeração com ejetor. Para o experimento fez uso como fluido de trabalho o R12. Foi montada uma bancada de testes, onde foram testadas varias configurações para o ejetor, com o uso de um bocal de 3,6 mm de garganta e difusores com relação de área de 3,66 a 4,41. Zhadem recomenda o uso de ângulos no bocal e difusor do ejetor no intervalo de 6 a 8°. A importância deste artigo é basicamente para a fabricação do ejetor, uma vez que não são fornecidos técnicas de modelação comparáveis as apresentados em trabalhos atuais.

Deled et al. [14], apresentam o funcionamento do ciclo de refrigeração com ejetor, acionados por um gerador de vapor, aquecido eletricamente. Os refrigerantes utilizados foram o R11 e R12, sendo este último o mais adequado para este sistema. É reportada uma eficiência de 0,16, para a temperatura de 5°C de evaporação e temperatura de 70°C no gerador. Também observou-se a existência de uma pressão de gerador ótima , que produz um máximo coeficiente de desempenho, que é conseguido com o uso de ejetores supersônicos.

Kakabeav [30], estudou o uso da energia solar com o ciclo de refrigeração com ejetor para aplicações de condicionamento de ar. Na bancada experimental utilizou um coletor parabólico cilíndrico de 12 m² de área, produzindo vapor utilizável entre 70-80°C, para temperaturas de condensação e evaporação de 38 °C e 16°C respectivamente. Em todos os sistemas testados foram conseguidos eficiências no intervalo de 20 a 30 %. Kakabeav também observou que o sistema de refrigeração com ejetor é mais eficiente que o sistema de absorção

quando é utilizada a energia solar. O fluido refrigerante utilizado foi o R12. Não são relatados procedimentos ou técnicas de modelação matemática.

Poliwoda [39], apresenta características estáticas e estudos similares para acionar o ciclo de refrigeração com ejetor com energia solar. O fluido utilizado foi o R11. Procedimentos de cálculo para determinar o tamanho do bocal, correções da posição ótima do bocal, do tubo misturador, ótimo comprimento de tubo, etc., são também apresentados. Poliwoda sugere um ângulo no difusor do bocal de 10° e para o difusor do ejetor, um ângulo de 7° . Segundo os resultados obtidos, Poliwoda concluiu que o ciclo de refrigeração com ejetor não pode encontrar um lugar no mercado da refrigeração padrão, mas pode ser competitivo nos casos de temperatura de evaporação alta, ampla disponibilidade de esfriamento de água no condensador e disponibilidade de calor a baixo custo. Valores de coeficientes de desempenho na faixa de 0,1 a 0,3 são reportados, para temperaturas de evaporação de 0°C - 5°C .

Munday e Bagster [37] estudaram o comportamento do sistema para um gás ideal. O projeto do ejetor utilizado é basicamente o mesmo desenvolvido por Keenan et al. [32]. Os resultados obtidos tem uma boa concordância com os resultados experimentais. Não são reportados resultados para refrigerantes reais, sendo esta a maior limitação do modelo utilizado. Cabe aqui ressaltar que o trabalho de Munday e Bagster, apesar de apresentar a limitação citada anteriormente, foi importante porque ressalta o papel dos fluxos (primário e secundário) para o funcionamento do sistema. Também constata que existe uma onda de choque no ejetor que influencia o comportamento do sistema como um todo.

Hammer [25] apresenta resultados para R11. O estudo foi feito para a capacidade de uma tonelada de refrigeração. O modelo utilizado para o projeto do ejetor é o mesmo desenvolvido por Elrod [17], onde se considera o fluido de trabalho como gás ideal, sendo esta a maior limitação desse trabalho, ainda de que os resultados tem concordâncias razoáveis com os dados experimentais. Segundo Hammer, a baixa temperatura do vapor primário necessária para operar o sistema (aproximadamente $93,3^\circ\text{C}$) sugere o uso de coletores solares para reduzir o custo operacional do sistema. Esta fonte de energia barata compensaria os baixos coeficientes de desempenho que caracterizam o ciclo de refrigeração com ejetor. Hammer alega que a escolha do

fluido refrigerante é importante para o rendimento do sistema. São recomendados os refrigerantes R11, R113 e R114.

Zeren et al. [57], fizeram a análise econômica comparativa entre os três ciclos de refrigeração para ar condicionado quais sejam, ciclo de refrigeração Rankine de compressão, ciclo de refrigeração por absorção e ciclo de refrigeração com ejetor que utilizam energia solar como fonte de energia. Nessa análise, a temperatura do condensador foi mantida fixa em $37,8^{\circ}\text{C}$ e a temperatura do coletor foi ajustada de modo que cada um dos ciclos apresentasse o maior rendimento possível. Os resultados para R12 mostraram que apesar do ciclo com ejetor apresentar o menor custo de construção, esse ciclo tem maior custo por unidade de refrigeração. Isso ocorre porque a eficiência total do ciclo de refrigeração com ejetor é o menor entre os três ciclos estudados, 0,15 para o ciclo com ejetor, 0,22 para o ciclo Rankine de compressão, e 0,32 para o ciclo por absorção. Desta análise resulta a necessidade de fazer uso de coletores solares de menor custo possível. O trabalho de Zeren contém algumas limitações no enfoque. A principal delas é que a modelação não oferece as condições necessárias para se otimizar o sistema. O modelação não possibilita também que se encontre as características ótimas do ejetor, que permita encontrar as melhores condições de operação para o ciclo.

Zhadam e Shchetinina [59], testaram o ciclo de refrigeração com ejetor para vários fluidos. É aconselhado o uso de refrigerantes com alta temperatura crítica tais como, R114, R142 e R318. Além disso, sugerem uma temperatura do gerador de vapor ótima em torno de 85°C , para que se possa alcançar a máxima eficiência do ciclo. Esta temperatura pode ser facilmente alcançada com coletores solares planos de baixo custo. No trabalho citado não são apresentados procedimentos de cálculo para o ejetor. Os autores recomendam o R114 como fluido de trabalho.

Cho e Bong [10] por sua vez, mostraram que é viável o ciclo de refrigeração com ejetor para as condições tropicais, quando se utiliza energia solar. Relatam que o funcionamento do ciclo sofre uma deterioração com o decréscimo da temperatura de evaporação e com o acréscimo da temperatura de condensação. Não é mencionado o método empregado para o projeto do ejetor, bem como um estudo de otimização do ciclo.

Huang et al. [27] desenvolveram uma análise numérica para um sistema composto por um gerador, regeador (aquecedor complementar), condensador, evaporador, pre-resfriador, bomba e

o ejetor, fazendo uso do R113 como fluido de trabalho. Foi experimentalmente demonstrada a importância do fluxo secundário no fenômeno da onda de choque e suas implicações no funcionamento do ejetor. Identificou-se três variáveis independentes para o projeto do sistema, as quais sejam as temperaturas do gerador, condensador e evaporador. A temperatura de condensação depende das condições do clima. Huang et al., recomendam fazer uso de uma temperatura de condensação superior a temperatura ambiente máxima do local.

Cheng e Hsu [8], realizaram um estudo do ciclo com o uso de energia térmica em temperaturas vizinhas a 93°C , para condicionamento de ar. Cheng e Hsu fazem uso da teoria apresentada por Elrod [17], para o cálculo do ejetor para várias condições de operação. O estudo inclui um análise de sensibilidade. Também examinaram a influência da geometria do ejetor no sistema. Fizeram estudos com vários refrigerantes, concluindo que os refrigerantes R11, R113 e R114 são os mais adequados para o ciclo de refrigeração com ejetor. No caso de R11 encontraram coeficientes de desempenho de 0,3 para resfriamento e 1,3 para aquecimento, com temperaturas de geração de $93,3^{\circ}\text{C}$, de condensação de $43,3^{\circ}\text{C}$ e de evaporação de 10°C . Existem algumas limitações no método utilizado por Cheng e Hsu no projeto do ejetor. A principal delas é que as equações desenvolvidas são para um fluido ideal e que o algoritmo desenvolvido não permite encontrar o ejetor ótimo para as condições dadas.

Murthy et al. [38], realizaram um estudo experimental no ciclo de refrigeração com ejetor. Foi apresentado, como resultado de seu trabalho, uma série de gráficos do coeficiente de desempenho em função da temperatura do gerador de vapor (boiler), e a temperatura de evaporação. Foi montada uma bancada de testes para oito diferentes configurações do ejetor, empregando cinco bocais e cinco difusores diferentes. O fluido de trabalho utilizado foi o R11. Os resultados de Murthy mostram que com temperaturas do gerador de vapor na faixa de 70 a 85°C , facilmente conseguida com coletores solares e temperaturas de evaporação de -3 a 18°C , pode-se obter coeficientes de desempenho entre 0,08 e 0,33. Murthy et al. ressaltam ainda a importância da configuração do ejetor. Diâmetros maiores na região de mistura do ejetor são necessários para temperaturas baixas no do evaporador. Também foi observado que para uma geometria dada do ejetor, existe uma pressão ótima de saída do ejetor que nos permite obter um máximo coeficiente de desempenho.

Mais recentemente Sokolov e Hershgal [42], realizaram o mais completo estudo sobre o ciclo de refrigeração com ejetor. Com o objetivo de melhorar o coeficiente de desempenho do sistema, foram feitas algumas modificações no ciclo ejetor e acrescentados alguns componentes. Segundo esses autores, o incremento do coeficiente de desempenho desejado para o ciclo pode ser conseguido basicamente por dois feitos diferentes ou alguma combinação entre eles. A primeira modificação estudada foi a introdução de um booster (compressor auxiliar) entre o ejetor e o evaporador. Esta modificação apresentou três desvantagens:

- 1) Problemas no sistema, tais como o controle adequado da pressão de entrada no ejetor e a correspondente vazão, isto por estar o booster e o ejetor em série.
- 2) Mistura do refrigerante com o óleo no ejetor, o que afeta o funcionamento, a suavidade e limpeza do ejetor.
- 3) Carga extra no condensador devido ao vapor superaquecido do refrigerante gerado pelo booster representa uma carga extra no condensador.

A segunda modificação foi desenvolvida para vencer as desvantagens encontradas no primeiro caso. Este ciclo é composto de dois sub-ciclos: O ciclo de compressão e o ciclo ejetor. O componente comum entre eles é o intercooler (um trocador de calor e massa). Sokolov e Hershgal ressaltam duas vantagens neste ciclo híbrido de energia mecânica e térmica, a saber:

- 1) O sistema permite que as variáveis do processo sejam adequadamente controladas.
- 2) O fluido refrigerante que entra no ejetor não contém óleo, uma vez que o booster não se encontra em série com o ejetor.

São feitas comparações destes ciclos com o ciclo ideal. Sokolov e Hershgal relatam que para temperaturas de evaporação, condensação e geração de -8°C , 30°C e 86°C respectivamente e para uma capacidade de refrigeração de 1000 W, foram calculados valores de coeficientes de desempenho de 1,087, 0,252, e 0,767 para um ciclo ideal, ciclo real, e para ciclo híbrido respectivamente. Esses autores ressaltam também a importância da escolha do fluido refrigerante. Segundo os cálculos feitos, o fluido R114 demonstrou ser o mais adequado para esse ciclo. Recomendam ainda que o sistema deve operar próximo das condições ótimas, para se conseguir

elevados coeficientes de desempenho e com isto reduzir os custos elevados inerentes a operação destes sistemas.

Sokolov e Hershgal [43], descrevem o procedimento que poderia facilitar o projeto, controle e otimização do sistema. Especial atenção é dedicada ao projeto do ejetor, onde se faz uso do método desenvolvido por Keenan et al. [32], com as modificações feitas para um gás real. Cabe aqui ressaltar que o trabalho de Sokolov e Hershgal, apesar de não apresentar explicações detalhadas no projeto do ejetor, foi de grande importância para a realização deste trabalho, pois constituiu-se na principal referência bibliográfica para desenvolver um algoritmo numérico para otimizar o ejetor. Nesse trabalho Sokolov e Hershgal falam da importância de um ponto de operação do sistema, que é escolhido com a adoção de diferentes valores para a variável ω (razão entre o fluxo de massa secundário e o fluxo de massa primário). A escolha de um valor para ω deve contribuir na estrutura, tamanho e economia do sistema. Foi também mostrado que o ejetor ótimo depende da escolha deste ω . Se ω é conhecido, o ejetor ótimo pode ser calculado e portanto os valores da pressão e temperatura na saída do ejetor. Não é apresentado nenhum método de cálculo para a escolha do valor de ω , sendo esta uma limitação do artigo apresentado pelos autores.

Posteriormente Sokolov e Hershgal [44] validaram seu modelo, através da comparação com resultados experimentais obtidos de uma bancada de ciclo híbrido composto por dois ejetores. Estes ejetores são testados separadamente. Foram realizadas duas experiências com dois diferentes ejetores. Para um dos ejetores foram utilizadas temperaturas de geração de 93,3°C, evaporação de 8,8 °C e uma potência mecânica (booster e bomba) de 431 W. Com isto se conseguiu obter uma temperatura de condensação de 53,5°C, um coeficiente de desempenho de 0,417 e uma carga de refrigeração de 2930 W ($\approx 10000 \text{ Btu h}^{-1}$). Com o outro ejetor foram utilizadas as mesmas temperaturas de geração e evaporação do primeiro caso e uma potência mecânica de 229 W, obteve-se neste caso uma temperatura de condensação de 56,7°C, um coeficiente de desempenho de 0,321 e uma carga de refrigeração de 2051 W ($\approx 7000 \text{ Btu h}^{-1}$). Segundo os resultados obtidos, esses autores relatam que é necessário menos que 500 W para gerar aproximadamente 3000 W de potência para ar condicionado, em outras palavras, uma alta eficiência do uso da energia mecânica. Ainda enfatizam que o sistema proporciona condicionamento de ar assistido durante o ano todo e que o sistema representa um competidor de

mercado com o tradicional sistema de refrigeração por compressão mecânica, na circunstância de disponibilidade de uma geração de calor de baixo custo.

Sokolov e Hershgal [45], desenvolveram ainda um modelo de cálculo para o sistema híbrido. Nesse sistema não são considerados o atrito e as perdas de calor no ejetor. Estas hipóteses limitam o cálculo a um ejetor idealizado. O grau de aproximação de um ejetor real para um ideal depende muito da habilidade e conhecimento do projetista e também do processo de fabricação. Os autores concluíram que o projeto depende de quatro variáveis que o definem totalmente. Estas são, as temperaturas de geração, evaporação, condensação e o coeficiente de desempenho do booster. São apresentados vários gráficos do coeficiente de desempenho do sistema em função da temperatura do intercooler, para temperaturas de geração de 80°C, 90°C e 100°C, de condensação de 40°C, 50°C, 60°C e 70°C e temperatura de evaporação para todos os casos igual a 5°C. Foi apresentado também um gráfico do coeficiente de desempenho do booster em função da diferença das temperaturas do intercooler e do evaporador. Este gráfico representa a interface booster-intercooler, ou seja, a relação entre os ciclos de compressão do booster e o ciclo ejetor.

Para a modelação e simulação dos ciclos analisados nesta dissertação, foi fundamental o trabalho desenvolvido por Sokolov e Hershgal [45]. As análises feitas foram repetidas, conferidas e melhoradas reproduzindo os dados desses autores a garantindo a confiabilidade do algoritmo para os casos analisados.

Sokolov e Hershgal [46] publicaram em 1993 um outro trabalho, propondo-se também analisar o ciclo de refrigeração com ejetor para ar-condicionado, desta vez utilizando como fonte de energia térmica a energia solar. Foram estudadas as condições ótimas de acoplamento entre a produção de energia vinda dos coletores solares e o ciclo de refrigeração. Estas condições ótimas de operação asseguram uma eficiência máxima do sistema. Também são apresentados comparações com o ciclo ideal que opera com energia solar. A discrepância de resultados encontrados nestes sistemas foi de 20-30 %. A principal contribuição desses autores nesse trabalho, foi o desenvolvimento de algumas equações que permitem expressar o rendimento do sistema em função das temperaturas de evaporação, condensação e estagnação do coletor. Esta última caracteriza a qualidade do coletor, o que permite fazer uma escolha de vários tipos de coletores. Altas temperaturas de estagnação correspondem a altas temperaturas de geração, mas

a um custo de área de coletor maior. Para maximizar o rendimento do sistema adotou-se como única variável, a temperatura de geração. O método numérico usado pelos autores não é apresentado. Os autores informam que o sistema exibe baixa eficiência térmica, o que demanda uma grande área de coletores, assim como grande quantidade de calor circulando pelo sistema. Esta desvantagem poderia ser contornada, fazendo-se uso de coletores concentradores, no sentido de se conseguir temperaturas mais altas. A temperatura no gerador porém é limitada, pois os refrigerantes tendem a perder sua estabilidade acima de suas temperaturas críticas.

Uma outra contribuição importante, apresentada também por Sokolov e Hershgal [47], foi o estudo de um sistema híbrido, semelhante ao reportado em [45]. Para fonte de geração térmica solar. Cabe aqui ressaltar que o trabalho desses autores, apesar de não apresentar informação detalhada do sistema estudado, foi de grande importância para a realização deste trabalho, pois constitui-se na principal referência bibliográfica. São apresentados gráficos para a temperatura de geração, eficiência total do sistema, coeficiente de desempenho térmico do sistema e da eficiência do coletor no sistema, todos eles para diferentes temperaturas de estagnação. No trabalho dos autores não é feita uma análise econômica, como também não é relatada informação sobre o método numérico empregado. Foi utilizado como fluido de trabalho o R114, a exemplo de todos os sistemas estudados por eles.

CAPÍTULO 3

O EJETOR

3.1 INTRODUÇÃO

O coração do ciclo de refrigeração com ejetor é logicamente o ejetor. Varias teorias foram desenvolvidas para a modelação do cálculo e funcionamento do ejetor. Contudo todas elas têm como base dois modelos, um apresentado por Keenan et al. [32] e outro por Zerem et al. [57]. O modelo mais completo foi desenvolvido pelo primeiro, sendo este o mais utilizado na literatura encontrada, o qual será empregado neste trabalho com as modificações necessárias para um fluido real.

3.2 TEORIA DE KEENAN

Um estudo muito importante sobre a modelação e funcionamento do ejetor foi realizado por Keenan et al. [31] e [32]. Na introdução do trabalho os autores estabelecem como objetivo estudar o desempenho do ejetor, supondo-se que a mistura do vapor primário e do vapor secundário ocorre numa primeira condição a pressão constante e numa segunda condição com área constante. Explica-se que outras hipóteses para a mistura são possíveis, mas que tornam a análise complicada. Os resultados previstos pela teoria são comparados com alguns experimentos realizados com ar. A análise empregada pelos autores foi feita para um ejetor, como é esquematizado na figura 3.1.

As equações da energia, continuidade, quantidade de movimento linear, e relações para gás perfeito são escritas na forma genérica entre duas seções **a** e **b**, que são apresentadas a seguir.

(i) equação da quantidade de movimento linear

$$\sum(M V)_a - \sum(M V)_b + (P_a - P_b) A_b = 0 \quad (3.1)$$

(ii) equação de energia

$$\sum \left[M \left(h + \frac{V^2}{2} \right) \right]_a - \sum \left[M \left(h + \frac{V^2}{2} \right) \right]_b = 0 \quad (3.2)$$

(iii) equação da continuidade

$$\sum \left(\frac{VA}{\upsilon} \right)_a - \sum \left(\frac{VA}{\upsilon} \right)_b = 0 \quad (3.3)$$

(iv) relações para gás perfeito

$$P \upsilon = R T \quad (3.4)$$

$$h = c_p T \quad (3.5)$$

onde P é pressão, V a velocidade do fluido, υ volume específico do fluido, h a entalpia e M é a taxa mássica ou fluxo de massa (ρVA).

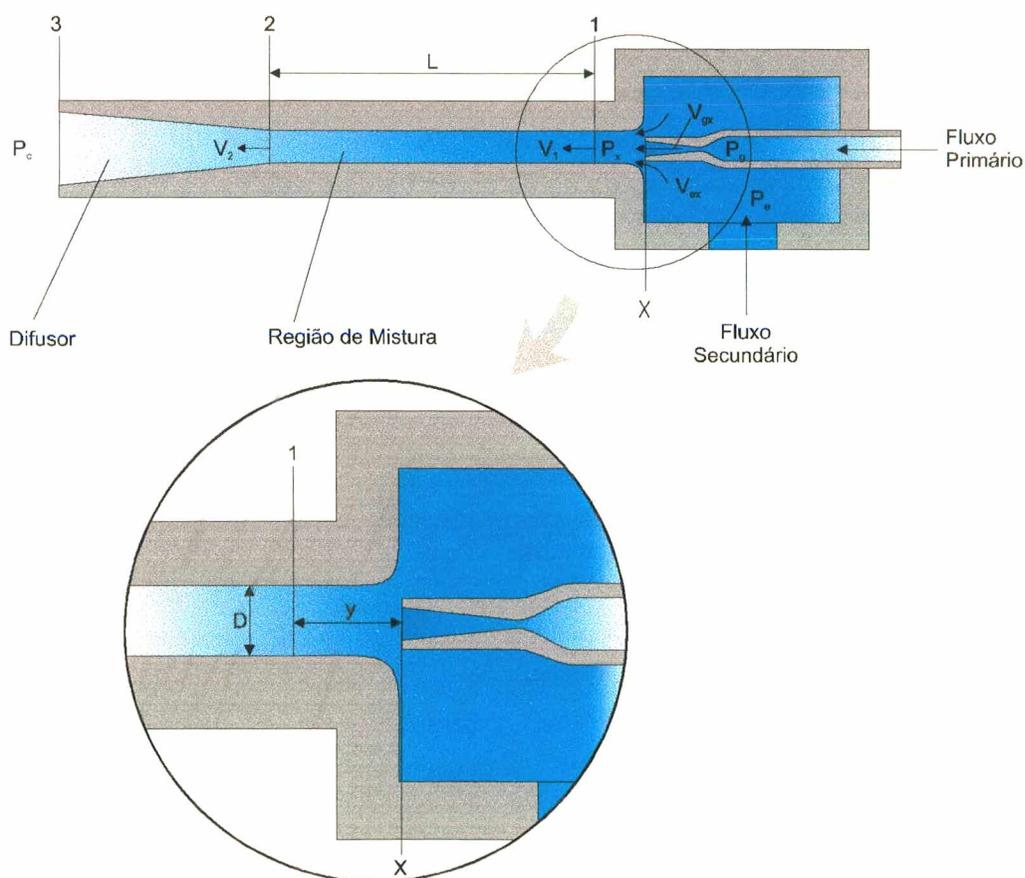


Figura 3.1 Esquema do ejetor

A hipótese de mistura que ocorre à pressão constante é a primeira a ser adotada fazendo-se a seção **a** coincidir com a seção **x** e a seção **b** coincidir com a seção **1** da figura 3.1. Usando as

relações anteriores é calculado o número de Mach na seção **1**. A análise do escoamento foi feita para os dois regimes de velocidade possíveis na entrada do difusor do ejetor. No caso da velocidade ser subsônica na entrada do difusor, supõe-se que o processo é adiabático reversível. Deste modo pode-se calcular as propriedades na saída do difusor. Se a velocidade for supersônica antes da entrada do difusor, tem-se novamente dois casos: Pode ocorrer uma onda de choque entre os pontos **1** e **2** e o escoamento tornar-se subsônico na entrada do difusor. O processo de desaceleração do escoamento subsônico no difusor até as condições na saída é considerado como reversível e isoentrópico. Se o escoamento na entrada do difusor for supersônico, utiliza-se métodos válidos experimentalmente para cálculo das propriedades na saída do difusor.

Na análise da hipótese de mistura ocorrendo com área constante, faz-se as seções **a** igual a seção **1** e a seção **b** igual a seção **2**. Em função das quantidades já conhecidas é possível obter-se uma equação do segundo grau para o número de Mach na seção **2**. As raízes dessa equação (se forem reais) representam os estados antes e depois da onda de choque.

Os resultados qualitativos para diferentes valores A_2 / A_x (razão entre as áreas da seção **2** e a seção **x**) e P_x / P_e estão apresentadas na figura 3.2. A análise se inicia pelo caso de mistura a pressão constante (linha cheia da figura 3.2). No ponto A ($\omega = 0$)¹ não existe fluxo secundário de massa, podendo-se considerar que a área A_x seja igual a área A_1 ($A_x = A_{gx}$, $A_{ex} = 0$). Aumentando-se A_x ($A_x = A_{gx} + A_{ex}$) através de A_{ex} (A_{gx} permanece constante) a pressão na seção **1** pode ser baixada o suficiente para que se tenha um escoamento supersônico do fluxo de massa secundário na seção **x**, quando esse expande-se de P_e até P_1 . Isso ocorre porque o fluxo de massa principal normalmente sai do bocal num escoamento divergente em direção a seção **1**, fazendo com que o fluxo secundário de massa escoe até a seção **1** por uma região análoga a um bocal convergente. Essa situação está apresentada no trecho A-B. Aumentando-se continuamente a área A_{ex} , a velocidade do escoamento do fluxo secundário da massa na seção **x** diminui até atingir o limite sônico (ponto B). A partir desse ponto, a velocidade na seção **x** é subsônica. Finalmente, quando a área A_{ex} tende ao infinito chega-se até o ponto C. Neste ponto as pressões tem o mesmo valor, ou seja: $P_e = P_x = P_1 = P_2$. Conforme o escoamento dirige-se do ponto B ao ponto C, observa-se que ω passa por um máximo. Isso decorre das influências antagônicas de aumento de área para o fluxo secundário de massa e da diminuição da diferença entre P_x e P_e .

causando uma diminuição na velocidade. A velocidade da mistura na seção **1** pode ser supersônica ainda que a velocidade do fluxo secundário seja subsônica. Isso é possível porque a velocidade de entrada do fluxo primário é maior que a velocidade do fluxo secundário. O ponto correspondente a essa situação está indicado na figura 3.2 $M_1 = M_2 = 1$. Supondo que a velocidade seja supersônica na seção **1**, pode ocorrer uma onda de choque entre a seção **1** e **2** com o correspondente aumento na pressão. A curva de P_2 / P_e corresponde a essa situação depois do choque e está representada na figura 3.2, com o título **pressão estática após do choque**. A curva **pressão de estagnação após mistura** mostra a razão P_3 / P_e , ou seja, a pressão após a desaceleração considerada reversível e isoentrópica até P_3 onde a velocidade é zero. O ponto A representa um processo de desaceleração adiabática e reversível de fluxo primário de massa desde a seção **x** as condições de estagnação na seção **3**. Como o processo de mistura ocorre a pressão constante, P_3 é igual a P_x . A curva **pressão de estagnação após choque** representa como o título indica a pressão de estagnação após o choque. A pressão de estagnação após o choque é menor que a pressão de estagnação após a mistura devido a irreversibilidade do choque. As curvas tracejadas representam os valores da pressão estática P_2 / P_e para o processo de mistura com área constante. Agora entre a região **x** e **1** não existe mais, sobrando somente a região compreendida entre as seções **1** e **2** e **2** e **3**. Analisando inicialmente a região entre as seções **1** e **2**, os pontos na curva tracejada entre A e G representam situações sem onda de choque nessa região, enquanto a curva tracejada entre os pontos H e F, a situação oposta. Os pontos A, F e E representam novamente a situação onde somente o fluxo primário está presente e as curvas tracejadas acima delas representam as respectivas pressões de estagnação com o sem choque (indicadas por **pressão de estagnação após choque** e **pressão de estagnação após mistura** respectivamente). Os pontos G, H, e J também representam situações onde não há fluxo de massa secundário porque nesse caso P_1 é igual a P_e . Analisando os pontos G e J onde também existe somente o fluxo primário, pode-se ver que eles não são fisicamente possíveis porque ambos os casos no escoamento entre as seções **1** e **3** ocorre um aumento de pressão (da pressão P_e até a pressão P_3 de estagnação) com entalpia constante. Para isso ocorrer, a entropia deve diminuir e portanto esse processo não pode ocorrer por violar a segunda lei da termodinâmica. Com relação ao ponto H, a única maneira de atingi-lo seria a ocorrência de uma onda de choque após a expansão do

¹ ω é a razão de fluxo de massa secundário ao primário

valor de P_2 (pressão estática) possível. Os resultados dos testes mostraram que os valores de P_2 medidos variam na faixa de 93 a 99 por cento dos valores calculados. A medida se alcança o aproximamos o valor máximo de ω calculado, a diferença percentual aumenta, especialmente nos casos em que a área A_{ex} é muito menor que a área A_{gx} .

Em ejetores pequenos, se a espessura da parede do bocal for da ordem da área A_{ex} , o fluxo secundário de massa será menor que o previsto pela teoria (onde a espessura do bocal é zero). Mudanças na pressão P_2 foram analisadas a partir de fotografias ($A_2 / A_{gx} = 4$ e $P_1 / P_e = 11,24$) onde o bocal utilizado era somente convergente. As fotografias foram feitas para diferentes razões entre P_2 e P_e . Elas mostram que quando P_2 / P_e aumenta de 1,2 para 2,38, ocorre um choque transversal devido a presença de uma pequena camada limite mas ω fica constante e igual a 0,057. Subindo-se a razão P_2 / P_o para 2,84, a onda de choque avança até a entrada do fluxo de massa secundário e ω diminui para 0,052. Quando P_2 / P_e atinge 3,12, a onda de choque passa a entrada do fluxo secundário de massa a desaparece na região subsônica.

Nos testes dos ejetores com a hipótese de mistura a pressão constante, a principal dificuldade encontrada foi a escolha adequada do formato do ejetor entre as seções **x** e **1**. Por isso é difícil fazer-se uma análise comparativa entre os resultados experimentais e os resultados obtidos teoricamente. A expectativa é que quando mais distante o bocal estiver da seção **1** e quando maior for o fluxo secundário de massa, melhor será a concordância entre a teoria e os dados experimentais.

Testando-se uma seção cônica de 4° de inclinação e $y / D = 6$ (razão entre a distancia da saída do bocal até a área A_1 e o diâmetro da seção) obtém-se valores de ω próximos aos valores máximos calculados usando-se a hipótese de mistura com área constante. Afastando-se o bocal mais um pouco, ou seja $y / D = 8$ obtém-se valores de ω aproximadamente vinte por cento maiores que os valores máximos calculados pela teoria. Segundo os autores, isso mostra a inadequação da hipótese assumida no processo.

Com relação ao comprimento da região de mistura, essa depende do fluxo que entra na seção **1**. Se o escoamento for subsônico, o tubo deve promover a melhor mistura possível. Uma estimativa desse comprimento é aproximadamente entre sete e oito vezes o diâmetro da seção de

mistura. No caso de escoamento supersônico, essa estimativa foi feita com base na variação da pressão estática entre as seções 1 e 2. Os dados experimentais mostram que existe um comprimento adequado que maximiza P_3 e ao mesmo tempo ω .

O último parâmetro analisado, refere-se a posição do bocal em relação as diferentes entradas do vapor secundário. A figura 3.3 ilustra os resultados obtidos. A conclusão que pode ser tirada a partir desse gráfico. O bocal deve ser instalado a uma certa distancia da seção 1 e que existem pontos ótimos de instalação para o bocal de formas a maximizar ω . Segundo Keenan et al., esse efeito ocorre porque o fluxo primário de massa que inicialmente sai divergente do bocal pode apresentar contrações. Se uma dessas contrações coincidir com a seção 1 teremos um máximo ω , pois o fluxo de massa secundário é facilitado. Os grandes picos associados com a entrada cônica de quatro graus parecem estar associados ao escoamento supersônico do vapor secundário.

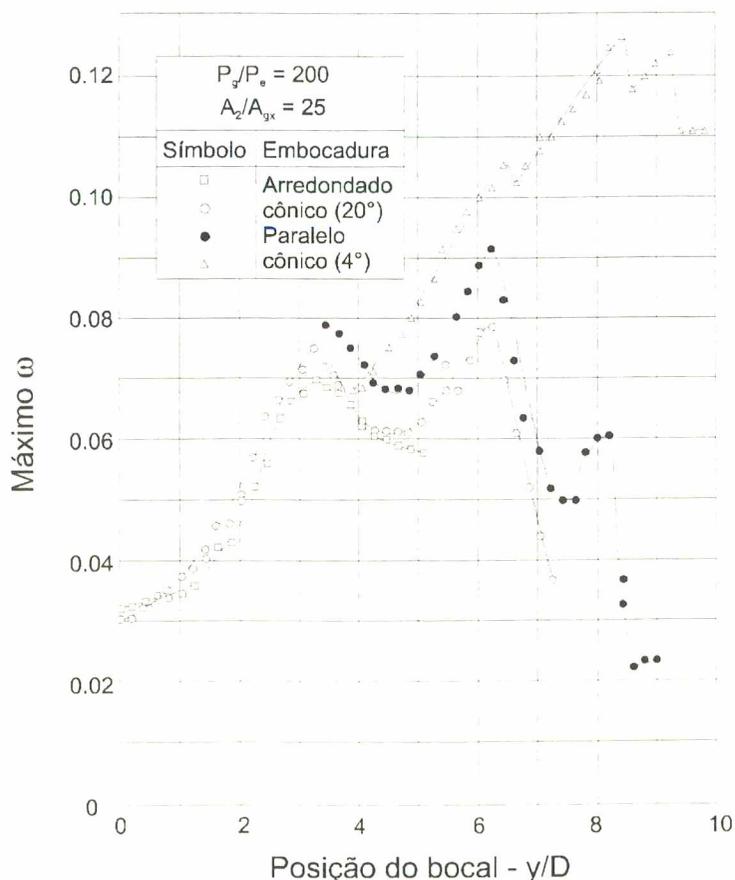


Figura 3.3 Variação de ω com a posição do tipo de bocal [32]

3.3 TEORIA DE ZEREN

A metodologia de cálculo de Zeren et al. [57] é diferente da usada por Keenan. Nos esquemas do ejetor apresentados no trabalho dos autores, o escoamento do fluxo primário de massa entra diretamente na seção de mistura. A região entre as seções A_x e A_1 da figura 3.1 é ocupada pelo corpo do bocal. Seu projeto do ejetor procura levar em conta o atrito existente na região de mistura, usando a correlação de Blasius² para computar o coeficiente de atrito. O cálculo dos parâmetros do ejetor é constituído de duas iterações. Na primeira iteração considera-se as seguintes hipóteses:

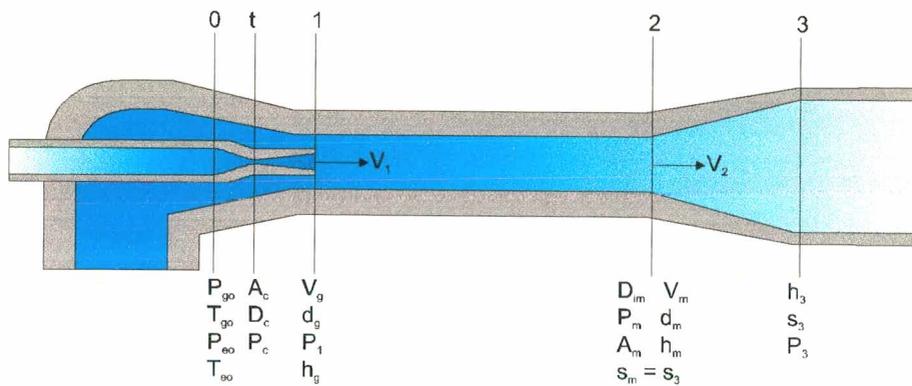


Figura 3.4 Esquema do ejetor usado por Zeren et al.

[u1][u2][u3]

- i) O processo de expansão no bocal é isentrópico e adiabático.
- ii) A perda de carga na seção de mistura é desconsiderada.
- iii) O processo de expansão no difusor também é considerado isentrópico.
- iv) Supõe-se que a mistura seja de vapor saturado seco ($x = 1$) na entrada do difusor.
- v) Os fluxos primário e secundário entram no ejetor no estado de vapor saturado seco ($x=1$) (Zerem et al. garantiram a saturação do fluxo primário de massa usando um reservatório entre o coletor e o entrada do fluxo primário da massa no ejetor).
- vi) O fluxo secundário de massa M_e é conhecido.

² Veja referencia [28]

Além dessas hipóteses, nas duas iterações supõe-se que a pressão na seção **1** é igual a pressão na entrada do fluxo secundário de massa e que a pressão P_3 na saída do difusor é conhecida. A velocidade do escoamento na seção **3** é nula.

A seqüência de cálculo pode ser resumida como segue (as incógnitas em cada seção do ejetor estão indicadas na figura 3.4).

3.3.1 PRIMEIRA ITERAÇÃO

- a) Determinação das propriedades do fluxo de massa (primário e secundário) na seção **0**. Dados P_{g0} , T_{g0} , P_{e0} , e T_{e0} determina-se os valores de h_{g0} , s_{g0} , e h_{e0} a partir de dados conhecidos.
- b) Calcula-se h_g na seção **1** através de s_{g0} e a pressão $P_1 = P_{e0}$ conhecidos. A velocidade V_g na seção é calculada através da equação de energia, resultando,

$$V_g = \sqrt{2(h_{g0} - h_g(s = s_{g0}, P = P_{e0}))} \quad (3.6)$$

- c) A velocidade na entrada do difusor é computada através da equação da energia, resultando:

$$V_m = \sqrt{2(h_3 - h_m)} \quad (3.7)$$

A entalpia h_m é calculada sabendo-se que a pressão P_m é igual a pressão P_1 e que o título da mistura na seção **2** é unitário. A entalpia h_3 é determinada a partir do valor da entropia $s_3 = s_2$ e da pressão P_3 , que é uma informação de entrada do projeto do ejetor.

- d) O valor da entalpia h_3 é recalculado fazendo-se um balanço de energia entre as seções **0** e **3** como segue.

$$M_e h_{e0} + M_g h_{g0} = M_m h_3 \quad (3.8)$$

Onde os valores de M_e , h_{g0} e h_{e0} são conhecidos. A relação entre M_e e M_g vem da equação da quantidade de movimento (nessa iteração não há atrito) e da equação da continuidade.

- i) Equação da quantidade de movimento linear

$$M_e V_e + M_g V_g - F + (P_2 - P_3)A_2 - M_m V_m = 0 \quad (3.9)$$

ii) Equação da continuidade

$$M_e + M_g = M_m \quad (3.10)$$

de onde pode-se obter:

$$M_e = -\frac{M_m V_m}{V_g} + M_m \quad (3.11)$$

$$M_g = -\frac{M_m V_m}{V_g} \quad (3.12)$$

a substituição de M_e e M_g na equação da quantidade de movimento resulta finalmente em:

$$h_3 = h_{go} \frac{V_m}{V_g} + h_{eo} \left(1 - \frac{V_m}{V_g}\right) \quad (3.13)$$

e) Do balanço de energia entre as seções **2** e **3**, tem-se,

$$h_m = h_3 - \frac{V_m^2}{2} \quad (3.14)$$

Outras propriedades, por exemplo a entropia s_m da mistura na seção x podem ser determinadas através da pressão $P_m = P_2$ e h_m agora conhecidos.

O fluxo de massa primário pode ser computado usando-se as equações da quantidade de movimento e continuidade, resultando

$$M_g = M_m - M_e = M_e \left[\frac{1}{\left(1 - V_m/V_g\right)} - 1 \right] \quad (3.15)$$

onde:

$$M_m = \frac{M_e}{1 - V_m/V_g} \quad (3.16)$$

3.3.2 SEGUNDA ITERAÇÃO

Na segunda iteração, introduz-se o efeito do atrito no escoamento da mistura entre as seções **1** e **2**. O procedimento é como segue:

a) Inicialmente calcula-se o número de Reynolds na seção **2**.

$$Re_m = \frac{4M_m}{\pi D_m \mu_m} \quad (3.17)$$

b) O coeficiente de atrito é calculado pela equação de Blasius como segue:

$$C_f = 0.079 Re_m^{-0.25} \quad (3.18)$$

c) Compute-se então a força de atrito dada por:

$$F = \frac{2C_f L M_m V_m}{D_m} \quad (3.19)$$

d) A pressão P_m é recalculada como segue:

$$P_m = P_1 - \frac{F}{A_m} \quad (3.20)$$

Conhecendo-se o novo valor da pressão P_m e h_m da iteração anterior, pode-se então calcular o valor da entropia s_m . Conhecendo-se P_3 e $s_3 = s_m$, precede-se o cálculo do novo valor da entalpia h_3 . A seguir faz-se o novo cálculo do valor de M_g usando-se a equação da energia entre as seções **2** e **3**.

Da equação da quantidade de movimento, calcula-se mais uma vez o fluxo primário da massa e finalmente todas as dimensões (A_t , A_n , A_m , D_t , D_n , D_m e L) do ejetor. Além do valor das áreas A_{gx} , A_{ex} , e A_m , Zerem et al. propõe o calculo de área mínima do bocal de modo a maximizar o fluxo primário de massa.

Esse cálculo é feito minimizando-se a equação da continuidade aplicada entre a seção **0** e a seção **t** escrita na seguinte forma:

$$\frac{A_t}{M_g} = \frac{v(s_t = s_{g0}, P_1)}{\sqrt{2[h_{g0} - h_t(s_t = s_{g0}, P_1)]}} \quad (3.21)$$

3. 4 MODELO TEÓRICO PROPOSTO

O projeto do ejetor normalmente é feito a partir do conhecimento de P_g , P_e , P_x , A_{gx} , A_{ex} e ω , assume-se também que os fluxos primário e secundário estão na condição de vapor saturado seco. Seu desempenho depende muito das suas características construtivas, especialmente dos aspectos referentes a precisão dimensional e ao acabamento superficial

3.4.1 CÁLCULO DO EJETOR

A modalidade aqui apresenta é a modificação do modelo de Keenan et al. Esta modificação foi utilizada por Sokolov e Hershgal [42] para o caso de gases reais. As equações que regem a dinâmica do ejetor foram estudadas pelos primeiros, onde as equações foram particularizadas para gás ideal. No caso de gases reais torna-se necessária a utilização de tabelas ou equações das propriedades termodinâmicas, sendo necessário o uso de métodos que facilitem a solução das equações envolvidas.

As hipóteses simplificativas admitidas para o desenvolvimento da análise são as seguintes:

- i) O escoamento do fluido é unidimensional.
- ii) Efeitos de atrito são desconsiderados.
- iii) O processo é admitido isentrópico, exceto na onda de choque.
- iv) Os escoamentos de massa (primário e secundário) partem da condição de estagnação.
- v) O fluxo resultante na saída do ejetor se encontra nas condições de estagnação.
- vi) A pressão permanece inalterada na seção de mistura dos dois fluxos.

As primeiras hipóteses podem ser relaxadas sem um grande efeito nos resultados obtidos. A última hipótese representa uma das condições propostas por Keenan et al., sendo necessária para permitir que o desempenho do ejetor seja calculado.

O procedimento inicia-se pela estimativa de um valor para P_x (veja figura 3.1), admitindo-se também que o processo de expansão dos dois escoamentos até a seção x ocorra isentrópicamente. Com estas hipóteses tem-se,

$$S_{go} = S_{gx} \quad (3.22)$$

$$S_{co} = S_{cx} \quad (3.23)$$

Como a pressão P_x na seção x é conhecida (valor inicial arbitrado), o estado de ambos escoamentos ficam determinados. Aplicando a equação de energia entre os pontos anteriores, pode-se calcular as velocidades como segue,

$$V_{gx} = \sqrt{2(h_{go} - h_{gx})} \quad (3.24)$$

$$V_{ex} = \sqrt{2(h_{eo} - h_{ex})} \quad (3.25)$$

Conhecendo-se as áreas e as velocidades pode-se calcular os fluxos de massas como segue

$$M_g = A_{gx} \rho_{gx} V_{gx} \quad (3.26)$$

$$M_e = A_{ex} \rho_{ex} V_{ex} \quad (3.27)$$

A seguir, determina-se as condições de fluxo resultante no final da seção de mistura, depois que os dois fluxos tomam lugar. As propriedades termodinâmicas associadas aos dois fluxos, juntamente com os valores do fluxo de massa em x (antes da mistura) são conhecidos. Pela hipótese de pressão constante tem-se:

$$P_1 = P_x \quad (3.28)$$

As equações da continuidade, quantidade de movimento e energia correspondente ao volume de controle limitado pela seção da mistura e a seção x resultam em:

$$M = M_g + M_e \quad (3.29)$$

$$M_g V_{gx} + M_e V_{ex} = M V_1 \quad (3.30)$$

$$M_g \left(h_{gx} + \frac{V_{gx}^2}{2} \right) + M_e \left(h_{ex} + \frac{V_{ex}^2}{2} \right) = M \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) \quad (3.31)$$

A solução destas equações fornece o estado termodinâmico em **1**. Uma onda de choque entre as seções **1** e **2** torna o escoamento de supersônico em **1** para subsônico em **2**. As equações

na seção 2 são determinadas aplicando-se as equações da continuidade, quantidade de movimento, e energia expressas nas formas,

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2 \quad (3.32)$$

$$P_1 + \rho_1 V_1^2 = P_2 + \rho_2 V_2^2 \quad (3.33)$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (3.34)$$

As perdas devido ao choque podem ser minimizadas se o número de Mach antes do choque permanece próximo a unidade. Da seção 2 até a saída do difusor o processo é isentrópico e a velocidade é considerada nula na saída.

$$P_c = P_{co} = P_3 \quad (3.35)$$

Resumindo, se P_g e P_e são conhecidos e P_x estimado, conhecendo-se as áreas A_{gx} e A_{ex} , ω e P_c podem ser calculados seguindo a rotina de cálculo descrita anteriormente. Para um gás perfeito, estas equações podem ser resolvidas analiticamente, pela introdução da equação de estado na forma apropriada. Para gás real a solução destas equações só pode ser obtida por métodos numéricos, já que as equações de estado são complexas, o que impossibilita sua resolução explícita.

3.4.2 OTIMIZAÇÃO DO EJETOR

Keenan et al. [32] mostraram que a pressão de saída do ejetor é função de três variáveis independentes, a saber,

$$P_c = f(\omega, P_x, P_g) \quad (3.36)$$

Esta função tem um máximo que define o valor P_x uma vez que se conheçam ou se fixem os valores de P_g e ω . O ejetor que para um determinado valor de ω tem um valor P_x que maximize P_c é chamado de ejetor ótimo.

No caso de a pressão P_c ser um parâmetro de entrada, como é caso presente, torna-se necessário encontrar a relação de fluxo de massa ω que ser expressa como função de três variáveis, a saber,

$$\omega = \omega(P_c, P_x, P_g) \quad (3.37)$$

Neste caso a função tem um máximo que define o valor ω , uma vez conhecidos os valores de P_g e P_c . Semelhantemente ao primeiro caso, o ejetor ótimo é aquele que para um determinado P_c , exista um valor P_x que maximize ω .

Todos os ejetores referidos neste trabalho, que operem com os fluxos de massa primário e secundário na condição de vapor saturado seco, devem ser construídos com as áreas A_{gx} e A_{ex} , de maneira a se aproximarem o máximo possível da geometria do ejetor ótimo.

A seguir são apresentados alguns exemplos práticos de otimização de um ejetor operado com R114³. As condições necessárias ao projeto do ejetor são cinco como seguem:

- i) Condições do fluxo primário da massa (suposto saturado seco).
- ii) Condições de fluxo secundário de massa (suposto saturado seco).
- iii) P_x calculado a partir da pressão de estagnação do vapor secundário $0 < P_x < P_c$.
- iv) Razão ω entre os dois fluxos de massa.
- v) Pressão de estagnação P_3 na saída do ejetor.

Foram calculados dois casos. No primeiro, variando as condições de entrada dos dois fluxos de massa para um determinado ω . No segundo, também são variadas as condições de entrada dos dois fluxos de massa para um determinado P_3 ou P_c .

Para o primeiro caso, o ejetor ótimo é aquele que apresenta o maior valor possível de P_3 com as condições de entrada conhecidas. O problema consiste em achar o valor de P_x ótimo de modo de maximizar P_3 . Este problema representa a maximização de equação (3.36) com restrições (as equações do ejetor). O processo de solução consiste na procura de P_x no intervalo $0 < P_x < P_c$ para o qual tem-se um máximo P_3 .

³ O R114 foi usado neste caso como exemplo de ilustração, por ser o mais recomendado na literatura encontrada.

Para o segundo, parte-se da hipótese de que o valor de P_3 é conhecido (suposto máximo), juntamente as equações de entrada para encontrar um valor ω . Segundo Keenan et al. [32], o valor de ω tem que ser o mais alto possível. A solução consiste portanto da maximização da equação (3.37) com restrições (as equações do ejetor). Da mesma maneira que no primeiro caso, o processo de solução consiste na procura do valor da pressão P_x no intervalo $0 < P_x < P_e$ para obter o máximo valor possível de ω .

No sentido de aproximar o processo do caso real [43], adotou-se um rendimento de 0,9 para o processo de expansão do fluxo secundário até a seção x . Para o processo de expansão no bocal adotou-se um rendimento de 0,9, e para o difusor do ejetor um rendimento de 0,86. Admite-se também que existe uma onda de choque entre as seções **1** e **2**, onde a velocidade do escoamento passa de supersônico a um subsônico.

Observa-se nas figuras (3.5) e (3.6), que para as condições de entrada dos fluxos primário e secundário o ponto máximo de P_3 tende a diminuir e a deslocar-se para a esquerda (menor valor de P_x / P_e) a medida em que se aumenta o valor de ω . Para P_3 conhecido ou desejado (fixo) o, valor de ω tende a aumentar e a deslocar-se para esquerda a medida que T_g vai aumentando, como pode ser visto nas figura (3.7) e (3.8).

Uma observação quanto a esta metodologia de calculo é que ela não fornece informações quanto a geometria das dimensões do bocal e dimensões da região de mistura do ejetor, mas a informação obtida permite calcular todas as dimensões, fazendo uso das equações apresentadas por Keenan et al. [32], Zerem-Holmes [58], e Murthy et al. [38]. Essas equações foram comprovadas experimentalmente.

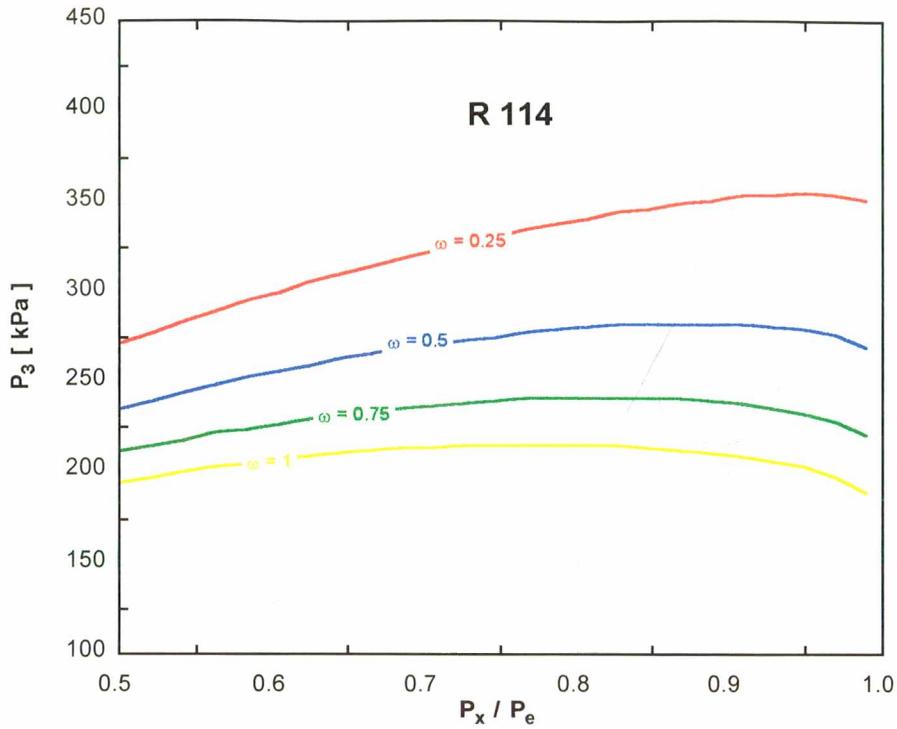


Figura 3.5 Influência da razão do fluxo de massa na pressão de estagnação na saída do ejetor, para $T_e = 4^\circ\text{C}$ e $T_g = 80^\circ\text{C}$

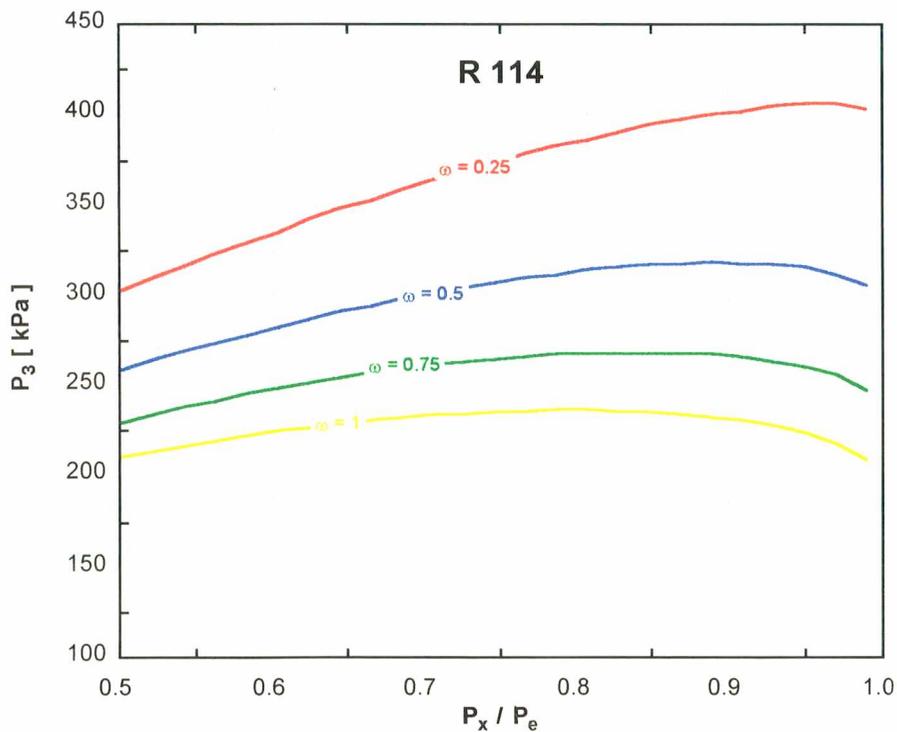


Figura 3.6 Influência da razão do fluxo de massa na pressão de estagnação na saída do ejetor, para $T_e = 4^\circ\text{C}$ e $T_g = 100^\circ\text{C}$

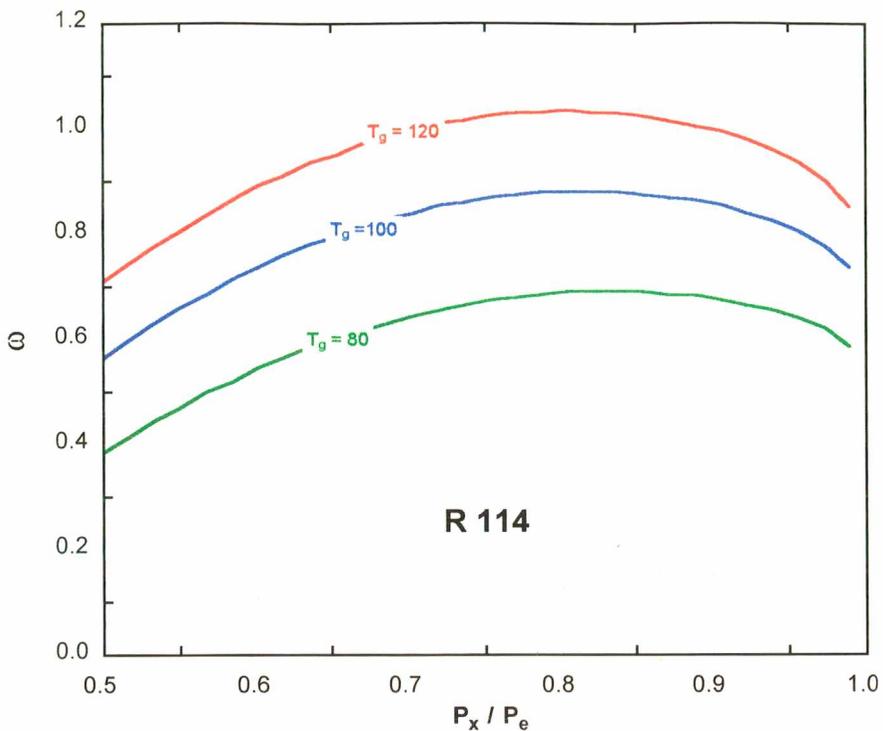


Figura 3.7 Influência da temperatura de geração na razão de fluxo de massa para $T_e = 4$ °C e $T_c = 30$ °C, T_g [°C]

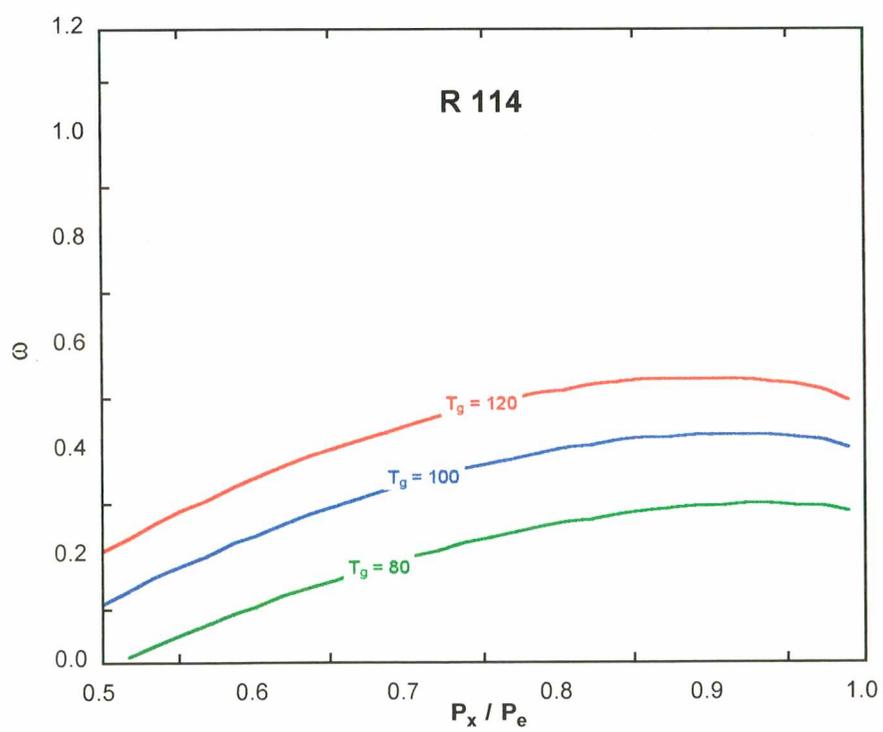


Figura 3.8 Influência da temperatura de geração na razão de fluxo de massa para $T_e = 4$ °C e $T_c = 40$ °C, T_g [°C]

CAPÍTULO 4

MODELAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR ASSISTIDO POR ENERGIA SOLAR

4.1 INTRODUÇÃO

As características de desempenho dos componentes que constituem o ciclo ejetor serão exploradas neste capítulo. Estes componentes não atuam isoladamente, mas combinados num sistema, de modo que seus desempenhos tornam-se interdependentes. É objetivo deste capítulo tornar possível o conhecimento do comportamento do sistema inteiro a partir das características individuais dos componentes que constituem o sistema. Uma função deste capítulo é a de fornecer uma análise dos sistemas de refrigeração com ejetor e a influência do ejetor sobre o desempenho desses sistemas. Por exemplo inserção do booster, do coletor solar (qualidade) e quantidade de radiação disponível e a influência da carga de refrigeração, da temperatura de refrigeração e da temperatura de condensação sobre o comportamento do ciclo são examinados em detalhe

O passo tradicional de análise de sistemas é o da determinação dos pontos de equilíbrio. Neste método, os comportamentos característicos de componentes interligados são expressas em função das mesmas variáveis e então ilustrados graficamente. A interseção das curvas de operação ou desempenho, correspondentes a cada equipamento, indica que a condição de compatibilidade para cada equipamento é satisfeita, determinando em consequência o ponto em que o sistema composto pelos equipamentos irá operar.

Um método mais geral para análises de sistemas, que será aqui empregado é o da simulação de sistemas e é baseado mais em procedimentos matemáticos do que gráficos. A interseção de duas curvas, que determina o ponto de equilíbrio, sugere que este ponto seja a solução de um sistema de duas equações simultâneas. A simulação de sistemas é de fato a solução simultânea das equações que representam o comportamento característico de todos os componentes que compõem o sistema, respeitados naturalmente as equações da conservação da massa, quantidade de movimento linear, energia e equações de estado.

Este capítulo apresenta primeiramente as características do ciclo ejedor convencional, depois o ciclo ejedor com booster auxiliar. A seguir, esses sistemas são analisados tendo como fonte a energia solar provida por coletor solar plano de desempenho conhecido.

Os diagramas freqüentemente utilizados na análise de ciclos de refrigeração, são o diagrama entalpia - pressão (P-h) e o diagrama entropia - temperatura (T-s). Dos dois, o diagrama entalpia - pressão é o mais apropriado para refrigeração e será portanto utilizado para ilustração dos ciclos.

4.2 CICLO EJETOR CONVENCIONAL

No capítulo 1 se fez uma descrição deste ciclo. Com referencia a figura 1.4 , o coeficiente de desempenho do ciclo é por definição

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g + W_{\text{mec}}} \quad (4.1)$$

Para estudar teoricamente o ciclo e os limites do sistema de refrigeração, Hammer [24] e Sokolov e Hershgal [42] consideram o ciclo composto de dois sub-ciclos reversíveis independentes com o mesmo fluxo de massa. O sub-ciclo (1)-(2)-(3)-(4)-(5)-(1) da figura 1.4 equivale a máquina térmica de Carnot. Esse sub-ciclo consiste do fluxo primário que circula no gerador e no condensador e possui a função de fornecer a energia para a compressão do fluxo secundário que circula no outro sub-ciclo (3)-(4)-(5)-(6)-(3) que equivale também ao ciclo de refrigeração de Carnot.

O rendimento do ciclo de Carnot equivalente ao ciclo (1)-(2)-(3)-(4)-(5)-(1) é expresso por,

$$\eta = \frac{W}{Q_g} = 1 - \frac{T_c}{T_g} \quad (4.2)$$

onde W é o trabalho do ciclo correspondente a área do retângulo (1)-(2)-(4)-(5)-(1).

Para o ciclo (1)-(2)-(3)-(6)-(1), o coeficiente de desempenho é expresso por [5, 25],

$$\text{COP}_{\text{ideal}} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (4.3)$$

multiplicando-se e dividindo-se a equação (4.3) por W tem-se,

$$\text{COP}_{\text{ideal}} = \frac{Q_e}{W} \frac{W}{Q_g} \quad (4.4)$$

O fator Q_e / W nada mais é que o coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração (3)-(4)-(5)-(6)-(3), cuja área representa também o trabalho W . Este coeficiente de desempenho é expresso por,

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (4.5)$$

Das equações (4.2), (4.4) e (4.5) tem-se que,

$$\text{COP}_{\text{ideal}} = \eta \text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_e}{T_g} \frac{T_g - T_c}{T_c - T_e} \quad (4.6)$$

O fluxograma da figura 4.1 ilustra as definições apresentadas.

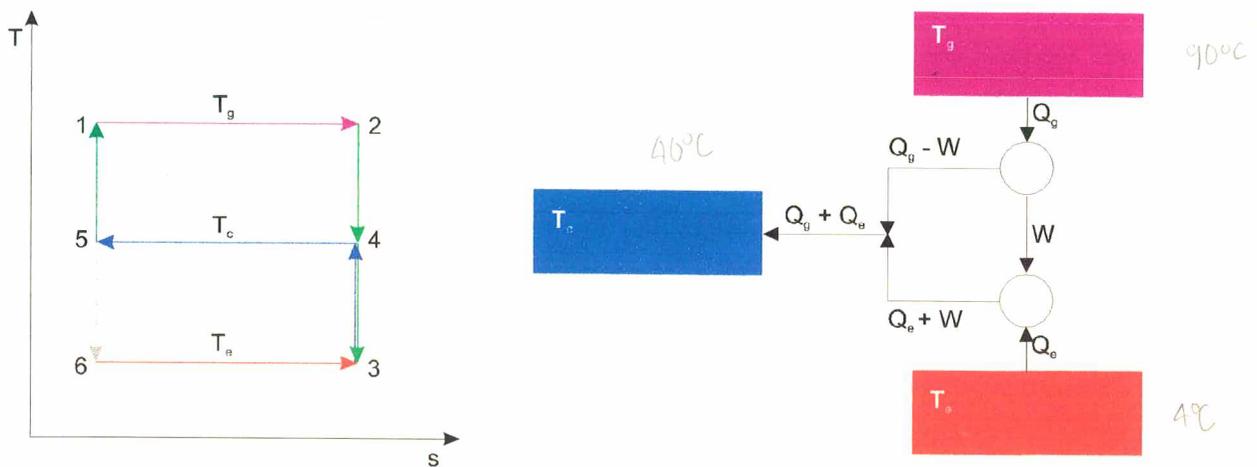


Figura 4.1 Ciclo reversível de refrigeração com ejeto

Comparando-se as expressões dos coeficientes de desempenho, pode-se observar que o $\text{COP}_{\text{ideal}}$ do sistema é menor que o $\text{COP}_{\text{Carnot}}$ pelo fator η , para as mesmas temperaturas de evaporação e condensação. Pode-se concluir que para se obter um alto coeficiente de desempenho, as temperaturas de evaporador e do gerador T_e e T_g devem ser tão altas quanto possível, enquanto que a temperatura do condensador T_c deve ser tão baixa quanto possível. Em geral as temperaturas do gerador e condensador são definidas pela fonte de calor e pela

temperatura ambiente local, respectivamente. Por conseguinte, nestas circunstâncias, a temperatura do evaporador é o único parâmetro de projeto que pode ser arbitrado.

4.3 CICLO EJETOR COM BOOSTER AUXILIAR

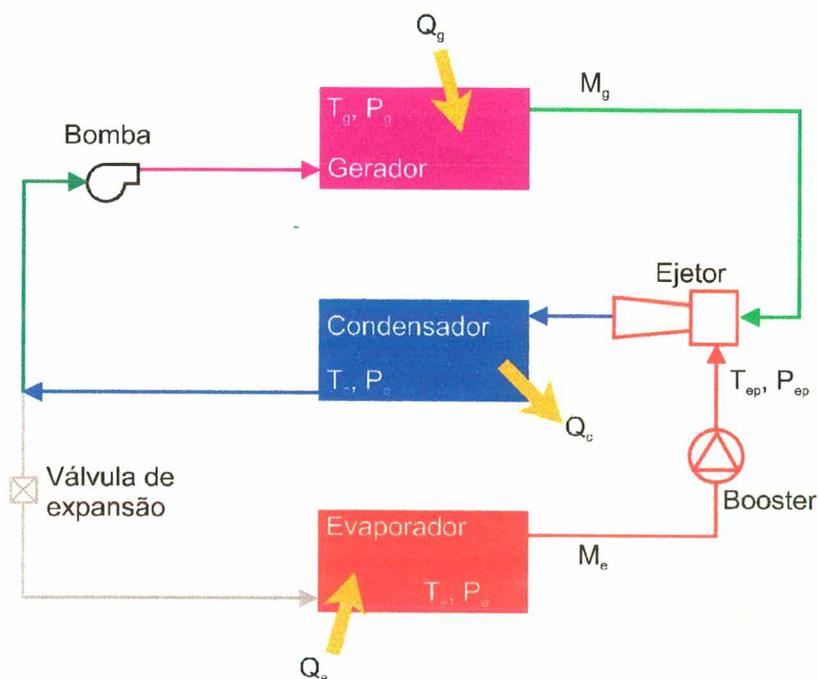


Figura 4.2 Vista esquematiza do ejetor com booster auxiliar

O ciclo ejetor com booster auxiliar esquematizado na figura 4.2 é semelhante ao ciclo ejetor convencional com uma exceção; o vapor do evaporador é submetido a duas etapas de compressão. Primeiro, experimenta uma compressão no booster (compressor projetado para operar eficientemente numa baixa relação de pressão) de P_e a P_{ep} e logo, através do ejetor, a uma pressão P_c . Uma pressão secundária maior pode acarretar um incremento de P_c ou ω . Esta modificação do ciclo ejetor convencional apresenta três desvantagens a saber: problemas no sistema, tais como o controle adequado da pressão de entrada do ejetor e a correspondente vazão, por encontrar-se o booster e o ejetor em serie e ainda, a mistura do refrigerante com óleo no ejetor, o que afeta seu funcionamento e causa necessidade de limpeza do mesmo. Adicionalmente o vapor superaquecido do refrigerante resultante do booster representa uma sobre carga no condensador.

4.4 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR, BOOSTER AUXILIAR E INTERCOOLER

Na figura 4.3 temos um esquema deste sistema. Esta modificação foi desenvolvida principalmente para eliminar as desvantagens do ciclo anterior. Este sistema é composto de dois sub-ciclos; o ciclo de compressão e o ciclo ejetor. O componente comum entre eles é o intercooler (um trocador de calor e massa).

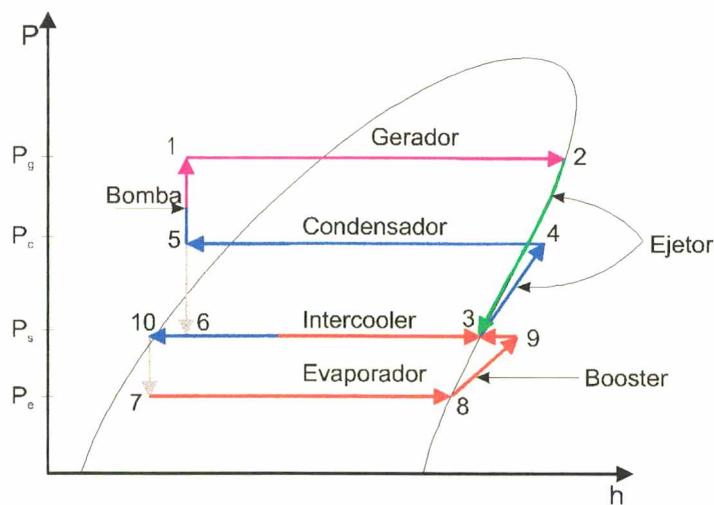
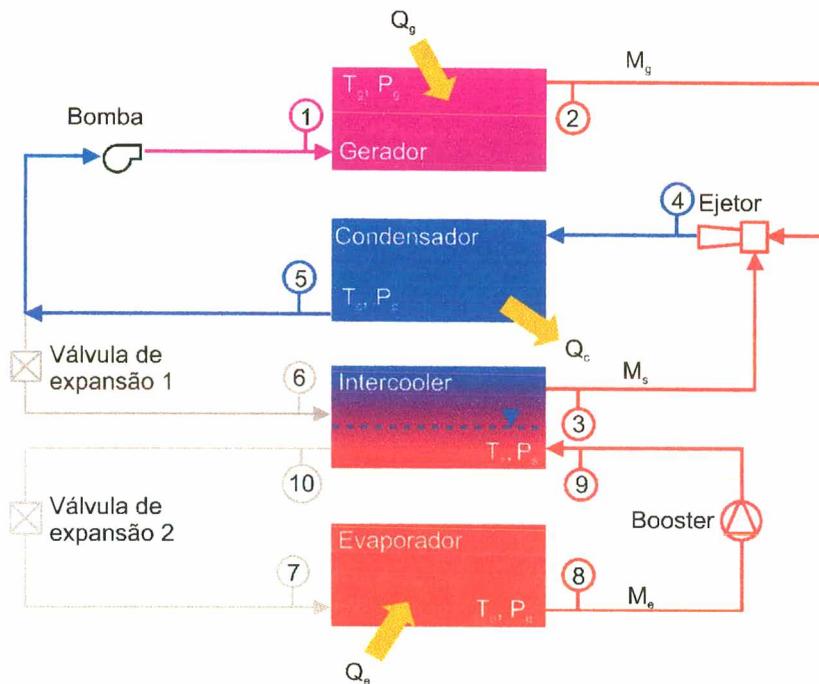


Figura 4.3 Sistema de refrigeração com ejetor e booster auxiliar com sua respectiva representação pressão-entalpia

Este sistema movido com energia mecânica e térmica apresenta duas vantagens, a saber: o sistema permite que as variáveis envolvidas no processo sejam adequadamente controladas e o fluido refrigerante que entra no ejetor não mais conterà óleo, uma vez que o booster não se encontra em série com o ejetor. O vapor oriundo do gerador (2) expande-se dentro do ejetor em um bocal e provoca a sucção do vapor secundário que vem do intercooler (3). A mistura resultante de vapor sofre então uma expansão no difusor do ejetor e vai para o condensador (4) onde ocorre mudança de fase para o estado líquido. Em seguida ocorre uma divisão do fluxo de massa (5): Uma parte vai para o intercooler (6), após expandir-se por uma válvula, enquanto a outra é bombeada até a entrada do gerador onde é evaporada, indo finalmente para o ejetor. O vapor secundário que entra no ejetor é parte do vapor do interior do intercooler. Observe-se que diferentemente do ciclo convencional, o fluxo de massa que sai do evaporador (8) não se dirige diretamente para o ejetor mas é bombeado pelo booster até o intercooler.

Os estados termodinâmicos correspondentes ilustrados no diagrama P - h são mostrados na figura 4.3. O processo de evaporação do fluxo primário no gerador é representado pelo segmento (1)-(2). O processo de mistura dos fluxos primário e secundário é indicado pelo segmento (2)-(3). A condensação da mistura dos dois fluxos de massa é representada pelo segmento (4)-(5). A divisão do fluxo após o condensador é realizada após o ponto (5). O processo de expansão na válvula de expansão está indicado pelo segmento (5)-(6), enquanto o segmento (5)-(1) representa o bombeamento do fluxo primário até o gerador. O processo de expansão do fluxo de massa do intercooler até a pressão do evaporador está indicado pelo segmento (10)-(7). O processo de evaporação é esquematizado pelo segmento (7)-(8). Finalmente, a compressão no booster está representada pelo segmento (8)-(9).

4.5 CICLO EJETOR CONVENCIONAL ASSISTIDO POR COLETOR SOLAR

O ciclo ejetor convencional assistido por coletor solar juntamente com sua representação em um diagrama pressão-entalpia é esquematizado na figura 4.4. O calor ganho pelos coletores solares é entregue ao refrigerante (1) logrando-se obter uma pressão de vaporização elevada. O vapor (2) expande-se dentro do ejetor em um bocal convergente-divergente que provoca a sucção do vapor secundário que vem do evaporador (3). A mistura resultante sofre uma desaceleração no difusor do ejetor (4), e escoar então para o condensador. Após rejeitar calor para o exterior, o

líquido sub-resfriado resultante (5) sofre uma subdivisão em dois fluxos, um dos fluxos (fluxo primário) é bombeado isentropicamente até a pressão do gerador (1), enquanto que o outro fluxo (fluxo secundário) segue para um dispositivo de expansão, onde ocorre uma expansão isentálpica até a pressão do evaporador (6).

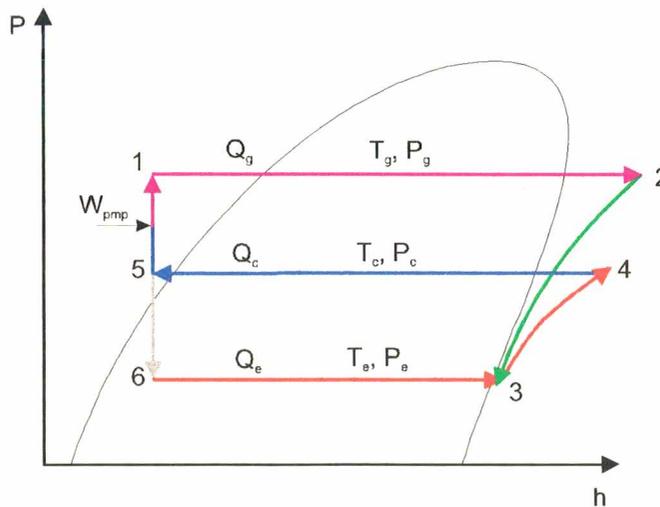
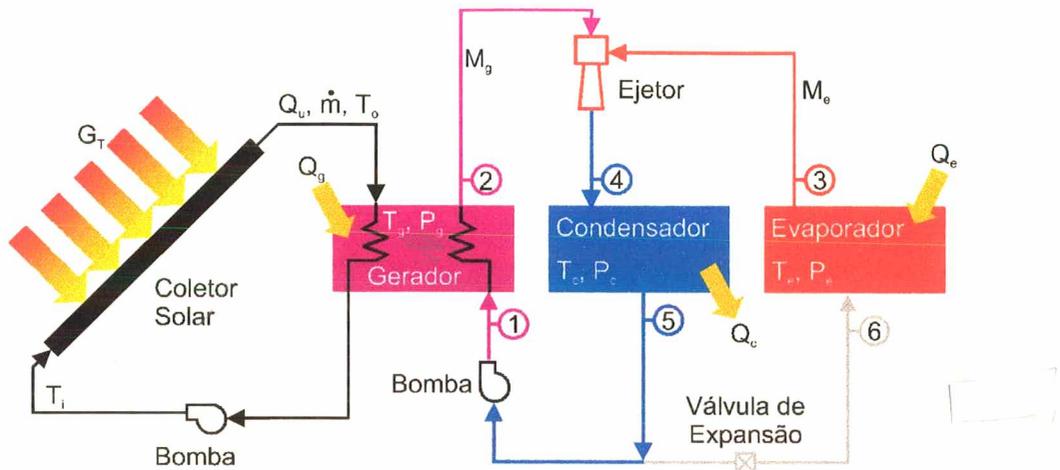


Figura 4.4 Esquema do ciclo ejedor convencional assistido por coletor solar e sua representação em um diagrama pressão - entalpia

A fonte de energia solar é representada por um coletor solar na figura 4.4, através do qual a calor ganho pelo fluido (geralmente água) é recirculado por uma bomba. O fluido entra no coletor com uma taxa mássica \dot{m} e temperatura T_i . A radiação solar absorvida eleva a temperatura do fluido até uma temperatura T_o . O calor transferido para o refrigerante eleva a

temperatura do fluido até o valor T_i na saída do gerador. Em condições ideais de transferência de calor, as temperaturas T_g e T_o são iguais. Na prática, para uma ótima transferência de calor, a temperatura T_g deverá estar tão próxima quanto seja possível a temperatura T_o . Cabe aqui mencionar que é possível combinar o gerador e o coletor em uma só unidade ou seja, fazer circular o refrigerante pelo coletor. Isto causaria modificações no coletor solar convencional de placa plana implicando em um projeto especial para o coletor.

Este sistema é composto basicamente de dois sub-ciclos. Um sub-ciclo que equivale a uma bomba de calor (1)-(2)-(3)-(4)-(5)-(1), no qual o refrigerante que circula pela bomba e opera entre os estados termodinâmicos do gerador e evaporador possui a função de fornecer a energia para a compressão do fluxo secundário que circula no outro sub-ciclo (6)-(3)-(4)-(5)-(6) o qual equivale ao de refrigeração e que opera entre as temperaturas do evaporador e condensador. O único componente mecânico deste ciclo é a bomba, a qual requer energia mecânica (elétrica) externa.

Antes que uma avaliação do desempenho de um ciclo de refrigeração possa ser feito, uma eficiência deveria ser definida. Entretanto, o índice de desempenho não é denominado eficiência, porque esse termo é geralmente reservado para designar a razão entre o que sai e o que entra. Essa razão poderia levar a interpretações errôneas se aplicada a um sistema de refrigeração, uma vez que a energia que sai no processo (4)-(5), é geralmente perdida. O coeficiente de desempenho definido na equação (4.1) por sua vez tem um significado termodinâmico e econômico. Contudo, para o ciclo ejeter onde ambas energias mecânica (elétrica) e solar são combinadas, tal definição não representa necessariamente a economia real, devido principalmente ao fato de que a energia solar possa ser obtida a um baixo custo. Por estas circunstâncias, o coeficiente de desempenho mecânico definido por,

$$\text{COP}_{\text{mec}} = \frac{Q_e}{W_{\text{mec}}} \quad (4.7)$$

onde W_{mec} representa a energia mecânica (elétrica) para o sistema, tem um significado econômico mais preciso.

A eficiência térmica total real ou ideal do sistema, é definida como a razão entre a carga de refrigeração e a intensidade da radiação solar incidente efetiva no coletor. Pode-se escrever portanto

$$\eta_s = \frac{Q_e}{G_T A_c} = \frac{Q_g}{G_T A_c} \cdot \frac{Q_e}{Q_g} = \eta_c \text{ COP} \quad (4.8)$$

onde η_c é o rendimento do coletor. Note-se que o COP pode representar o coeficiente de desempenho real ou ideal.

A temperatura T_o de saída do fluido no coletor determina a temperatura do gerador T_g , a qual é uma variável determinante que acopla os dois sistemas. Para examinar a natureza de tal acoplamento e com o motivo de simplificar a análise será admitido que a temperatura do gerador será igual a de saída do coletor. Será admitido também que $T_i \approx T_o$. Para um valor elevado de COP, o sistema requer um elevado valor da temperatura de geração. Uma elevada temperatura de geração acarretará uma eficiência baixa no coletor, o que poderá resultar numa eficiência total baixa no sistema. Pode-se concluir portanto que a eficiência total do sistema tende a ser reduzida tanto para valores altos quanto baixos de T_g . Portanto deverá existir um valor de T_g ótimo que maximize a eficiência total do sistema.

4.5.1 DESEMPENHO DO CICLO EJETOR IDEAL ASSISTIDO POR COLETOR SOLAR

O máximo rendimento do ciclo ejeter assistido por coletor solar pode ser obtido do estudo do sistema ideal. O termo sistema ideal é usado para referirmos a um sistema composto de um ciclo de refrigeração reversível com ejeter e por coletores solares reais [46]. O coeficiente de desempenho do ciclo operando entre as temperaturas absolutas de evaporação, condensação e geração é definido pela equação (4.4) e é independente das propriedades do refrigerante.

De acordo com Duffie & Beckman [16], a eficiência do coletor solar plano é expressa por

$$\eta_c = \frac{Q_u}{A_c G_T} = F_R (\tau \alpha) - F_R U_L \frac{T_i - T_a}{G_T} \quad (4.9)$$

onde $(\tau \alpha)$ é o fator transmitância-absortância efetivo do coletor solar plano (fator de ganho). $F_R U_L$ é o produto de remoção de calor pelo coeficiente global de perda térmica (fator de perda).

T_i é a temperatura de entrada do fluido térmico no coletor, T_a é a temperatura ambiente, A_c é a área efetiva do coletor e \dot{m} é o fluxo de massa que circula no coletor. Do balanço de energia no coletor tem-se que

$$\eta_c = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c G_T} \quad (4.10)$$

onde C_p é o calor específico do fluido. Igualando as equações (4.9) e (4.10) e organizando-se convenientemente os termos chega-se ao que segue

$$\eta_c = A - B(T_o - T_a) \quad (4.11)$$

onde,

$$A = \frac{\dot{m} C_p F_R (\tau \alpha)}{\dot{m} C_p - F_R U_L A_c} \quad (4.12)$$

$$B = \frac{\dot{m} C_p F_R U_L}{(\dot{m} C_p - F_R U_L A_c) G_T} \quad (4.13)$$

A equação (4.11) pode ser escrita na forma alternativa,

$$\eta_c = B(T_{st} - T_o) \quad (4.14)$$

onde T_{st} é a temperatura de estagnação expressa como:

$$T_{st} = T_a + \frac{A}{B} \quad (4.15)$$

onde

$$\frac{A}{B} = \frac{G_T F_R (\tau \alpha)}{F_R U_L} \quad (4.16)$$

Das equações (4.15) e (4.16), tem-se que $G_T F_R (\tau \alpha) = F_R U_L (T_{st} - T_a)$. A temperatura de estagnação é então a máxima temperatura atingida pela placa absorvedora, quando a energia ganha pela placa é igual ao calor perdido pela mesma. Das equações (4.9), (4.15) e (4.16) pode-se concluir também que quando $T_i = T_{st}$, $\eta_c = 0$, isto é, a temperatura de estagnação é a temperatura de entrada do fluido no coletor correspondente a uma eficiência nula. Da equação (4.10), $\eta_c = 0$ também para $\dot{m} = 0$. Portanto, a temperatura de estagnação é a temperatura alcançada pela placa absorvedora quando o fluxo de massa do fluido do coletor for nulo

Para um trocador de calor perfeito e área infinita ($T_o = T_g$), da equação (4.14) tem-se que,

$$\eta_c = B(T_{st} - T_g) \quad (4.17)$$

Substituindo-se as equações (4.1) e (4.17) na equação (4.8) resulta,

$$\eta_{s_{ideal}} = \eta_c \text{COP}_{ideal} \quad (4.18)$$

$$\eta_{s_{ideal}} = B(T_{st} - T_g) \frac{T_e}{T_g} \frac{T_g - T_c}{T_c - T_e} \quad (4.19)$$

ou ainda

$$\eta_{s_{ideal}} = C(T_{st} - T_g) \left(1 - \frac{T_c}{T_g}\right) \quad (4.20)$$

onde:

$$C = B \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (4.21)$$

Para maximizar $\eta_{s_{ideal}}$ deve-se derivar a equação (4.20) relativamente a T_g e igualar o resultado a zero, o que resulta

$$\frac{\partial \eta_{s_{ideal}}}{\partial T_g} = -\left(1 - \frac{T_c}{T_g}\right) + (T_{st} - T_g) \left(\frac{T_c}{T_g^2}\right) = 0 \quad (4.22)$$

de onde

$$T_g \left(\max \eta_{s_{ideal}}\right) = \sqrt{T_c T_{st}} \quad (4.23)$$

Substituindo T_g da equação (4.23) na equação (4.20), após simplificações obtém-se

$$\eta_{s_{ideal_{max}}} = C \left(\sqrt{T_{st}} - \sqrt{T_c}\right)^2 \quad (4.24)$$

ou ainda

$$\eta_{s_{ideal_{max}}} = \frac{\dot{m} C_p F_R U_L}{(\dot{m} C_p - F_R U_L A_c) G_T} \frac{T_e}{T_c - T_e} \left(\sqrt{T_{st}} - \sqrt{T_c}\right)^2 \quad (4.25)$$

Esta equação expressa a máxima eficiência ideal que pode ser obtida no sistema, para um determinado coletor caracterizado por sua temperatura de estagnação T_{st} e para diferentes temperaturas de evaporação T_g e condensação T_e . No capítulo 7 são apresentados alguns resultados deste análise.

4.5.2 DESEMPENHO DO CICLO EJETOR REAL ASSISTIDO POR COLETOR SOLAR

Como nos capítulos precedentes foi mencionado que o coração do sistema em foco é o ejetor. Este componente substitui o compressor mecânico na compressão convencional do ciclo de refrigeração. A avaliação deste sistema não pode ser feita sem primeiro fazer uma avaliação do ejetor, a qual é baseada na solução das equações da continuidade, quantidade de movimento linear, energia e equações de estado correspondentes, para as várias seções do ejetor. Passos do procedimento de cálculo foram detalhados no capítulo 3 e não serão repetidos aqui.

Diferentemente do caso reversível (ideal), a escolha do refrigerante é importante para o desempenho global do sistema. A avaliação da função implícita $COP(T_e, T_c, T_g)$ depende desta escolha e do projeto do ejetor. O cálculo envolve o uso de tabelas termodinâmicas e da solução das equações passo a passo, para as várias seções do ejetor, assim como das equações dos componentes do sistema, para encontrar os pontos de operação do ciclo mostrados na figura 4.4. Este cálculo é feito conhecendo-se as pressões na entrada e saída do ejetor P_e e P_c respectivamente, a radiação incidente nos coletores G_T e a carga de refrigeração Q_e .

Conhecendo-se o COP do ciclo ejetor real, a eficiência total do sistema pode ser avaliada pela equação

$$\eta_{s,real} = \eta_c COP_{real} \quad (4.26)$$

ou ainda

$$\eta_{s,real} = B \left(T_{st} - T_g \right) COP \left(T_e, T_c, T_g \right) \quad (4.27)$$

Diferentemente da otimização do sistema ideal, a maximização de $\eta_{s,real}$ só pode ser obtida numericamente. O procedimento implica em encontrar-se os valores de T_g e ω , que permitam otimizar o ciclo. Esta otimização é conseguida com a determinação das condições ótimas de operação do ejetor. Resultados desta otimização são apresentados no capítulo 7.

4.6 SISTEMA HÍBRIDO: SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR, BOOSTER AUXILIAR E INTERCOOLER ASSISTIDO COM COLETOR SOLAR

O sistema híbrido e sua correspondente representação termodinâmica é esquematizado na figura 4.5. Varias configurações são possíveis. Contudo neste trabalho esta configuração será estudada com mais detalhe. Tal configuração foi experimentalmente testada em [44], onde a fonte de geração não foi a energia solar. A construção, manutenção e controle são simples, semelhantemente ao sistema apresentado em [45].

Calor é levado pelo fluido térmico (geralmente água) do coletor solar para o gerador de vapor no ponto (11) com uma temperatura $T_o > T_g$. O calor trocado com o refrigerante no gerador baixa a temperatura até T_i na saída do gerador (12). O fluido retorna ao coletor para recuperar o calor cedido. O vapor a alta pressão do refrigerante na saída do gerador (2) expande-se no ejetor em um bocal convergente-divergente, e provoca a sucção do vapor secundário que vem do intercooler (3). A mistura de vapor resultante sofre uma compressão no difusor do ejetor e segue para o condensador (4). O refrigerante condensado sai do condensador em (5) e divide-se em duas partes: uma é bombeada até a entrada do gerador (1) onde é evaporada a outra parte vai para o intercooler (6), após sofrer uma expansão na válvula de expansão 1. Isto completa o sub-ciclo ejetor .

O líquido refrigerante sai do intercooler em (10) e expande-se antes de entrar no evaporador (7) na válvula de expansão 2. Vapor refrigerante produzido pela absorção de calor no evaporador (8) é comprimido pelo booster até o intercooler (9), onde o vapor vai para o sub-ciclo ejetor e o líquido recircula no sub-ciclo de compressão.

O sistema é composto basicamente pelos dois sub-ciclos, o sub-ciclo ejetor e o sub-ciclo de compressão, sendo a interface entre eles o intercooler. O intercooler é um trocador de calor e massa através do qual os dois sub-ciclos interagem. O booster substitui o compressor na refrigeração convencional, operando entre o evaporador e o intercooler. O mesmo intercooler substitui ao evaporador no sub-ciclo ejetor. O calor absorvido pelo evaporador é bombeado até alcançar a temperatura e pressão adequada no intercooler para a compressão do ciclo. A pressão maior conseguida pelo intercooler resulta em uma maior relação de fluxo de massa no ejetor, a qual é desejada para propiciar o funcionamento ótimo do sistema.

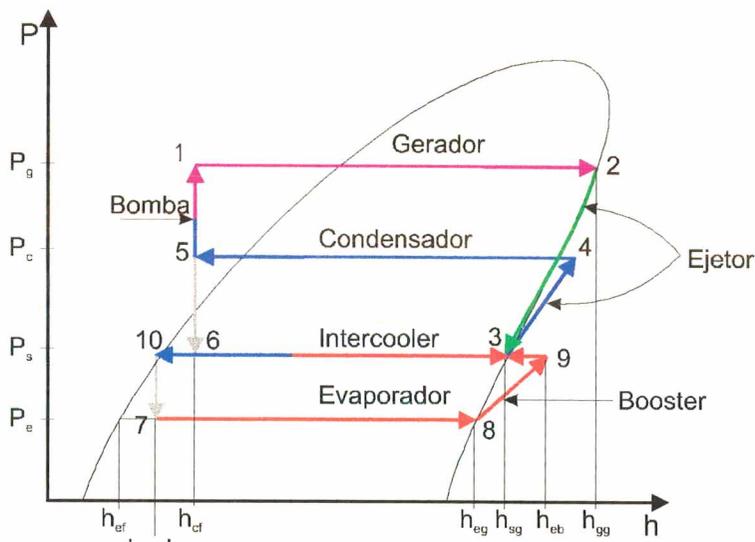
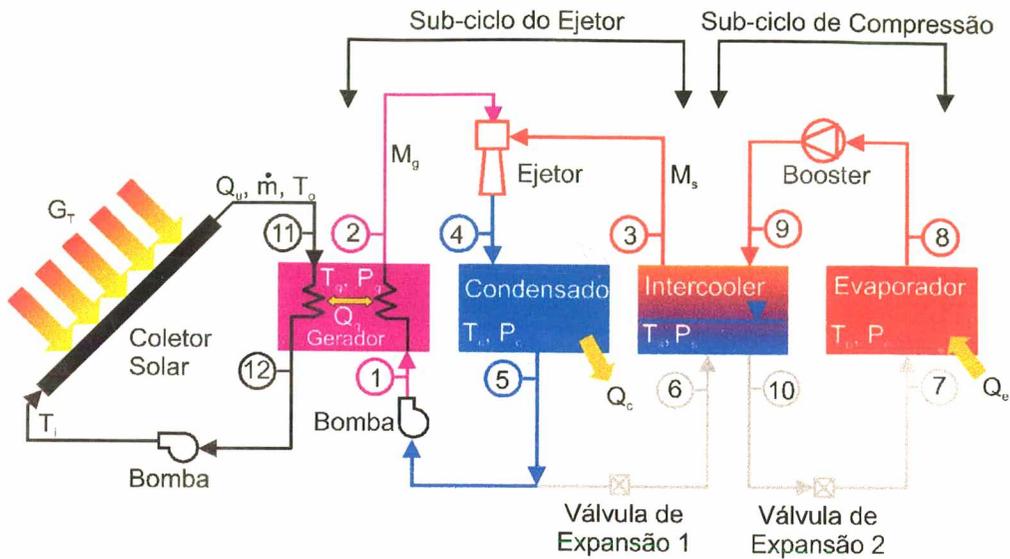


Figura 4.5 Esquema do sistema híbrido e sua representação em um diagrama pressão entalpia.

Existem varias hipóteses que podem ser adotadas para os quatro estados termodinâmicos dos pontos característicos do sistema. Para simplificar o análise admite-se que,

- 1) Na saída do condensador (5) e na saída do intercooler para a válvula de expansão 2 antes do evaporador (10), o refrigerante encontra-se no estado de líquido saturado ($x = 0$) na pressão correspondente.
- 2) Na descarga do intercooler para a entrada do fluxo de massa secundário no ejetor (3), do gerador(2) e na saída do evaporador (8), o refrigerante e admitido como vapor saturado seco ($x=1$).

- 3) As quedas de pressão devidas ao atrito são desconsideradas. Variações de pressão ocorrem somente através do ejetor, das válvulas de expansão, da bomba e do booster.

Com estas suposições, as quatro pressões características P_g , P_c , P_s , e P_e e suas correspondentes temperaturas de saturação definem todos os estados termodinâmicos do sistema do ciclo de refrigeração em análise

O funcionamento do ejetor depende fundamentalmente da pressão do fluxo secundário P_s . Se os outros parâmetros não variarem, um aumento de P_s acarreta um aumento de P_x ou da razão de fluxo de massa ω . Tal efeito pode ser conseguido pelo booster [42]. Também para este ciclo a energia motriz é provida por coletores solares de desempenho conhecidos.

4.6.1 CARACTERÍSTICAS DOS COMPONENTES DO SISTEMA HÍBRIDO

4.6.1.1 Intercooler

O intercooler é um trocador de calor e de massa ou trocador de calor de contato. Consiste basicamente de um reservatório com algumas entradas e saídas do fluido. No presente caso, o intercooler representa a ligação entre os dois sub-ciclos. Suas principais funções são as seguintes:

- 1) Separar o óleo, de modo a impedir que gotas de óleo provenientes do booster ao fluxo secundário, prejudicando desta maneira o desempenho do ejetor.
- 2) Garantir que o fluxo de massa secundário esteja na condição de vapor saturado seco, evitando assim que líquido entre no ejetor.
- 3) Funcionar como um regenerador entre a saída condensador e a entrada do fluxo de massa secundário do ejetor.
- 4) Garantir controle mais eficiente das condições operacionais do ciclo.

4.6.1.2 Evaporador

O evaporador a ser utilizado em uma instalação depende da carga térmica e do tamanho da instalação. Ele consiste basicamente de um ambiente isolado no qual as tubulações do evaporador estão montadas. Normalmente essas tubulações são aletadas para troca de calor mais

efetiva. Essa troca de calor pode ocorrer por convecção natural ou por convecção forçada, sendo esta última normalmente utilizada em instalações de maior porte.

Nos ciclos de refrigeração por compressão mecânica, normalmente após a válvula de expansão ou tubo capilar, pode-se ter fases vapor e líquido. Em instalações de resfriamento de água, utiliza-se evaporadores do tipo “shell-and-tube”. Um tipo de evaporador que pode ser utilizado é chamado evaporador seco, no qual o ar que está dentro do ambiente isolado provoca a evaporação completa da mistura ao ceder calor para a mistura. É possível ocorrer superaquecimento do fluido evaporado. Um outro tipo é o chamado evaporador inundado. Nele o refrigerante que vem do dispositivo de expansão entra em um reservatório. Calor é absorvido desse reservatório e o refrigerante é evaporado nas condições de vapor saturado seco. No presente trabalho o evaporador utilizado é do tipo inundado. Desse modo garante-se que o vapor está no estado saturado seco na saída do evaporador

4.6.1.3 Condensador

O condensador é um componente indispensável no ciclo de refrigeração. Os condensadores podem ser resfriados a ar, a água, ou do tipo evaporativo. Nos dois primeiros casos calor, cedido pelo refrigerante aumenta a temperatura do ar ou de água usados como meio de condensação. Quando o meio de condensação para condicionamento de ar é o ar externo, a temperatura de condensação deve ser considerada 10 °C acima da temperatura do meio ambiente externo.

Os condensadores evaporativos empregam tanto ar como água. Mesmo que haja alguma elevação de temperatura do ar que passa através do condensador, a condensação do refrigerante no condensador resulta principalmente da evaporação de água pulverizada sobre o condensador. A função do ar é aumentar a taxa de evaporação tirando o vapor da água que resulta do processo de evaporação.

4.6.1.4 Bomba

A bomba tem como objetivo elevar a pressão do líquido da pressão P_c para P_g . O dado mais útil sobre o comportamento de uma bomba é a diferença de pressão que esta é capaz de desenvolver a diferentes vazões. Por ser relativamente muito pequena a potência da bomba é

desconsiderada no caso do ciclo de refrigeração por ejetor. Contudo, atenção particular deve ser dispensada à bomba para evitar a ocorrência de cavitação. Para evitá-la, na prática, deve-se procurar fazer com que a temperatura do refrigerante na saída do condensador seja subresfriado 5 °C em relação a pressão P_c .

4.6.1.5 Booster

O booster é um compressor de palheta usado geralmente em geladeiras, congeladores, e condicionadores de ar. O booster é sugerido como compressor auxiliar de baixa pressão no ciclo híbrido [47].

4.6.1.6 Controladores de fluxo de refrigerantes

Existe seis tipos de controle de fluxo de refrigerante a saber, válvula de expansão manual, válvula de expansão automática, válvula de expansão termostática, tubo capilar, boia de baixa pressão e a boia de alta pressão.

Independente do tipo, a função de qualquer controle de fluxo de refrigerante é dupla. Isto é dosar o refrigerante líquido da linha de líquido dentro do evaporador a uma taxa proporcional à vaporização do líquido na última unidade da linha e, ao mesmo tempo, manter um diferencial de pressão entre as linhas de alta e de baixa pressão do sistema e, portanto, garantir que o refrigerante vaporize sob a pressão baixa desejada no evaporador (ou intercooler) e também que condense a pressão elevada no condensador.

4.6.1.7 Coletor solar

Entre os coletores solares se distinguem dois grandes grupos: os coletores concentradores ou focais e os coletores planos. Os coletores concentradores são utilizados para a geração de temperaturas elevadas (maiores a 100 °C). A concentração de energia é conseguida pela utilização de espelhos que captam a energia solar e a concentram numa área menor, disto resulta uma temperatura maior no ponto de concentração. Em contrapartida, o custo desses coletores é relativamente elevado. Sua operação exige a instalação de equipamentos para o rastreamento automático do sol.

De todas as aplicações da energia solar, a mais prática é o uso dos coletores planos de construção relativamente simples. Os coletores planos estão limitados normalmente a

temperaturas de operação inferiores a 100 °C. Contudo oferecem várias vantagens com relação aos coletores concentradores. Aproveitam tanto a radiação solar direta quanto difusa, não requerem rastreamento contínuo do sol, praticamente não requerem manutenção e são portanto mais econômicos. São abundantes no mercado mundial.

Essas vantagens e a temperatura de geração de vapor relativamente baixa exigida no ciclo ejedor tornam esses coletores adequados a esse ciclo.

4.6.2 ESPECIFICAÇÕES DOS PONTOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO

A seguinte análise é feita independentemente das propriedades do refrigerante a ser utilizado. Existem cinco parâmetros fundamentais que especificam as condições de operação do sistema quais sejam, a temperatura de evaporação T_e , a temperatura de condensação T_c , a temperatura de geração T_g , a temperatura no intercooler T_s e a carga de refrigeração Q_e .

No sistema onde os fluxos de vapor primário e secundário que entram no ejedor são considerados no estado de vapor saturado seco, as equações da continuidade, quantidade de movimento linear e energia, resultam genericamente numa função do tipo,

$$\omega = F_{ej}(P_g, P_s, P_c) \quad (4.28)$$

onde F_{ej} é uma função computada passo a passo por rotina estabelecida no capítulo 3.

O valor de P_x situa-se no intervalo $0 < P_x < P_s$, onde P_s é a pressão do fluxo de massa secundário que entra no ejedor, conforme a figura 4.5.

Considerando-se que a entalpia h_{ei} é igual a h_{sf} a qual por sua vez é determinada por T_s ($x=0$), o fluxo de massa é calculado como segue,

$$M_e = \frac{Q_e}{h_{eg} - h_{sf}} \quad (4.29)$$

A potência do booster W_{bst} necessária para o booster aumentar a pressão de entrada cujo fluxo de massa é M_e do valor P_e para P_s é calculada a partir da equação,

$$W_{bst} = \frac{M_e (h_{eb} - h_{eg})}{\eta_{mec}} \quad (4.30)$$

onde a entalpia h_{eb} é calculada pela expressão seguinte:

$$h_{eb} = h_{eg} + \frac{(h_{eb_{isn}} - h_{eg})}{\eta_{isn}} \quad (4.31)$$

sendo $h_{eb_{isn}}$ a entalpia na pressão P_s , que resulta da compressão isentrópica do vapor a partir da saída do evaporador (8) onde esta tem o valor de h_{eg} conforme a figura 4.5.

Aplicando-se a equação da conservação da massa em um volume de controle que envolva o intercooler resulta,

$$M_e h_{eb} + M_s h_{cf} = M_s h_{sg} + M_e h_{ei} \quad (4.32)$$

de onde:

$$M_s = M_e \left(\frac{h_{eb} - h_{sf}}{h_{sg} - h_{cf}} \right) \quad (4.33)$$

O valor de fluxo de massa primário pode agora ser calculado, pois é conhecido o valor de ω pela equação (4.28), isto é,

$$M_g = \frac{M_s}{\omega} \quad (4.34)$$

Do balanço de energia no gerador pode-se escrever,

$$Q_g = M_g (h_{gg} - h_{cf}) \quad (4.35)$$

onde h_{gg} é a entalpia do vapor saturado do refrigerante na saída do gerador e h_{cf} a é entalpia do líquido refrigerante na saída do condensador. Neste balanço supõe-se que a variação de entalpia é insignificante durante o processo de bombeamento. A potência necessária a bomba para elevar a pressão do fluxo de massa primário pode ser calculada como segue,

$$W_{pmp} = \frac{M_g (P_g - P_c)}{\eta_{mec} \rho_{cf}} \quad (4.36)$$

A taxa de calor rejeitado para o meio ambiente pelo condensador pode ser obtida do balanço de energia no condensador do qual resulta,

$$Q_c = Q_g + Q_e + W_{bst} + W_{pmp} \quad (4.37)$$

4.6.3 DESEMPENHO DO SISTEMA HÍBRIDO

Dois tipos de energia são requeridas para o sistema híbrido; uma que é a térmica Q_g , que provem da energia solar e a outra a energia mecânica (elétrica) W_{mec} para o funcionamento da bomba e do booster. Estas energias definem dois diferentes coeficientes de desempenho[47] a saber,

$$COP_{termico} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (4.38)$$

$$COP_{mec} = \frac{Q_e}{W_{mec}} \quad (4.39)$$

onde:

$$W_{mec} = W_{bst} + W_{pmp} \approx W_{bst} \quad (4.40)$$

respectivamente, uma vez que $W_{bst} \gg W_{pmp}$.

Esta separação foi feita com o objetivo de permitir uma análise mais detalhada das quantidades e tipos de energia utilizadas no sistema. Além dos coeficientes de desempenho térmico e mecânico, pode-se definir também o coeficiente de desempenho para o sub-ciclo ejeter e para o sub-ciclo de compressão como,

$$COP_{ejc} = \frac{Q_s}{Q_g} \quad (4.41)$$

$$COP_{cmp} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad (4.42)$$

onde Q_s é o fluxo de calor no intercooler. Aqui a função COP_{ejc} depende das variáveis T_s , T_c e T_g .

A definição de COP_{cmp} , diferentemente da convencional, tem como objetivo relacionar os dois sub-ciclos através do calor trocado no evaporador pela soma,

$$Q_s = Q_e + W_{bst} \quad (4.43)$$

Com esta definição, COP_{cmp} é sempre menor que a unidade, pois W_{bst} é maior que zero. A relação entre este coeficiente de desempenho e o coeficiente convencional é expresso por,

$$COP_{cpm,conv.} = \frac{Q_e}{W_{bst}} = \frac{COP_{cmp}}{1 - COP_{cmp}} \quad (4.44)$$

A idéia principal para conseguir um $COP_{termico}$ superior aquele do ciclo de refrigeração com ejetor convencional é baseada no fato de que a diminuição do COP_{mec} pelo aumento do W_{mec} é compensada por uma redução ainda maior em Q_g . Pode-se observar ainda que a influencia de T_s no COP_{ejc} e no COP_{cmp} tem efeitos contrários. Uma temperatura T_s alta, próxima de T_c , faz com que o COP_{ejc} seja grande, mas ao mesmo tempo que o valor de COP_{cmp} seja pequeno. Como o sistema depende da energia solar para seu funcionamento, é conveniente definir a eficiência total do sistema na forma,

$$\eta_s = \frac{Q_e}{G_T A_c} = \frac{Q_g}{G_T A_c} \cdot \frac{Q_e}{Q_g} = \eta_c COP_{termico} \quad (4.45)$$

onde η_c é expresso pela equação (4.14)

Como no sistema anterior, admite-se uma troca de calor ideal no gerador ou seja, $T_o = T_g$. Por conseguinte, o rendimento do sistema se reduz as equações seguintes,

$$\eta_s = \frac{Q_e}{A_c G_T} = \eta_c COP_{termico} = B(T_{st} - T_g) COP_{termico}(T_e, T_c, T_g, T_s) \quad (4.46)$$

Note-se que

$$COP_{termico} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{Q_s}{Q_g} \cdot \frac{Q_e}{Q_s} = COP_{ejc}(T_s, T_c, T_g) COP_{cmp}(T_e, T_s) \quad (4.47)$$

4.6.4 OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA

O ponto de interface entre o coletor solar e o sistema de refrigeração é o gerador. A temperatura do gerador T_g determina a temperatura de operação do coletor assim como a pressão do refrigerante P_g (vapor saturado seco) na saída do gerador. Altas temperaturas no gerador tem efeitos contrários no coletor e no ciclo de refrigeração, pois elevado coeficiente de desempenho do sistema corresponde a uma alta temperatura de geração, e ao mesmo tempo uma baixa eficiência do coletor. A eficiência total do sistema η_s é reduzida para valores extremos de T_g , o que sugere a existência de um valor de T_g ótimo.

Conhecendo-se as temperaturas T_e , T_c , e T_g e supondo-se um valor para COP_{mec} , é possível determinar os valores de T_s e P_s que correspondam a um fluxo de massa secundário do

ejetor. Estes parâmetros são portanto importantes para a avaliação do ejedor. Variações de COP_{mec} para o sistema resultarão em variações da relação de pressão (P_x / P_s) no ejedor. Baixo COP_{mec} e portanto alto W_{bst} , causam uma elevação de ω necessária para atingir a pressão de descarga desejada P_c . A compressão portanto pode ser realizada por diferentes combinações de energia térmica e mecânica (elétrica). Em outras palavras, a otimização do sistema tem que levar em consideração o valor do COP_{mec} como parâmetro adicional que é calculado através de W_{bst} . A maximização de η_s para o sistema híbrido é portanto uma tarefa mais complicada que a maximização para um sistema de refrigeração com ejedor convencional. A função $COP_{termico}(T_e, T_c, T_g, T_s)$ tem um grau de liberdade a mais que a função $COP(T_e, T_c, T_g)$ do sistema convencional, além de que esta maximização tem de ser atingida por um ejedor ótimo. Tem-se então uma otimização implícita, uma vez que a temperatura de geração T_g , além de maximizar o valor da relação de massa ω para proporcionar um ótimo funcionamento do ejedor, deve maximizar a eficiência total do sistema, ou seja, valores de ω e T_g que permitam maximizar η_s para que se obtenha um ótimo funcionamento do ejedor e por conseguinte de todo o sistema. Como já foi mencionado, esta otimização só é possível por métodos numéricos. Portanto um programa foi elaborado no software EES (Engineering Equations Solver) [19], o qual facilitou a resolução das equações, já que o software citado tem subrotinas prontas para o cálculo das propriedades dos refrigerantes utilizados, bem como subrotinas para a solução de sistemas de equações não lineares.

Resultados da otimização numérica da eficiência do sistema η_s são apresentados no capítulo 7 para valores fixos de COP_{mec} .

CAPÍTULO 5

TÉCNICAS DE SOLUÇÃO

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os procedimentos computacionais empregados na solução das equações deduzidas nos capítulos anteriores. São propostos três programas: Um programa para o ciclo ejetor convencional assistido por coletor solar (ciclo convencional), outro para o sistema híbrido e um último para a otimização termoeconômica. Os programas foram inseridos no software EES (Engineering Equation Solver) [19]. O EES faz uso dos métodos de Newton Raphson para resolver os sistemas de equações algébricas não-lineares. A matriz Jacobiana resultante das derivadas é determinada numericamente para cada iteração. A técnica da matriz esparsa é empregada para economizar os cálculos e minimizar memória do computador. Para encontrar os valores máximos foi utilizado o método das aproximações quadráticas programada no mesmo software. As equações desenvolvidas em capítulos anteriores necessárias para a simulação e otimização em cada caso serão repetidas neste capítulo.

5.2 SOLUÇÃO DO CICLO CONVENCIONAL

Os dados de entrada são a temperatura de evaporação T_e , temperatura de condensação T_c (considerada dez graus a mais que a temperatura ambiente), temperatura de estagnação do coletor T_{st} , carga de refrigeração Q_e e radiação global efetiva instantânea G_T .

5.2.1 CICLO IDEAL

No caso do ciclo ideal utilizou-se as equações deduzidas no capítulo 4, conforme segue,

$$T_g \left(\max \eta_{s_{ideal}} \right) = \sqrt{T_c T_{st}} \quad (5.1)$$

$$COP_{ideal} = \frac{T_e}{T_g} \frac{T_g - T_c}{T_c - T_e} \quad (5.2)$$

$$\frac{\eta_c}{B} = T_{st} - T_g \quad (5.3)$$

$$\frac{\eta_{s\text{ideal}}}{B} = (T_{st} - T_g) \text{COP}_{\text{ideal}} \quad (5.4)$$

A carga de refrigeração ideal gerada pelo ciclo por m^2 de área de coletor é expressada por,

$$Q_{es\text{ideal}} = \eta_s G_T \quad (5.5)$$

Para uma carga de refrigeração Q_e será necessário uma área de coletor,

$$A_c = \frac{Q_e}{Q_{es\text{ideal}}} \quad (5.6)$$

A simulação foi realizada para diferentes valores de temperaturas de condensação e temperaturas de estagnação do coletor.

O problema de otimização consiste em encontrar um valor de T_g que maximize η_s

5.2.2 CICLO REAL

Para o caso real arbitra-se valores iniciais para a temperatura de geração e para a pressão na seção x do ejetor (P_x). O procedimento considera as equações que seguem,

5.2.2.1 Ejetor

Da figura 3.1 temos,

5.2.2.1.1 Seção (x)

$$s_{go} = s_{gx} \quad (5.7)$$

$$s_{eo} = s_{ex} \quad (5.8)$$

$$s_{go} = f(T = T_g, x = 1) \quad (5.9)$$

$$s_{eo} = f(T = T_e, x = 1) \quad (5.10)$$

$$P_g = f(T = T_g, x = 1) \quad (5.11)$$

$$P_e = f(T = T_e, x = 1) \quad (5.12)$$

$$V_{gx} = \sqrt{2(h_{go} - h_{gx})} \quad (5.13)$$

$$V_{ex} = \sqrt{2(h_{eo} - h_{ex})} \quad (5.14)$$

$$h_{gx} = f(P = P_x, s = s_{gx}) \quad (5.15)$$

$$h_{go} = f(P = P_g, s = s_{go}) \quad (5.16)$$

$$h_{ex} = f(P = P_x, s = s_{ex}) \quad (5.17)$$

$$h_{eo} = f(P = P_e, s = s_{eo}) \quad (5.18)$$

e,

$$r_{pxe} = P_x / P_e \quad (5.19)$$

5.2.2.1.2 Seção (x - 1)

$$V_1(1 + \omega) = \omega V_{ex} + V_{gx} \quad (5.20)$$

$$h_{gx} + \frac{V_{gx}^2}{2} + \omega \left(h_{ex} + \frac{V_{ex}^2}{2} \right) = (1 + \omega) \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) \quad (5.21)$$

com,

$$\omega = \frac{M_e}{M_g} \quad (5.22)$$

5.2.2.1.3 Seção (1 - 2)

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2 \quad (5.23)$$

$$P_1 + \rho_1 V_1^2 = P_2 + \rho_2 V_2^2 \quad (5.24)$$

$$\rho_1 = f(P = P_1, h = h_1) \quad (5.25)$$

$$\rho_2 = f(P = P_2, h = h_2) \quad (5.26)$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (5.27)$$

5.2.2.1.4 Número de Mach

(a) Antes do choque,

$$M_1 = \frac{V_1}{C_1} \quad (5.28)$$

$$C_1 = \sqrt{k \frac{P_1}{\rho_1}} \quad (5.29)$$

(b) Depois do choque,

$$M_2 = \frac{V_2}{C_2} \quad (5.30)$$

$$C_2 = \sqrt{k \frac{P_2}{\rho_2}} \quad (5.31)$$

O valor de k é igual a 1,29 para o R 114 e 1,09 para a amônia. Estes valores foram tomados da referencia [24].

5.2.2.1.5 Seção (2 - 3)

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_3 \quad (5.32)$$

$$s_2 = f(P = P_2, h = h_2) \quad (5.33)$$

$$T_3 = f(s = s_2, h = h_3) \quad (5.34)$$

$$P_3 = f(T = T_c, x = 1) \quad (5.35)$$

$$h_3 = f(P = P_3, s = s_2) \quad (5.36)$$

5.2.2.2 Evaporador

$$Q_e = M_e (h_{eg} - h_{ei}) \quad (5.37)$$

$$h_{eg} = f(P = P_e, x = 1) \quad (5.38)$$

$$h_{ei} = h_{cf} \quad (5.39)$$

$$h_{cf} = f(P = P_c, x = 0) \quad (5.40)$$

5.2.2.3 Gerador

$$Q_g = M_g (h_{gg} - h_{cf}) \quad (5.41)$$

$$h_{gg} = f(P = P_g, x = 1) \quad (5.42)$$

$$M_g = \omega M_e \quad (5.43)$$

5.2.2.4 Bomba

$$W_{pmp} = \frac{M_g (P_g - P_c)}{\eta_{mec} \rho_{cf}} \quad (5.44)$$

$$P_c = f(T = T_c, x = 0) \quad (5.45)$$

$$\rho_{cf} = f(P = P_c, x = 0) \quad (5.46)$$

5.2.2.5 Condensador

$$Q_c = Q_g + Q_e + W_{pmp} \quad (5.47)$$

5.2.2.6 Coletor

$$\frac{\eta_c}{B} = T_{st} - T_g \quad (5.48)$$

O desempenho do ciclo convencional é avaliado pelas equações,

$$COP_{termico} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (5.49)$$

$$COP_{mec} = \frac{Q_e}{W_{pmp}} \quad (5.50)$$

$$\frac{\eta_s}{B} = (T_{st} - T_g) COP_{termico} \quad (5.51)$$

A carga de refrigeração gerada pelo sistema por m² de área de coletor é expressada por,

$$Q_{es} = \eta_s G_T \quad (5.52)$$

Para uma carga de refrigeração Q_e será necessária uma área de coletor igual a,

$$A_c = \frac{Q_e}{Q_{es}} \quad (5.53)$$

O problema de otimização consiste em encontrar valores de T_g e P_x que maximizem η_s e ω . Conforme fluxograma que segue,

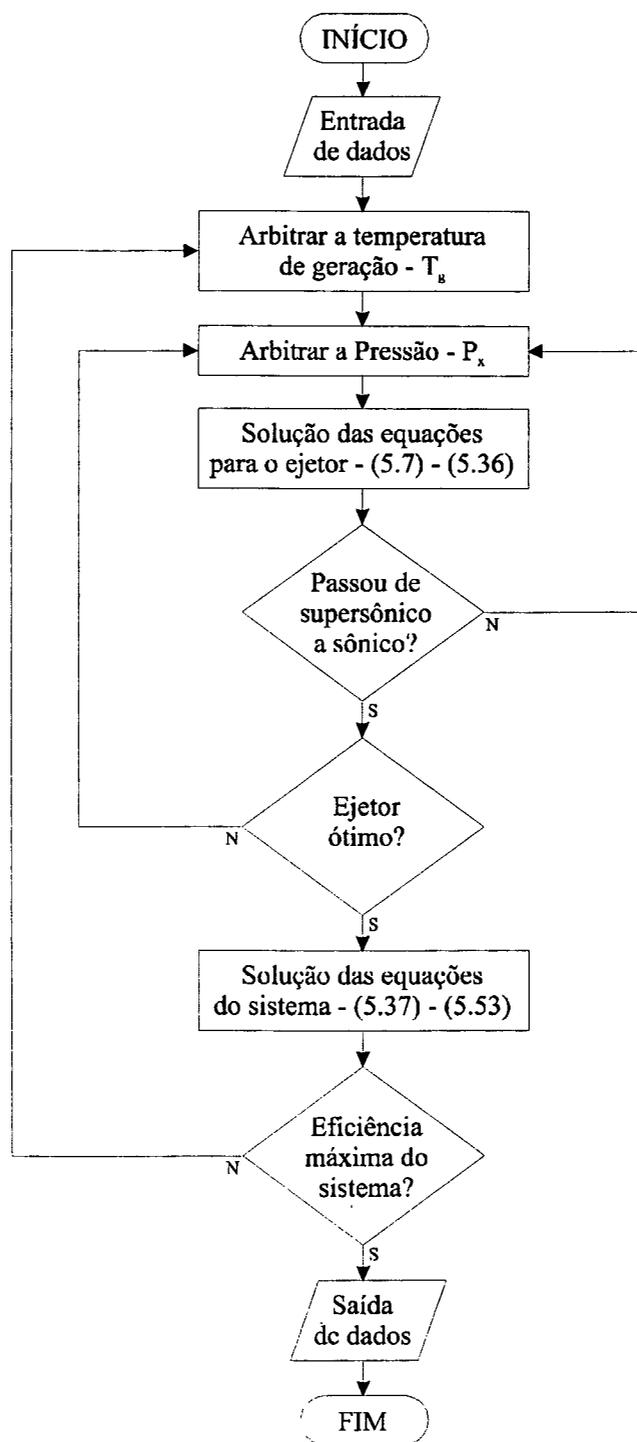


Figura 5.1 Fluxograma do sistema convencional

5.3 SOLUÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO

Neste caso os dados de entrada são a temperatura de evaporação, temperatura de condensação, temperatura de estagnação do coletor, carga de refrigeração, radiação solar global e o coeficiente mecânico COP_{mec} . O último parâmetro representa a quantidade de energia mecânica (elétrica) que o sistema consome, um COP_{mec} alto corresponde a baixo consumo de energia elétrica pelo sistema. As equações utilizadas são apresentadas a seguir,

5.3.1 EJETOR

Da figura 3.1 temos:

5.3.1.1 Seção (x)

$$s_{go} = s_{gx} \quad (5.54)$$

$$s_{so} = s_{sx} \quad (5.55)$$

$$s_{go} = f(T = T_g, x = 1) \quad (5.56)$$

$$s_{so} = f(T = T_s, x = 1) \quad (5.57)$$

$$P_g = f(T = T_g, x = 1) \quad (5.58)$$

$$P_s = f(T = T_s, x = 1) \quad (5.59)$$

$$v_{gx} = \sqrt{2(h_{go} - h_{gx})} \quad (5.60)$$

$$v_{sx} = \sqrt{2(h_{so} - h_{sx})} \quad (5.61)$$

$$h_{gx} = f(P = P_x, s = s_{gx}) \quad (5.62)$$

$$h_{go} = f(P = P_g, s = s_{go}) \quad (5.63)$$

$$h_{sx} = f(P = P_x, s = s_{sx}) \quad (5.64)$$

$$h_{so} = f(P = P_s, s = s_{so}) \quad (5.65)$$

$$r_{pxs} = P_x / P_s \quad (5.66)$$

5.3.1.2 Seção (x - 1)

$$V_1(1 + \omega) = \omega V_{sx} + V_{gx} \quad (5.67)$$

$$h_{gx} + \frac{V_{gx}^2}{2} + \omega \left(h_{sx} + \frac{V_{sx}^2}{2} \right) = (1 + \omega) \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) \quad (5.68)$$

$$\omega = \frac{M_s}{M_g} \quad (5.69)$$

5.3.1.3 Seção (1 - 2)

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2 \quad (5.70)$$

$$P_1 + \rho_1 V_1^2 = P_2 + \rho_2 V_2^2 \quad (5.71)$$

$$\rho_1 = f(P = P_1, h = h_1) \quad (5.72)$$

$$\rho_2 = f(P = P_2, h = h_2) \quad (5.73)$$

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (5.74)$$

5.3.1.4 Número de Mach

(a) Antes do choque,

$$M_1 = \frac{V_1}{C_1} \quad (5.75)$$

$$C_1 = \sqrt{k \frac{P_1}{\rho_1}} \quad (5.76)$$

(b) Depois do choque,

$$M_2 = \frac{V_2}{C_2} \quad (5.77)$$

$$C_2 = \sqrt{k \frac{P_2}{\rho_2}} \quad (5.78)$$

Como no caso anterior $k = 1.29$ para R 114 e $k = 1.09$ para a amônia.

5.3.1.5 Seção (2 - 3)

$$h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_3 \quad (5.79)$$

$$s_2 = f(P = P_2, h = h_2) \quad (5.80)$$

$$T_3 = f(s = s_2, h = h_3) \quad (5.81)$$

$$P_3 = f(T = T_c, x = 1) \quad (5.82)$$

$$h_3 = f(P = P_3, s = s_2) \quad (5.83)$$

5.3.2 Evaporador

$$Q_e = M_c (h_{cg} - h_{ei}) \quad (5.84)$$

$$h_{eg} = f(P = P_e, x = 1) \quad (5.85)$$

$$h_{ei} = h_{sf} \quad (5.86)$$

$$h_{sf} = f(P = P_s, x = 0) \quad (5.87)$$

5.3.3 Gerador

$$Q_g = M_g (h_{gg} - h_{cf}) \quad (5.88)$$

$$h_{gg} = f(P = P_g, x = 1) \quad (5.89)$$

$$M_g = \omega M_s \quad (5.90)$$

5.3.4 Intercooler

$$M_s = M_e \left(\frac{h_{eb} - h_{sf}}{h_{sg} - h_{cf}} \right) \quad (5.91)$$

$$h_{eb} = h_{eg} + \frac{h_{eb_{isn}} - h_{eg}}{\eta_{isn}} \quad (5.92)$$

$$h_{eb_{isn}} = f(P = P_s, s = s_{eg}) \quad (5.93)$$

$$h_{sg} = f(P = P_x, x = 1) \quad (5.94)$$

$$s_{eg} = f(P = P_e, T = T_e) \quad (5.95)$$

5.3.5 Bomba

$$W_{pmp} = \frac{M_g (P_g - P_c)}{\eta_{mec} \rho_{cf}} \quad (5.96)$$

$$P_c = f(T = T_c, x = 0) \quad (5.97)$$

$$\rho_{cf} = f(P = P_c, x = 0) \quad (5.98)$$

5.3.6 Booster

$$W_{bst} = \frac{M_e (h_{cb} - h_{eg})}{\eta_{mec}} \quad (5.99)$$

O valor do η_{mec} na bomba e o booster foi considerado igual a 0.7.

5.3.7 Condensador

$$Q_c = Q_g + Q_e + W_{bst} + W_{pmp} \quad (5.100)$$

5.3.8 Coletor

$$\frac{\eta_c}{B} = T_{st} - T_g \quad (5.101)$$

O desempenho do ciclo convencional é avaliado pelas equações que segue,

$$COP_{termico} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (5.102)$$

$$COP_{mec} = \frac{Q_e}{W_{mec}} \quad (5.103)$$

$$W_{mec} = W_{pmp} + W_{bst} \quad (5.104)$$

$$\text{COP}_{\text{ejc}} = \frac{Q_s}{Q_g} \quad (5.105)$$

$$\frac{\eta_s}{B} = (T_{\text{st}} - T_g) \text{COP}_{\text{termico}} \quad (5.106)$$

A carga de refrigeração gerada pelo sistema por m^2 de área de coletor é dada por,

$$Q_{\text{es}} = \eta_s G_T \quad (5.107)$$

Para uma carga de refrigeração Q_e a área de coletor é dada por,

$$A_c = \frac{Q_e}{Q_{\text{es}}} \quad (5.108)$$

Como no caso anterior, deve-se encontrar valores de T_g e P_x que maximizem η_s e ω , procedimento conforme o fluxo grama a seguir,

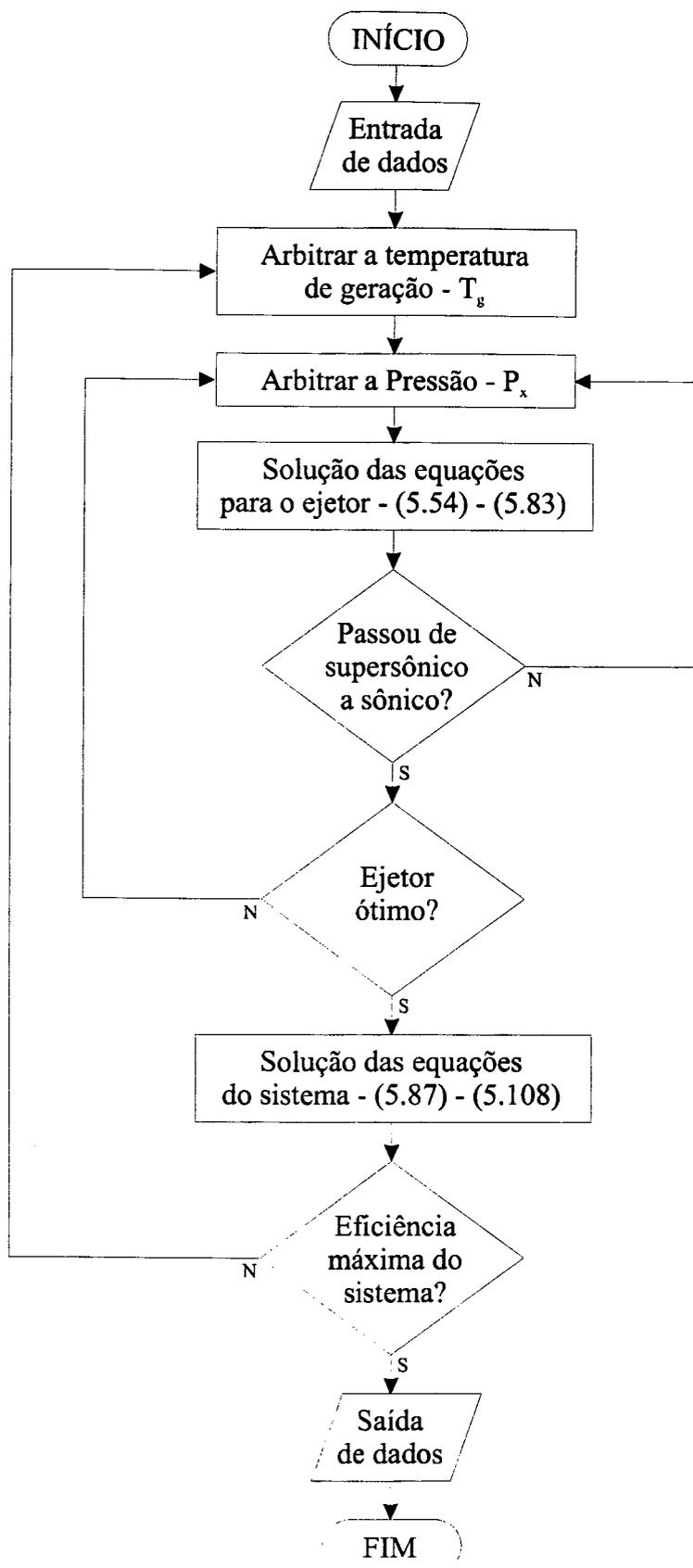


Figura 5.2 Fluxograma do sistema híbrido

CAPÍTULO 6

OTIMIZAÇÃO TERMOECONOMICA

MÉTODO $P_1 - P_2$

6.1 INTRODUÇÃO

Os processos solares são geralmente caracterizados pelo alto custo inicial e pelo baixo custo de operação. Assim o problema econômico básico reduz-se à comparação do investimento inicial com o custo operacional no período da vida útil do sistema. Na maioria das vezes os processos de energia solar requerem energia auxiliar. O sistema é uma combinação de energia solar e energia convencional (combustível, eletricidade), ou não convencional (energia eólica). Quaisquer que sejam as combinações dessas energias, os sistemas são chamados de sistemas híbridos. O desembolso anual é conhecido uma vez conhecida a combinação destas fontes de energia. Em resumo, os equipamentos que operam com energia solar são adquiridos com o propósito de reduzir os custos no futuro durante a vida útil do sistema.

Fatores adicionais que devem ser considerados na análise econômica quais sejam, são o juro do capital emprestado, imposto sobre bens e renda, valor de revenda dos equipamentos, seguro, combustível (ou energia elétrica) e outros custos de operação.

O objetivo da análise econômica neste trabalho é determinar o ponto onde os custos sejam os mais baixos, comparando o sistema que opera somente com energia convencional e aquele que combina a energia elétrica com a solar (sistema híbrido). O objetivo da análise econômica é a determinação da área de coletor solar que deve proporcionar o maior ganho na combinação da energia solar e convencional. Essa área ótima deve existir, por quanto um investimento elevado em coletor onera os gastos tanto quanto uma alta despesa operacional devido ao consumo de energia elétrica correspondente a refrigeração convencional.

Existem vários métodos para o análise econômica no ciclo de vida útil. Contudo neste trabalho será adotado o método P_1-P_2 , que é um método simples, eficaz e conveniente para ser programado. Estas vantagens são explicadas em detalhes nas referencias [2, 3, 4, 16, 66]. No orçamento de cada sistema, são considerados os custos de capital, de manutenção, instalação e

operacional. A análise P₁-P₂ é basicamente a técnica do valor presente (PW), a qual reduz a valores atuais todos os ganhos e despesas resultantes na comparação entre a alternativa convencional e a alternativa solar com auxílio de energia convencional. Esse método é conhecido internacionalmente como o Life Cycle Saving Method (LCS).

6.2 FRAÇÃO DE GANHO SOLAR E O MÉTODO f-CHART

Na análise termoeconômica é fundamental equacionar a contribuição da energia solar no suprimento da demanda energética de um determinado sistema. Este aporte solar é chamado de fração solar e se refere a fração de energia nas bases mensal ou anual, que é suprida pela fonte solar, isto é,

$$\text{Fração solar} = \frac{\text{ganho de energia auxiliar devido a energia solar}}{\text{demanda energetica convencional}} \quad (6.1)$$

Na base mensal tem-se que,

$$f_i = \frac{W_{o,i} - W_{bst,i}}{W_{o,i}} = \frac{W_{s,i}}{W_{o,i}} \quad (6.2)$$

$i = 1, 2, \dots, 12$

e na base anual,

$$F = \frac{W_o - W_{bst}}{W_o} = \frac{\sum_{\text{anual}} f_i W_{o,i}}{\sum_{\text{anual}} W_{o,i}} \quad (6.3)$$

onde W_o é a energia total necessária ao ciclo de refrigeração convencional, W_{bst} é a energia auxiliar (booster) entregue ao sistema combinado. A diferença das duas energias é a energia ganha, em decorrência da energia solar.

Dos resultados obtidos da simulação termodinâmica do sistema híbrido, observou-se que para um determinado coletor com temperatura de estagnação fixa, a fração solar F é uma função monotonicamente crescente da área do coletor. O ajuste dos dados da simulação resultou numa equação de Boltzman na forma,

$$F = \frac{K_1 - K_2}{1 + e^{\frac{A_c - K_3}{K_4}}} + K_2 \quad (6.4)$$

onde os valores das constantes K_1 , K_2 , K_3 e K_4 dependem das diferentes condições de operação do sistema.

Esta fração de ganho de energia elétrica no booster com a alternativa solar não pode ser confundida com a fração de ganho f-Chart [3]. Deve ser considerado que F representa um ganho para o determinado valor de energia solar incidente efetiva sobre o coletor solar G_T , para valores particulares $F_R(\tau\alpha)$, F_{RU_L} , T_e , T_c e Q_e . O valor de F é portanto determinístico. A função f do método f-Chart é o resultado do ajuste funcional decorrente da avaliação do desempenho um número representativo de sistemas de aquecimento solar nos Estados Unidos. O desempenho desses sistemas foi avaliado experimentalmente e obtido a simulação com o software TRANSYS [3, 16], o qual foi validado experimentalmente e foi utilizado largamente para a geração estatística de valores de f .

Para se obter uma função equivalente para o ciclo ejetor assistido por energia solar, seria necessária a simulação com otimização exibida nos capítulos anteriores, considerando-se não somente valores diferentes de $F_R(\tau\alpha)$, F_{RU_L} , T_e , T_c e Q_e mas sobretudo a distribuição horária de G_T e sua média mensal. A simulação para valores horários de G_T deveria considerar necessariamente um ciclo já otimizado, para determinado valor de G_T de referência e ser formulada de tal sorte a permitir a computação de W_{mec} necessária para garantir a razão de fluxo ω do ejetor, tal que este operasse na condição favorável de ótimo, na circunstância de que G_T seja variável e deficitária. Em outras palavras, para cada valor horário de G_T , um fator F deveria ser computado de sorte a manter o ciclo na condição ótima. Desconsiderando-se a complexidade adicional de modelação, decorrente da necessidade de se levar em conta o comportamento transiente do sistema, essa simulação resultaria em uma distribuição estocástica de F para uma correspondente distribuição estocástica de G_T , para um valor médio mensal de G_T conhecido. O f_{ejc} -Chart seria então a correlação do valor esperado de F com o valor médio de G_T , $F_R(\tau\alpha)$, F_{RU_L} , T_e , T_c e Q_e , em analogia ao caso dos sistemas de aquecimento. Essa nova função f_{ejc} é que deveria ser considerada para uma correta análise econômica do ciclo ejetor assistido por energia solar. O que se pode concluir à prior é que existe uma relação funcional entre F e o f-Chart para sistemas de aquecimento, visto que a demanda para uma operação ótima do ejetor exige incremento de trabalho no booster, quando o valor nominal Q_g necessário para que o sistema opere no ponto de ótimo seja reduzido para $f_{ejc}Q_g$, em decorrência da variabilidade de G_T no

período. Tal análise certamente demandaria muito tempo, principalmente por dever considerar o aspecto transiente da simulação, o que fugiria ao escopo da presente dissertação.

6.3 CUSTOS DOS SISTEMAS SOLARES

6.3.1 INVESTIMENTOS

Os custos de instalação de equipamentos que operam com energia solar são importantes para o processo de análise econômica. Incluem-se nestes, o custo de coletores, booster, bombas, válvulas de expansão, controles, tubos, trocador de calor, condensador, evaporador e todos os outros equipamentos associados a instalação do sistema, que em algumas circunstâncias podem ser iguais ou maiores a os valores de compra.

Todavia, na presente análise não será considerado o custo de capital do sistema de refrigeração com ejetor. Essa hipótese caracteriza a presente análise como o método do custo oportunidade. A vantagem econômica obtida com o investimento em coletor solar e a redução de despesas operacionais, consideradas as despesas com o custo do investimento e ganhos de redução de impostos, deverá ser comparada ao valor do equipamento alternativo (ejetor), uma vez descontado o capital devido ao equipamento convencional (ar-condicionado) e suas renovações no período de análise econômica.

A comparação da vantagem obtida (LCS) com os valores de capital mencionados não será feita neste trabalho, pois não se poderia comparar o custo do ejetor que presentemente está em fase de demonstração comercial, com o custo do aparelho de ar-condicionado, que tem mercado franco e portanto uma escala de produção otimizada.

O custo de capital de instalação do coletor solar é expressado pela equação,

$$C_S = C_A A_c + C_E \quad (6.5)$$

onde C_A é o custo unitário da área do coletor solar e C_E representa os custos de controle e instalação independentes do coletor.

6.3.2 CUSTO DE OPERAÇÃO

Estes custos incluem os custos da energia auxiliar consumida pelo booster e bomba, impostos extras a os bens imóveis, taxa de juros sobre o capital emprestado utilizado na compra dos equipamentos e outros custos menores.

O custo anual para sistemas solares e não solares pode ser expresso por,

$$\left(\begin{array}{c} \text{Custo} \\ \text{anual} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{custo de} \\ \text{consumo de} \\ \text{combustível ou} \\ \text{energia auxiliar} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{custo de} \\ \text{pagamento} \\ \text{da hipoteca} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{custo de} \\ \text{manutenção} \\ \text{e seguro} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{custo de} \\ \text{energia} \\ \text{parasita} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{imposto} \\ \text{patrimonial} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{abatimento} \\ \text{do imposto} \\ \text{de renda} \end{array} \right) \quad (6.6)$$

O pagamento de hipoteca inclui o pagamento de juro do montante do dinheiro emprestado para a instalação do sistema. Custos de manutenção e seguro devem ser considerados para manter o sistema em condições de operação e protegê-lo contra acidentes. O custo de energia parasita corresponde aquele custo decorrente do consumo de energia elétrica das bombas e outros dispositivos menores. O abatimento do imposto de renda para um sistema não-comercial (que não produz renda) é expressado por:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Abatimento do} \\ \text{imposto de renda} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{imposto} \\ \text{efetivo} \end{array} \right) (\text{juros pagos} + \text{imposto patrimonial}) \quad (6.7)$$

No caso de o sistema ser uma instalação comercial (que produz renda), tem-se

$$\left(\begin{array}{c} \text{Abatimento do} \\ \text{imposto de renda} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{imposto} \\ \text{efetivo} \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} \text{juros pagos} \\ + \text{imposto patrimonial} \\ + \text{despesa de combustível} \\ + \text{despesa de manutenção e} \\ \text{seguro} \\ + \text{despesa de energia parasita} \\ + \text{depreciação} \end{array} \right) \quad (6.8)$$

onde,

$$\left(\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{imposto} \\ \text{efetivo} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{imposto} \\ \text{federal} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{imposto} \\ \text{estadual} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{imposto} \\ \text{federal} \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{imposto} \\ \text{estadual} \end{array} \right) \quad (6.9)$$

6.3.2.1 Economia solar

O ganho solar é a diferença do dispêndio com o sistema convencional e o dispêndio com o sistema solar combinado (a economia pode ser negativa, o que significaria uma perda). Esta definição foi dada por Beckman et al. [3], na forma de equação que segue

$$\left(\begin{array}{c} \text{Ganho} \\ \text{solar} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{dispêndio com} \\ \text{o sistema} \\ \text{convencional} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{dispêndio com} \\ \text{o sistema} \\ \text{solar} \end{array} \right) \quad (6.10)$$

Também pode ser escrito como,

$$\left(\begin{array}{c} \text{Ganho} \\ \text{solar} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{ganho de} \\ \text{combustível} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{incremento nos custos de juros de hipoteca} \\ + \text{ incremento no custo de seguro de manutenção} \\ + \text{ incremento no custo energia parasita} \\ + \text{ incremento no imposto patrimonial} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{ganho} \\ \text{de imposto} \\ \text{de renda} \end{array} \right) \quad (6.11)$$

O significado dos termos da equação (6.11) são os mesmos daqueles da equação (6.6), exceto que aqui eles se referem aos incrementos dos vários custos que os sistemas solares acrescentam em relação aos sistemas convencionais. Equações análogas as equações (6.7) e (6.8) podem ser escritas para a equação (6.11) na forma que segue:

Para um sistema não-comercial:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Ganho de} \\ \text{imposto de renda} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{imposto} \\ \text{efetivo} \end{array} \right) \left[\left(\begin{array}{c} \text{incremento} \\ \text{no pagamento} \\ \text{de juros} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{incremento} \\ \text{no imposto} \\ \text{patrimonial} \end{array} \right) \right] \quad (6.12)$$

E para um sistema comercial:

$$\left(\begin{array}{c} \text{ganho do} \\ \text{imposto de renda} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{taxa de} \\ \text{imposto} \\ \text{efetivo} \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} \text{incremento dos juros pagos} \\ + \text{ incremento do imposto patrimonial} \\ + \text{ incremento no custo de energia auxiliar} \\ + \text{ incremento no custo de manutenção} \\ \text{e seguro} \\ + \text{ incremento na depreciação} \\ - \text{ montante economizado de combustível} \\ \text{ou energia auxiliar} \end{array} \right) \quad (6.13)$$

6.4 DESCONTO E INFLAÇÃO

O mais completo enfoque econômico na análise de sistemas solares até o presente é o método LCS. Neste método todos os custos são convertidos para o valor presente e o ganho é a soma de todos os valores presentes das receitas e despesas no período de análise econômica. O valor presente de um único pagamento, para N períodos à taxa de desconto d é expresso por

$$PW = \frac{1}{(1+d)^N} \quad (6.14)$$

Se A representa o valor do pagamento no final do primeiro período e i é a inflação no período, o valor de A para N períodos é acrescido para

$$C_N = A(1+i)^{N-1} \quad (6.15)$$

e o valor presente de A é expresso por

$$PW_N = \frac{A(1+i)^{N-1}}{(1+d)^N} \quad (6.16)$$

Esta equação é útil para se calcular o valor presente de cada um dos pagamentos das séries de pagamentos com inflação. Também é útil para se calcular o valor presente de cada um dos custos de qualquer tempo, que são antecipados durante o período de análise e para o qual o valor do custo no final do primeiro período é conhecido.

6.5 FATOR DO VALOR PRESENTE PARA SERIE DE PAGAMENTOS

Se uma obrigação ocorre a cada ano com uma inflação i por período, o fator de valor presente (PWF) da serie de N pagamentos pode ser calculado pela soma da equação (6.16) sobre os N períodos. O resultado é o seguinte:

$$PWF(N,i,d) = \sum_j^N \frac{(1+i)^{j-1}}{(1+d)^j} = \left. \begin{array}{l} \frac{1}{(d-i)} \left[1 - \left(\frac{1+i}{1+d} \right)^N \right] \quad \text{se } i \neq d \\ \frac{N}{1+i} \quad \text{se } i = d \end{array} \right\} \quad (6.17)$$

Se a função da equação (6.17) é multiplicada pelo primeiro de uma serie de pagamentos feitos do final de cada período, o resultado é a soma dos N pagamentos descontados para o presente com uma razão de desconto d

6.6 MÉTODO P₁ - P₂

Os custos no período de vida, referentes ao seguro, manutenção, energia parasita, imposto patrimonial, juros de hipoteca e da energia elétrica são determinados com os valores presentes apropriados. No presente método dois fatores são considerados; o primeiro é o termo que é diretamente proporcional ao valor monetário da energia elétrica no primeiro ano e o segundo, correspondente a soma dos termos relacionados diretamente ao investimento inicial no sistema. Fazendo uso destes fatores, Brandemuehl and Beckman [4, 16] propõem uma formulação simples para o ganho durante a vida útil que é traduzida pela equação seguinte,

$$LCS = P_1 C_{ELT} LF - P_2 (C_A A_c + C_E) \quad (6.18)$$

onde P₁ é a relação entre o ganho decorrente da redução de consumo de energia elétrica no período de vida do empreendimento, referente ao primeiro ano e o investimento inicial e P₂, é a relação entre os custos devidos ao investimento no período de vida e o investimento inicial. Qualquer custo proporcional ao custo da energia auxiliar do primeiro ano pode ser incluído na análise para determinar um valor apropriado de P₁, e qualquer custo que é proporcional ao investimento pode ser incluído em P₂.

Pela teoria econômica P₁ é expresso por

$$P_1 = (1 - C\bar{i}) PWF(N_e, i_{ELT}, d) \quad (6.19)$$

enquanto que P₂ é dado pela expressão,

$$\begin{aligned}
P_2 = & D + (1 - D) \frac{\text{PWF}(N_{\min}, 0, d)}{\text{PWF}(N_L, 0, m)} \\
& - \bar{t}(1 - D) \left[\text{PWF}(N_{\min}, m, d) \left(m - \frac{1}{\text{PWF}(N_L, 0, m)} \right) + \frac{\text{PWF}(N_{\min}, 0, d)}{\text{PWF}(N_L, 0, m)} \right] \\
& + M_s(1 - C\bar{t})\text{PWF}(N_e, i_{\text{ELT}}, d) + tV(1 - \bar{t})\text{PWF}(N_e, i_{\text{ELT}}, d) \\
& - \frac{C\bar{t}}{N_D}\text{PWF}(N'_{\min}, 0, d) - \frac{R_v}{(1 + d)^{N_e}}(1 - C\bar{t})
\end{aligned} \tag{6.20}$$

onde

C = indicador (se comercial $C = 1$ e não comercial $C = 0$)

\bar{t} = imposto de renda efetivo

N_e = período de análise econômica na vida útil do sistema

i_{ELT} = taxa de inflação da eletricidade ou energia auxiliar

d = taxa de desconto anual do mercado

D = razão da contrapartida e do investimento inicial

N_{\min} = período durante o qual o pagamento de amortização contribui para o análise (usualmente o mínimo de N_e e N_L)

N_L = período de empréstimo

m = taxa de juros

M_s = razão dos custos variados (energia auxiliar, seguro, manutenção) e do investimento inicial.

t = imposto patrimonial baseado no valor de avaliação

V = razão do valor patrimonial do sistema solar avaliado no primeiro ano e do investimento inicial

N_D = período de depreciação

N'_{\min} = período durante o qual o pagamento de amortização contribui para o análise (usualmente o mínimo de N_e e N_D)

R_v = razão do valor de revenda no final da vida útil e do investimento inicial

C_A = custo unitário de área de coletor por m^2

C_E = custo independente da área de coletor (controles, bomba de circulação, tubos, etc.)

C_{ELT} = custo da energia auxiliar (booster) por kWh

L = demanda anual de energia elétrica, kWh

F = fração anual de energia economizada com energia solar

Na equação (6.20) o primeiro termo da direita representa a contrapartida. Todos os outros termos representam os custos que devem ser pagos em parcelas, em proporção ao investimento inicial. O segundo termo representa os custos de financiamento a juros no período; o terceiro, dedução dos impostos de renda; o quarto, custos gerais tais como energia auxiliar, seguro, manutenção; o quinto, custos de imposto patrimonial; o sexto, dedução do imposto devido a depreciação pelo método linear; e o sétimo representa o valor presente do valor da renda no final da vida útil.

O valor dos pagamentos do empréstimo dependem de N_L e N_e . Se $N_L \leq N_e$, o período N_L contribuirá no pagamento. Se $N_L \geq N_e$ somente N_e será tomado em conta durante o período de análise. Se N_e for o período sobre o qual o fluxo de caixa descontado é calculado fora das estimativas dos custos do período, então $N_{\min} = N_e$. Se N_e for o período de operação esperado do sistema e todos os pagamentos são realizados de forma planejada, então $N_{\min} = N_L$.

As equações de P_1 e P_2 incluem somente o valor presente e a relação dos pagamentos do investimento inicial no sistema e não dependem da área do coletor e da fração solar o que permite otimizar a área do coletor a partir da equação (6.18) onde a principal variável é A_c , uma vez definidos a configuração e tipo de coletor. Derivando a equação (6.18) com respeito a A_c e igualando o resultado a zero tem-se

$$\frac{\partial \text{LCS}}{\partial A_c} = P_1 C_{\text{ELT}} L \frac{\partial F}{\partial A_c} - P_2 C_A = 0 \quad (6.21)$$

A máxima economia é alcançada quando a derivada da fração solar F no ponto de máximo satisfaz a equação seguinte:

$$\frac{\partial F}{\partial A_c} = \frac{P_2 C_A}{P_1 C_{\text{ELT}} L} \quad (6.22)$$

Desta equação pode-se concluir que a demanda de F diminui com o aumento do custo da energia auxiliar C_{ELT} , o que significa que A_c ótima aumenta pois o comportamento de F é exponencial assintótico com A_c . Em outras palavras aumenta a viabilidade de investimento em capital de coletor solar na circunstância de C_{ELT} aumentar.

CAPÍTULO 7

ANÁLISE DOS RESULTADOS

7.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com a simulação e otimização termodinâmica descrita nos capítulos anteriores. Para melhor organização do capítulo os resultados são divididos em três partes. A primeira apresenta resultados para o ciclo convencional assistido por coletor solar. São analisados os casos ideal e real. A simulação do ciclo real foi feita para o refrigerante R114. Na segunda parte são apresentados resultados para o sistema híbrido. Simulou-se duas situações, uma com o refrigerante R 114 e a outra com a amônia. A primeira foi feita com o propósito de comparação com a segunda. O R 114 é recomendado na maioria dos casos analisados por outros autores. A segunda foi escolhida por várias razões a saber, a amônia é bastante utilizada na prática e entre os refrigerantes freqüentemente utilizados é um dos menos dispendiosos. Estas duas razões, juntamente com sua estabilidade química, afinidade pela água e não miscibilidade com óleo, fazem da amônia um refrigerante ideal para uso neste sistema de refrigeração, além do que este refrigerante não degrada a camada de ozônio. A parte final do capítulo apresenta os resultados da otimização termoeconômica, para a qual utilizou-se também a amônia. O objetivo destes resultados é para mostrar as vantagens econômicas do sistema híbrido. Pela análise dos resultados presentes neste capítulo pretende-se evidenciar as potencialidades do ciclo ejetor híbrido.

7.2 RESULTADOS PARA O CICLO EJETOR CONVENCIONAL ASSISTIDO POR COLETOR SOLAR

7.2.1 CICLO IDEAL

A máxima eficiência do ciclo ejetor convencional ideal em função da temperatura de estagnação é apresentada na figura 7.1a. Foram utilizadas varias temperaturas de condensação com temperatura de evaporação igual a 4 °C para todos os casos. Este valor foi escolhido por ser o freqüentemente utilizado para propósitos de condicionamento de ar. Desta figura pode-se concluir que a eficiência do sistema depende da temperatura de condensação. Para um incremento

de T_c a eficiência total do sistema decresce substancialmente. A eficiência do sistema aumenta apreciavelmente com a qualidade do coletor, que é representada por sua temperatura de estagnação T_{st} . Temperaturas altas correspondem a coletores mais eficientes, porem de maior custo.

Nas figuras 7.1b, 7.1c, 7.1d e 7.1e são apresentadas curvas do coeficiente de desempenho do ciclo ejetor, da eficiência do coletor, da temperatura de geração e da área de coletor para o ponto de máxima eficiência do sistema respectivamente, em função da temperatura de estagnação. Na figura 7.1b observa-se que o COP do ciclo ejetor decresce apreciavelmente com o incremento de T_c , o que requer um elevado valor de T_g para compensar este decréscimo. O incremento de T_g provoca uma queda na eficiência do coletor e como consequência também no rendimento do sistema. Tanto o COP do ciclo ejetor quanto a eficiência dos coletores diminuem com o incremento de T_c e aumentam com o aumento da temperatura de estagnação do coletor, quando a temperatura de condensação permanece constante, como pode-se observar nas figuras 7.1b e 7.1c respetivamente. A figura 7.1d mostra que a temperatura de geração T_g sofre uma elevação com o aumento da temperatura de condensação. Se esta última permanece constante, a temperatura de geração cresce com a o aumento da temperatura de estagnação. A área de coletor necessária aumenta também com o aumento da temperatura de condensação. Contudo, pode-se observar que para maiores temperaturas de estagnação do coletor, a área varia pouco com T_c , como pode ser observado na figura 7.1e.

O ciclo ideal descrito serve como referencia para os sistemas reais. Também é útil para a estimar os valores dos parâmetros de operação de um sistema real. A maximização da eficiência total para um ciclo real requer uma escolha adequada da temperatura de estagnação e da temperatura de evaporação dentro de seus limites máximos permissíveis e uma temperatura de condensação mais baixo possível.

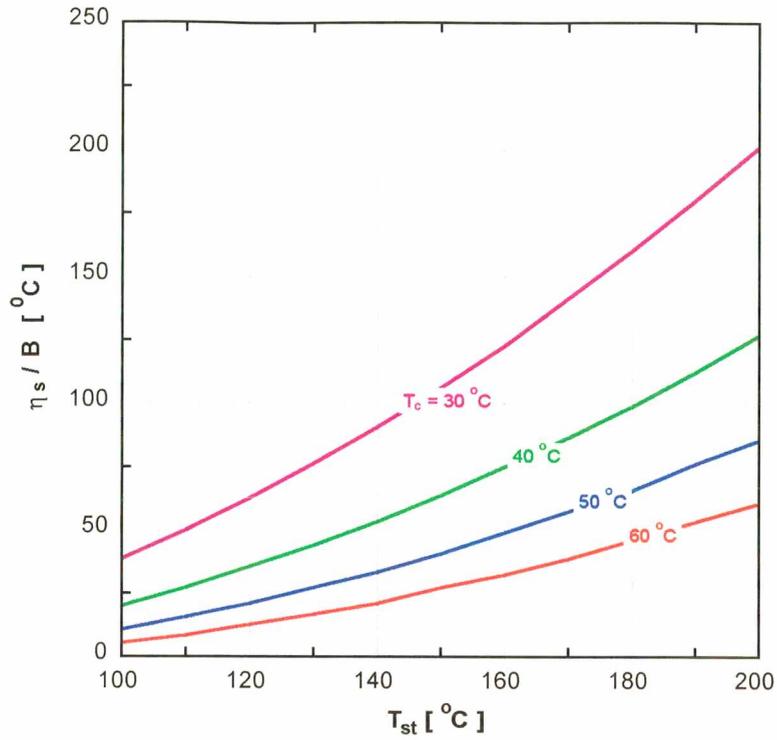


Figura 7.1a Máxima eficiência do ciclo ejetor ideal assistido por coletor solar

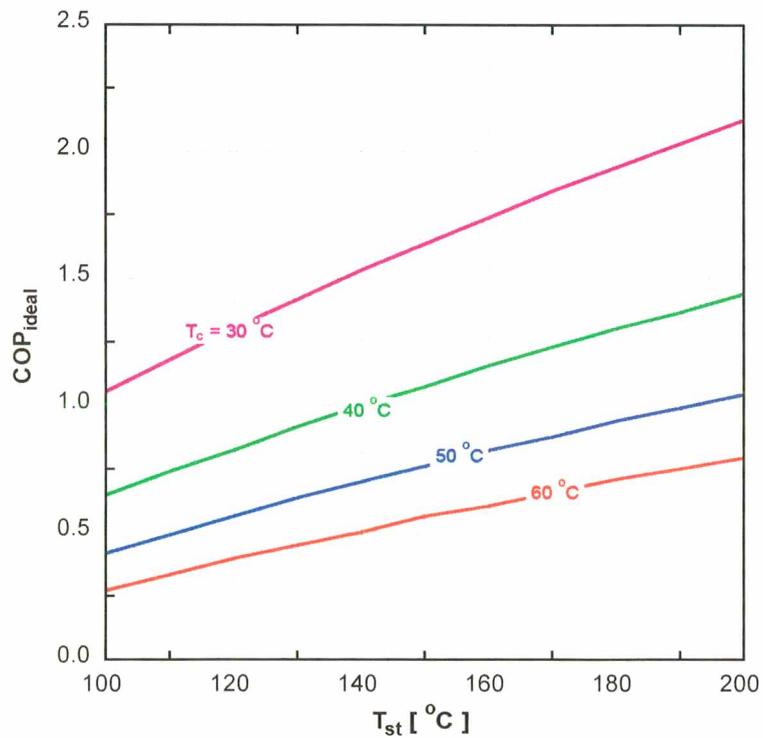


Figura 7.1b COP do ciclo ejetor ideal no ponto de máxima eficiência

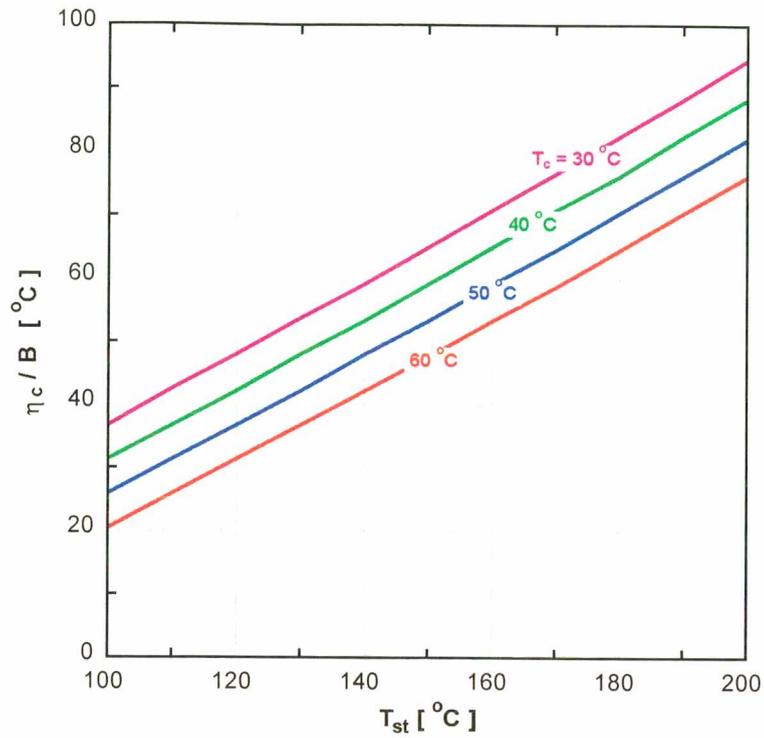


Figura 7.1c Eficiência do coletor no ponto da máxima eficiência do ciclo ideal

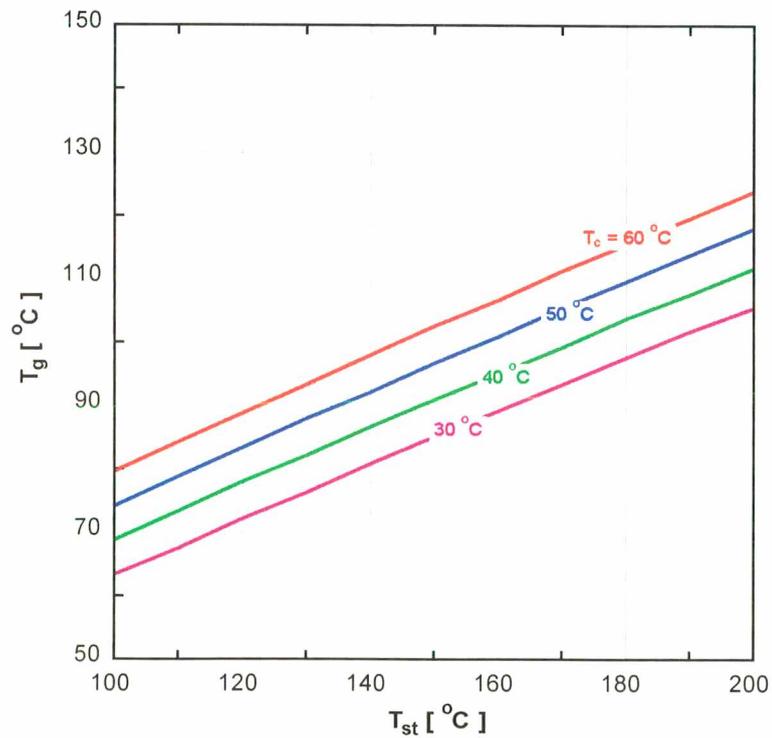


Figura 7.1d Temperatura no gerador do ciclo ejetor ideal no ponto de máxima eficiência

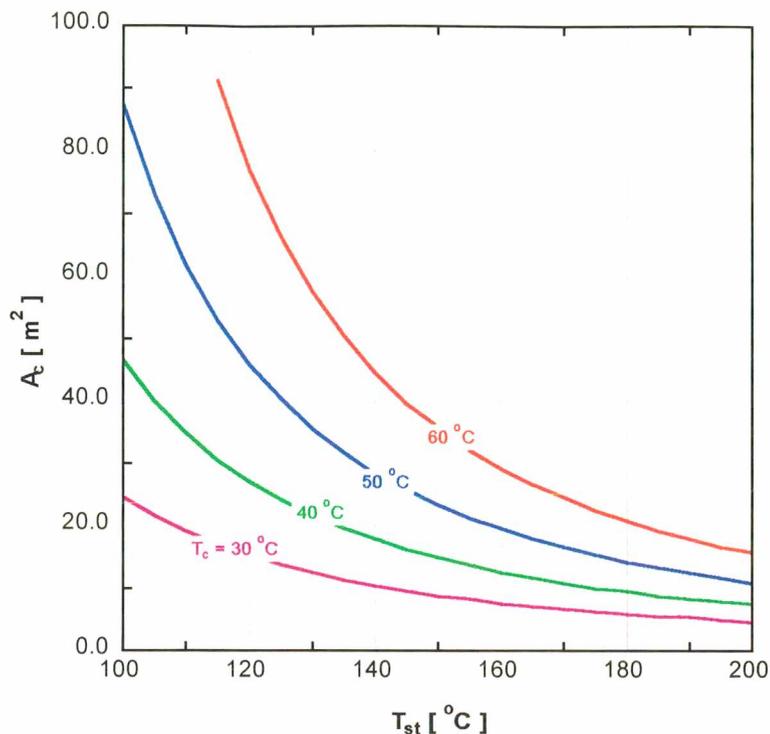


Figura 7.1e Área de coletor do ciclo ejetor ideal no ponto de máxima eficiência, para 1 Ton. de refrigeração

7.2.2 CICLO REAL

Resultados da otimização numérica do ciclo real são apresentados nas figuras 7.2(a-f). A figura 7.2a representa a máxima eficiência do sistema em função da temperatura de estagnação, enquanto que as figuras 7.2b, 7.2c, 7.2d, 7.2e e 7.2f representam respectivamente, o coeficiente de desempenho do ciclo, a eficiência do coletor, a temperatura de geração, a área de coletor e a relação de fluxo de massa, no ponto da máxima eficiência do sistema em função da temperatura de estagnação. Nesta simulação foram consideradas só temperaturas de condensação de 30°C e 40°C. A comparação destes resultados com os do ciclo ideal mostram comportamento similar. Em ambos casos a eficiência global, temperaturas de geração, eficiências do coletor e coeficientes de desempenho do ciclo ejetor crescem com o aumento da temperatura de estagnação do coletor. Nas figuras 7.2 pode-se observar ainda que para valores de T_{st} iguais a 100°C e 200°C, a relação das eficiências do sistema ideal e real é da ordem de 5 para 3, ou seja, que a eficiência de um sistema real é de 20 a 30 % da eficiência de um sistema ideal.

A figura 7.2e mostra as curvas da área de coletor. Nos dois casos apresentados observa-se comportamento similar ou do caso ideal. Para $T_c = 30^\circ\text{C}$ a área de coletor do caso real é até três vezes maior que a área correspondente ao caso ideal. Esta relação aumenta pelo menos até 4,3 quando $T_c = 40^\circ\text{C}$. Na figura 7.2f observa-se que o incremento na temperatura de condensação provoca uma queda na relação de fluxo de massa. Isto ocorre devido ao aumento do fluxo de massa primário (M_g) necessário para compensar o incremento na temperatura de saída do ejetor. Observa-se ainda que a relação de fluxo de massa aumenta com o aumento da temperatura de estagnação do coletor, quando os demais parâmetros permanecem constantes.

Como era de esperar, verificou-se a existência da onda de choque na região **1-2** do ejetor. Para $T_c = 30^\circ\text{C}$ e $100 \leq T_{st} \leq 200$ encontrou-se na seção **1** (antes do choque) valores para o número de Mach no intervalo $1,452 \leq M_1 \leq 1,493$ e na seção **2** (depois do choque) de $0,664 \geq M_2 \geq 0,647$. Para $T_c = 40^\circ\text{C}$, $1,645 \leq M_1 \leq 1,696$ e $0,237 \geq M_2 \geq 0,571$. Cabe aqui ressaltar que somente é possível encontrar valores ótimos da eficiência do sistema se o escoamento no ejetor passa de supersônico a subsônico, condição necessária para o ótimo funcionamento do ejetor como foi explicado no capítulo 3

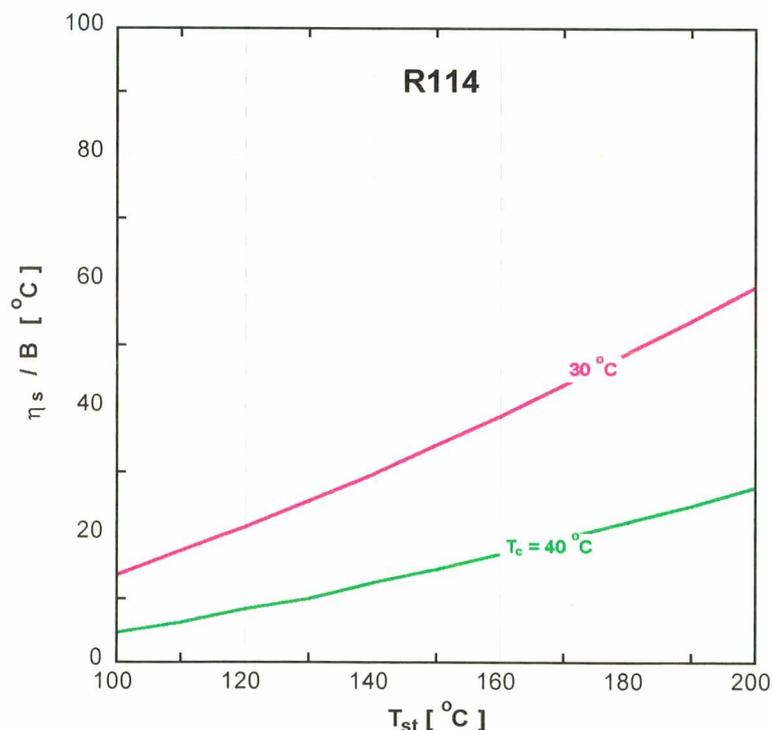


Figura 7.2a Máxima eficiência do ciclo ejetor real assitido por coletor solar

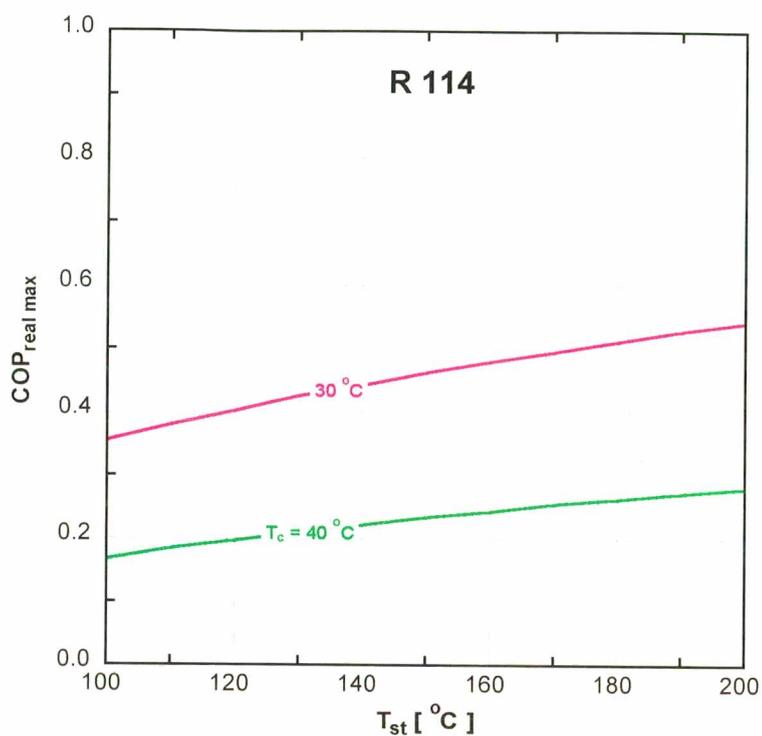


Figura 7.2b Coeficiente de performance no ponto de máxima eficiência do sistema real

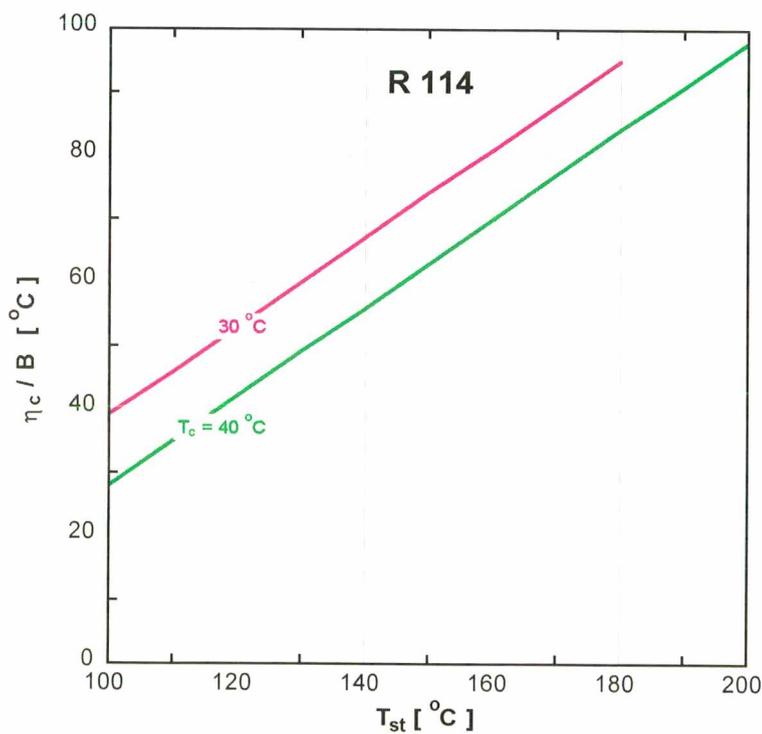


Figura 7.2c Eficiência do coletor solar no ponto da máxima eficiência do sistema real

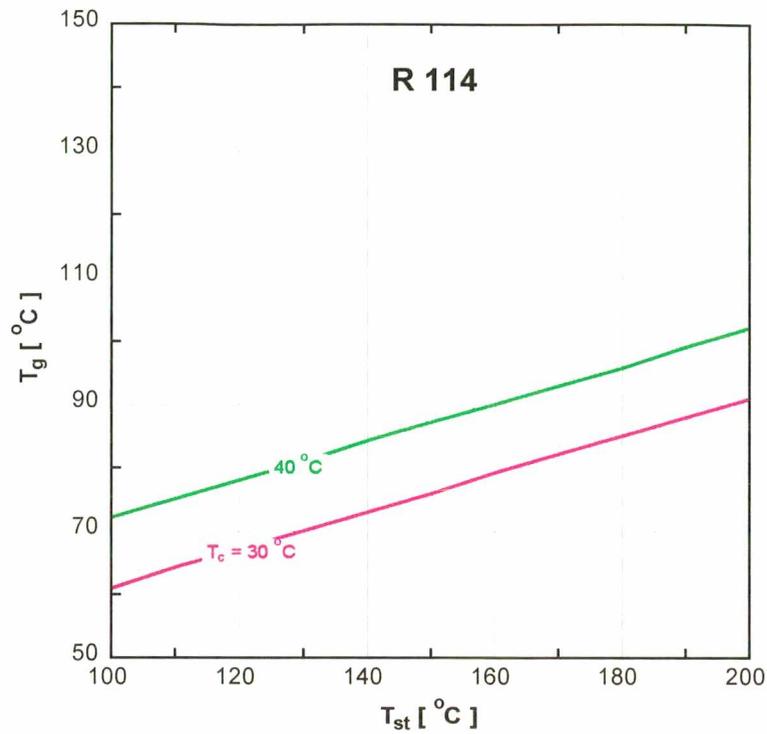


Figura 7.2d Temperatura no gerador no ponto da máxima eficiência do sistema real

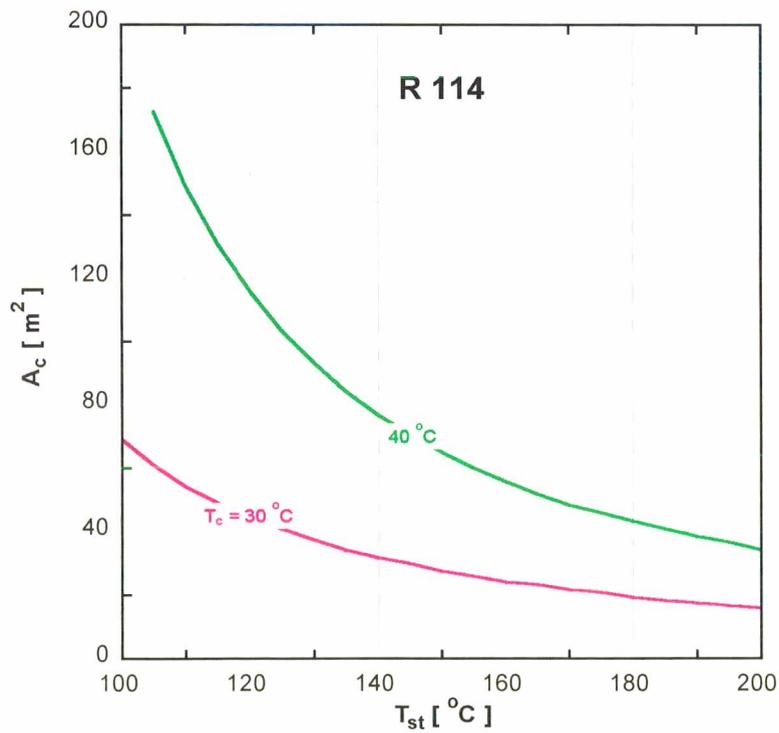


Figura 7.2e Área do coletor solar para o ponto de máxima eficiência do sistema real

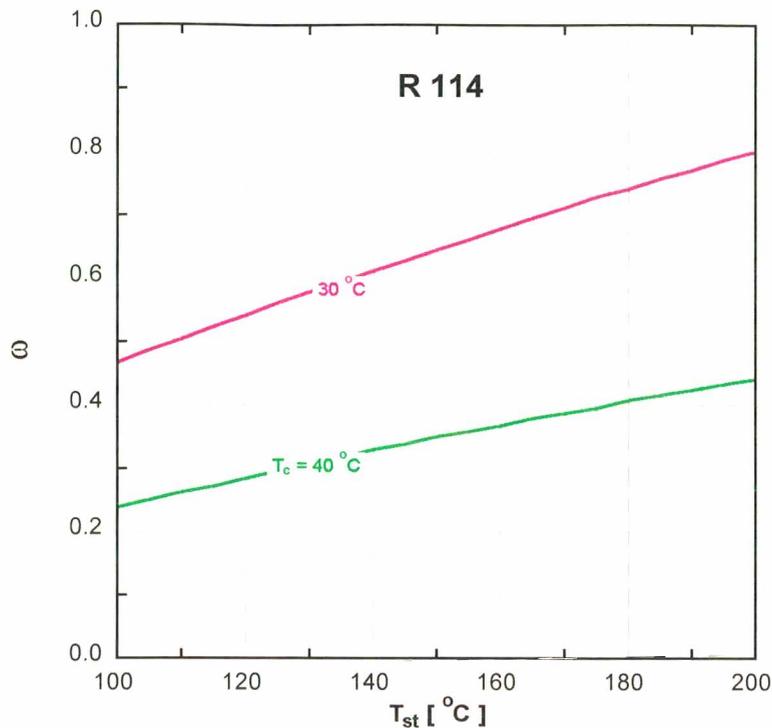


Figura 7.2f Relação de fluxo de massa para o ponto da máxima eficiência do sistema real

7.3 RESULTADOS DO SISTEMA HÍBRIDO

Nas figuras 7.3-7.17 são apresentados resultados do processo de otimização nos quais as melhores condições de operação do sistema são atingidas. Em todos os casos da simulação foi utilizada uma temperatura de evaporação igual a $T_e = 4^{\circ}C$, que é um valor comum para propósitos de condicionamento de ar. A simulação foi realizada para temperaturas de condensação T_c variando de 30 a 60 $^{\circ}C$. A variável independente em todos os casos é a temperatura de estagnação do coletor solar. Os gráficos são independentes do valor particular de B .

O parâmetro que varia discretamente nas figuras é o COP_{mec} . Para determinadas condições de operação (T_e , T_c , T_g) um alto valor de COP_{mec} representa uma baixa energia mecânica consumida (booster). Assim, quando $COP_{mec} \rightarrow \infty$ ou $W_{mec} \rightarrow 0$ o sistema funciona totalmente com a energia solar, que corresponde ao caso descrito na seção 7.2.2.

Conhecendo-se P_e a partir de $T_e = 4^{\circ}C$, diferentes valores de COP_{mec} correspondem a uma determinada elevação de pressão ($P_s - P_e$) e vários valores da relação de pressão P_s/P_e . Estes

valores são apresentados nas tabelas 1 e 2 para o R-114 e o amônia respectivamente. Nessas tabelas pode-se observar que as pressões no caso da amônia são altas o que representa a necessidade de equipamentos mais robustos.

As condições de operação ótimas são obtidas pela determinação de T_g e ω que resultem na máxima eficiência do sistema. As figuras 7.3, 7.6, 7.9, 7.12 e 7.15 ilustram o comportamento da temperatura de geração e da eficiência ótima do sistema. Figuras 7.4, 7.7, 7.10, 7.13 e 7.16 mostram a eficiência do coletor solar e o coeficiente de desempenho térmico do ciclo de refrigeração no ponto da máxima eficiência do sistema. As figuras 7.5, 7.8, 7.11, 7.14 e 7.17 mostram a área do coletor para um valor particular B igual a $0.0053 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ e a relação do fluxo de massa, também para o ponto de máxima eficiência do sistema.

Pode-se observar das figuras 7.3-7.17 que temperaturas de condensação baixas são sempre benéficas para o sistema, o que resulta em temperaturas menores de geração e por sua vez em eficiências maiores nos coletores. As figuras também mostram que quando a diferença $T_c - T_e$ diminui, o valor de $\text{COP}_{\text{térmico}}$ é incrementado. Pode-se observar ainda que para valores maiores de temperaturas de condensação correspondem a maiores áreas de coletor e maiores relações de fluxo de massa. A relação de fluxo de massa é inversamente proporcional a pressão de condensação ou seja, que quanto maior esta pressão menor será seu valor.

TABELA 1 Estados termodinâmicos do R-114 no intercooler para $T_c = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$ e vários COP_{mec}

COP_{mec}	$\Delta P = P_s - P_e$ kpa	P_s kPa	T_s $^\circ\text{C}$	P_s / P_e
∞	0	102,2	4	1,00
20	41,50	143,7	13,3	1,41
15	56,90	159,1	16,2	1,56
10	90,60	192,8	21,9	1,89
5	203,00	305,2	36,6	2,99

TABELA 2 Estados termodinâmicos do amônia no intercooler para $T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$ e vários COP_{mec}

COP_{mec}	$\Delta P = P_s - P_e$ kPa	P_s kPa	T_s $^\circ\text{C}$	P_s / P_e
∞	0	498,7	4	1,00
20	191,60	690,3	13,3	1,38
15	261,60	760,3	16,2	1,52
10	412,10	910,8	21,8	1,83
5	959,40	1458,1	37,6	2,92

A temperatura de estagnação do coletor também tem efeito significativo no desempenho do sistema; altos valores de T_{st} resultam numa maior eficiência do coletor, que por sua vez favorece a eficiência total do sistema.

A diminuição do COP_{mec} implica que mais energia é investida na forma de energia mecânica (elétrica). Esta energia é utilizada pelo booster para contribuir na compressão realizada pelo ejetor. Do ponto de vista estritamente termodinâmico, o ciclo de compressão é mais eficiente que o ciclo ejetor. Contudo, quando a energia térmica é disponível à baixo custo, como é o caso da energia solar, a combinação dos dois sistemas resulta no uso mais eficiente da energia térmica. A diminuição do COP_{mec} por conseguinte melhora o $\text{COP}_{\text{térmico}}$ do sistema, para uma determinada temperatura de condensação fixa.

As figuras 7.3 - 7.17 proporcionam ainda informações necessárias para avaliar o sistema híbrido. O intervalo das condições de operação apresentadas nessas figuras é suficientemente amplo para escolher uma variedade de possíveis condições de operação. Em relação ao refrigerante, as figuras mostram que a amônia é mais atraente que o R-114, em adição as qualidades já mencionadas anteriormente. Observe-se que a eficiência do sistema quando é utilizada a amônia aumenta mais intensamente que no caso do R-114 para temperaturas menores de condensação e também com o incremento na temperatura de estagnação do coletor. Observe-se ainda que no caso da amônia, a eficiência dos coletores é menor porque as temperaturas de geração são mais altas. Contudo, este efeito não afeta a eficiência total do sistema, já que o coeficiente de desempenho térmico do ciclo é sempre maior em relação ao R-114, devido ao fato

de que o calor de geração necessário é menor implicando por conseguinte numa área de coletor menor.

As vantagens do sistema híbrido podem ser melhor ilustradas com alguns exemplos práticos. Para este propósito considere-se uma radiação solar de $2,5 \text{ MJ / h-m}^2$ ($= 694 \text{ W/m}^2$) para uma determinada inclinação do coletor. Assume-se que o coletor é de placa plana com uma cobertura e pintura seletiva com temperatura de estagnação de $T_{st} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ e eficiência de 0,85 para $T_o = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Substituindo estes valores na equação (4.14) teremos,

$$B = \frac{\eta_c}{T_{st} - T_o} = \frac{0,85}{200 - 10} = 0,0045 \text{ }^\circ\text{C}^{-1} \quad (7.1)$$

Para $T_e = 4 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_c = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $\text{COP}_{\text{mec}} = 10$ e $T_{st} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ da figura 7.12(a) para o R-114 temos,

$$\frac{\eta_s}{B} = 94 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{ou} \quad \eta_s = 94 \times 0,0045 = 0,423 \quad (7.2)$$

Para a amônia da figura 7.12(b),

$$\frac{\eta_s}{B} = 127 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{ou} \quad \eta_s = 127 \times 0,0045 = 0,5715 \quad (7.3)$$

Estas eficiências são alcançadas com temperaturas de geração de $94 \text{ }^\circ\text{C}$ (figura 7.12(a)) e $106 \text{ }^\circ\text{C}$ (figura 7.12(b)), eficiências de coletor iguais a: $\eta_c = 106 \times 0,0045 = 0,477$ e $\eta_c = 94 \times 0,0045 = 0,423$, $\text{COP}_{\text{térmico}} = 0,89$ (figura 7.13(a)) e $\text{COP}_{\text{térmico}} = 1,35$ (figura 7.13(b)), respectivamente.

A quantidade de calor Q_e absorvido por m^2 de área de coletor é calculada pela equação (6.107) de onde resultam

para o R-114,

$$Q_{es} = \eta_s G_T = 0,423 \times 694 = 293,6 \text{ W / m}^2 \quad (7.4)$$

para a amônia,

$$Q_{es} = \eta_s G_T = 0,572 \times 694 = 396,6 \text{ W / m}^2 \quad (7.5)$$

Para proporcionar uma tonelada de refrigeração ($3516 \text{ W} = 12000 \text{ Btu/h}$) da equação (5.108) será necessário uma área de coletor igual a para o R-114,

$$A_c = \frac{3516}{293,6} \cong 12 \text{ m}^2 \quad (7.6)$$

e para a amônia,

$$A_c = \frac{3516}{396,6} \cong 8,9 \text{ m}^2 \quad (7.7)$$

Nas mesmas condições de operação com sistema convencional teremos (figura 7.2(a)),

$$\frac{\eta_s}{B} = 27,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{ou} \quad \eta_s = 27,6 \times 0,0045 = 0,125 \quad (7.8)$$

Da equação (6.107) resulta

$$Q_{es} = \eta_s G_T = 0,125 \times 694 = 86,75 \text{ W / m}^2 \quad (7.9)$$

da equação (5.53),

$$A_c = \frac{3516}{86,75} \cong 40,5 \text{ m}^2 \quad (7.10)$$

Este resultado mostra ser necessário para o sistema convencional uma área de coletor de 3,4 e 4,5 vezes a área de coletor necessária para o caso do sistema híbrido para o R-114 e a amônia, respectivamente. Tal economia na área de coletor é conseguida com energia mecânica (elétrica) auxiliar a qual é calculada pela equação (4.7) como segue,

$$W_{mec} = \frac{Q_e}{COP_{mec}} = \frac{3516}{10} \cong 352 \text{ W} \quad (7.11)$$

Um aparelho de ar condicionado convencional operando nestas condições tem $COP_{mec}=2.5$ e requer potência próxima 1406 W . No caso do R-114, 12 m^2 de área de coletor economizariam $1406-352 = 1054 \text{ W}$, que representariam um ganho de $1054 / 12 = 87,8 \text{ W/m}^2$. Para o caso de amônia $8,9 \text{ m}^2$ representam um ganho de $1054 / 8,9 = 118,4 \text{ W/m}^2$. No caso do

sistema convencional teremos a razão $1406 / 40.5 = 34.7 \text{ W/m}^2$, isto é uma economia de 34,7 W por m^2 de coletor instalado. A eficiência efetiva de energia solar para refrigeração seria de $87.8/694 = 12.7\%$ para o R-114 e $118.4 / 694 = 17\%$ para o caso da amônia

As tabelas 3 e 4 resumem vários casos para temperaturas $T_e = 4 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_c = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, eficiência de coletor de 0.9 para $T_i = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{st} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ($B = 0.0053 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$). Observe-se que a temperatura de geração diminui com o aumento da energia mecânica. O acréscimo da energia mecânica diminui a carga do sub-ciclo ejetor, resultando numa redução da temperatura de geração e por conseguinte num aumento da eficiência do coletor.

TABELA 7.3 Parâmetros de operação do sistema híbrido para vários COP_{mec}

ESPECIFICAÇÕES DO SISTEMA PARA R-114				
Temperatura de evaporação	$T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$	(pressão de evaporação	$P_e = 102,2\text{ kPa}$)	
Temperatura de condensação	$T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$	(pressão de condensação	$P_c = 445,1\text{ kPa}$)	
Temperatura de estagnação do coletor	$T_{st} = 180\text{ }^\circ\text{C}$			
Coeficiente de eficiência do coletor	$B = 0,0053\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$			
Radiação solar na superfície do coletor	$G_T = 700\text{ W/m}^2$			
Energia necessária para ar condicionado convencional 1,4 kW / Ton. de refrigeração				
CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO				
COP_{mec}	5	10	15	20
Temperatura no intercooler, $^\circ\text{C}$	36,6	21,9	16,2	13,3
Pressão no intercooler, kPa	305,2	192,8	159,1	143,7
Temperatura no gerador, $^\circ\text{C}$	96	97	100	104
Pressão no gerador, kPa	1298	1324,6	1406,7	1522
Eficiência total do sistema	0,51	0,18	0,12	0,10
Eficiência no coletor	0,45	0,44	0,42	0,40
$COP_{térmico}$	1,14	0,40	0,29	0,25
REQUERIMENTOS PARA 1 Ton. DE REFRIGERAÇÃO ($Q_e = 12000\text{ Btu/h} = 3516\text{ W}$)				
Radiação total nos coletores, kW	6,93	20,03	28,45	35,01
Área de coletor, m^2	9,90	28,62	41,21	50,01
Calor de geração, kW	3,10	8,81	12,23	14,10
Energia mecânica (elétrica), kW	0,703	0,352	0,234	0,176
Calor rejeitado pelo condensador, kW	7,32	12,72	16,04	17,87
Equivalente de energia mecânica substituída por área unitária de coletor, W / m	70,4	36,6	28,3	24,5
Eficiência efetiva de conversão, %	10,0	5,2	4,0	3,6

TABELA 7.4 Parâmetros de operação do sistema híbrido para vários COP_{mec} **ESPECIFICAÇÕES DO SISTEMA PARA AMÔNIA**

Temperatura de evaporação	$T_e = 4\text{ }^\circ\text{C}$	(pressão de evaporação	$P_e = 498.7\text{ kPa}$)
Temperatura de condensação	$T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$	(pressão de condensação	$P_c = 2037\text{ kPa}$)
Temperatura de estagnação do coletor	$T_{st} = 180\text{ }^\circ\text{C}$		
Coeficiente de eficiência do coletor	$B = 0,0053\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$		
Radiação solar na superfície do coletor	$G_T = 700\text{ W/m}^2$		
Energia necessária para ar condicionado convencional	1,4 kW / Ton. de refrigeração		

CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

COP_{mec}	5	10	15	20
Temperatura no intercooler, $^\circ\text{C}$	37,6	21,8	16,2	13,3
Pressão no intercooler, kPa	1458,1	910,8	760,3	690,3
Temperatura no gerador, $^\circ\text{C}$	104	106	107	108
Pressão no gerador, kPa	6744	7009	7145	7282
Eficiência total do sistema	0,73	0,26	0,19	0,16
Eficiência no coletor	0,40	0,39	0,387	0,38
$COP_{térmico}$	1,82	0,66	0,50	0,43

REQUERIMENTOS PARA 1 Ton. DE REFRIGERAÇÃO ($Q_e = 12000\text{ Btu/h} = 3516\text{ W}$)

Radiação total nos coletores, kW	4.80	13.59	18.33	21.43
Área de coletor, m^2	6.85	19.42	26.19	30.62
Calor de geração, kW	1.93	5.33	7.09	8.18
Energia mecânica (elétrica), kW	0.703	0.352	0.234	0.176
Calor rejeitado pelo condensador, kW	6.17	9.24	10.91	11.95
Equivalente de energia mecânica substituída por área unitária de coletor, W / m	101.7	54.0	44.5	40.0
Eficiência efetiva de conversão, %	14.5	7.7	6.4	5.7

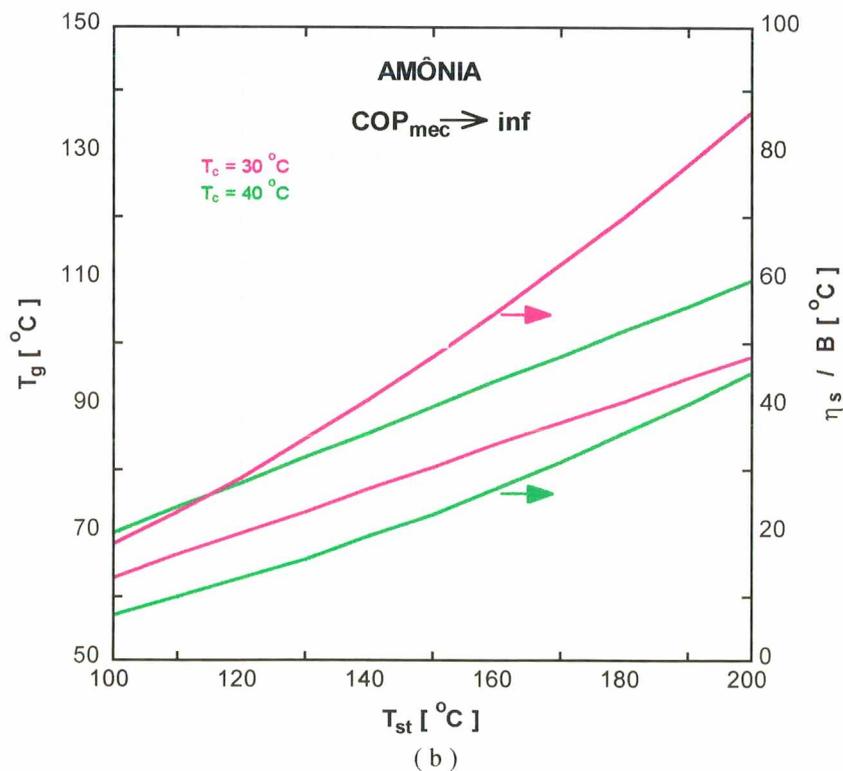
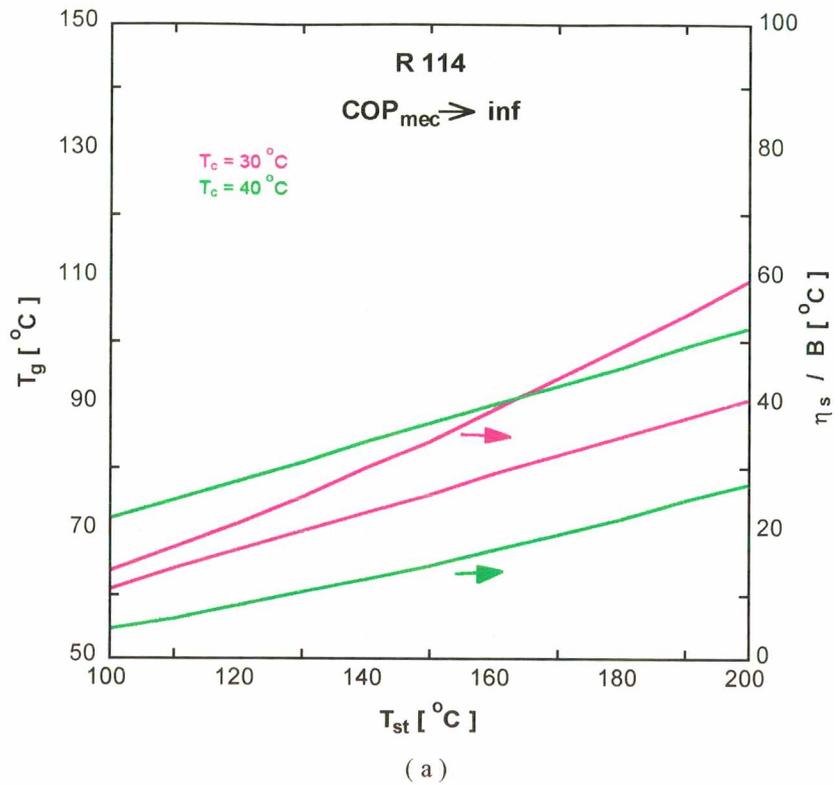
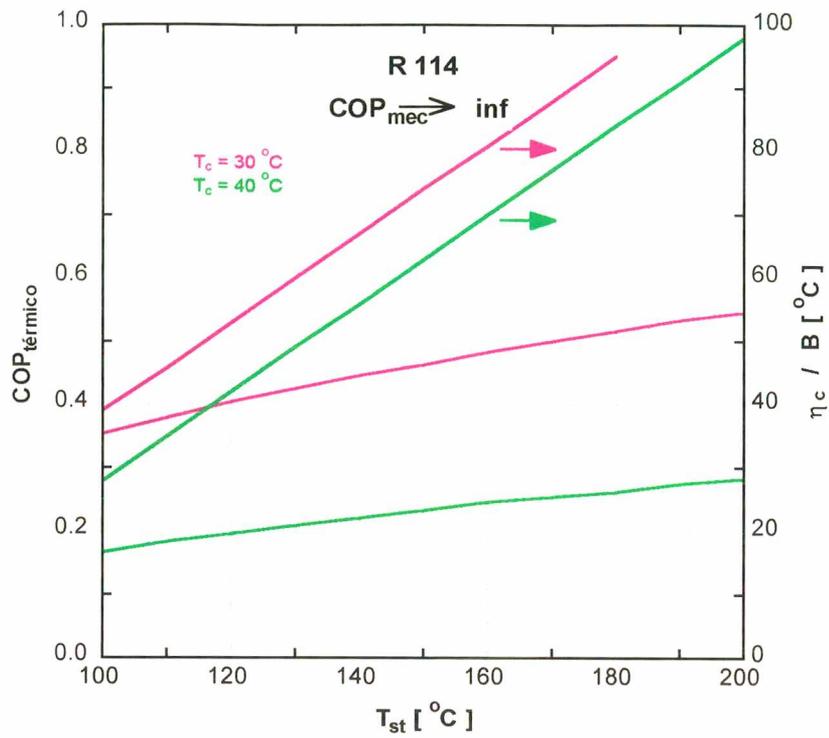
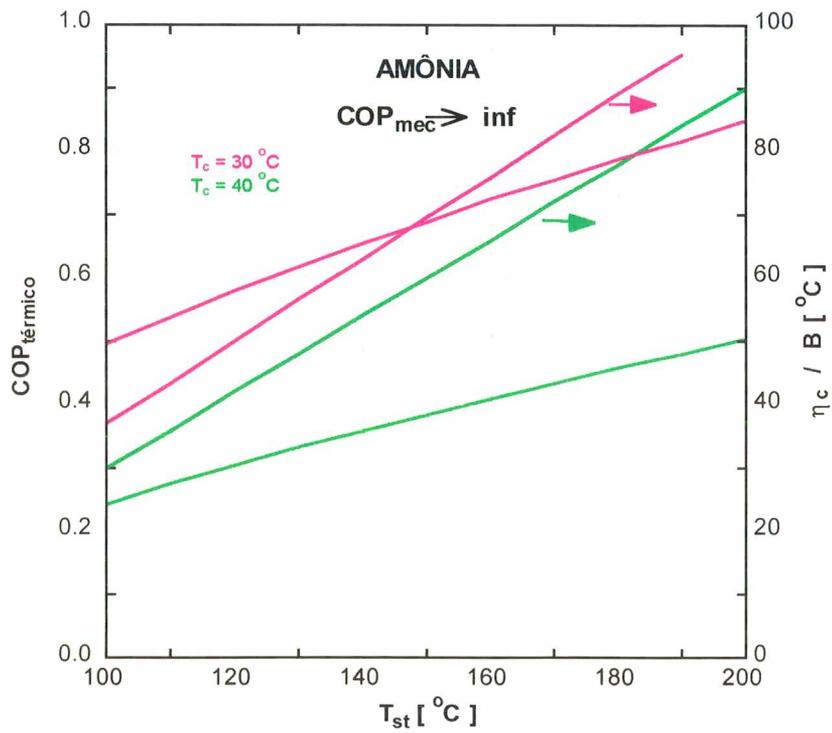


Figura 7.3 Eficiência ótima do sistema e temperatura de geração para $COP_{mec} \rightarrow inf$. (a) R-114, (b) Amônia



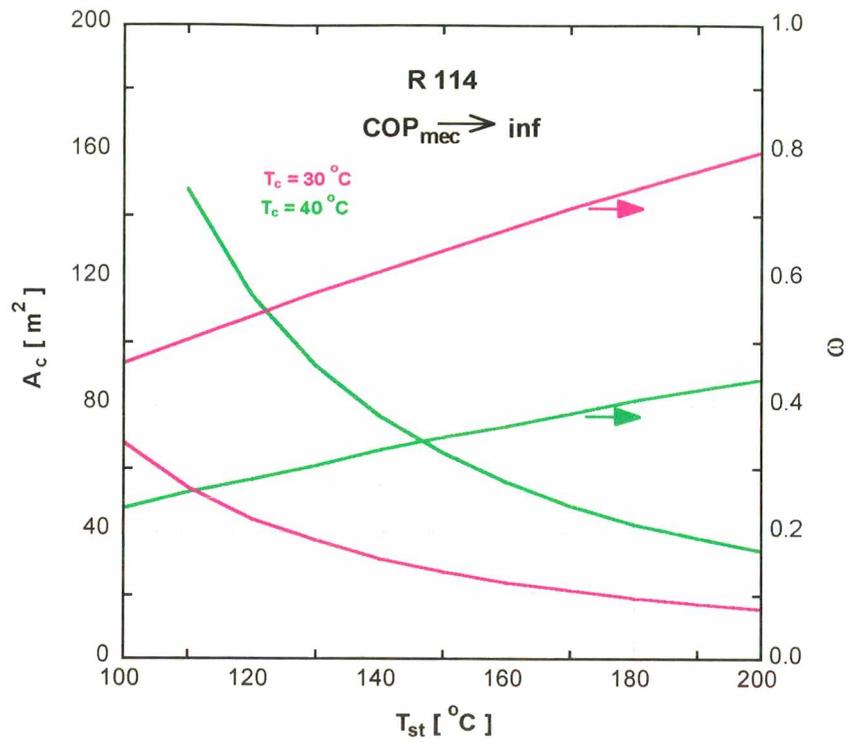
(a)



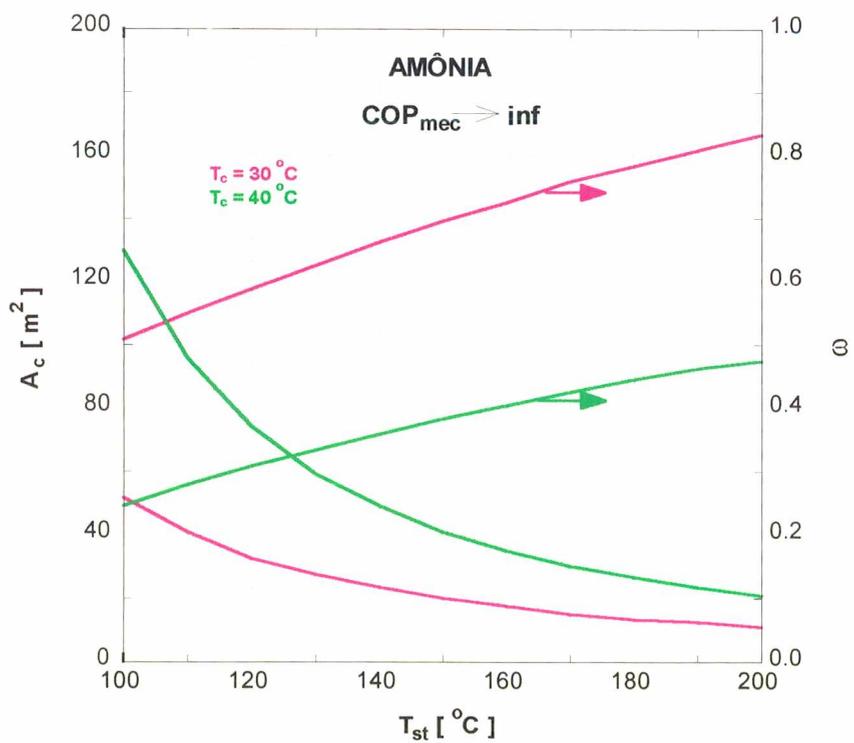
(b)

Figura 7.4 Eficiência do coletor solar e COP do ciclo de refrigeração para $COP_{mec} \rightarrow inf$ no ponto da máxima eficiência do sistema.

(a) R-114, (b) Amônia



(a)



(b)

Figura 7.5 Área do coletor solar ($B = 0.0053 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$) e relação de fluxo de massa para $\text{COP}_{\text{mec}} \rightarrow \text{inf}$ no ponto da máxima eficiência do sistema. (a) R-114, (b) Amônia

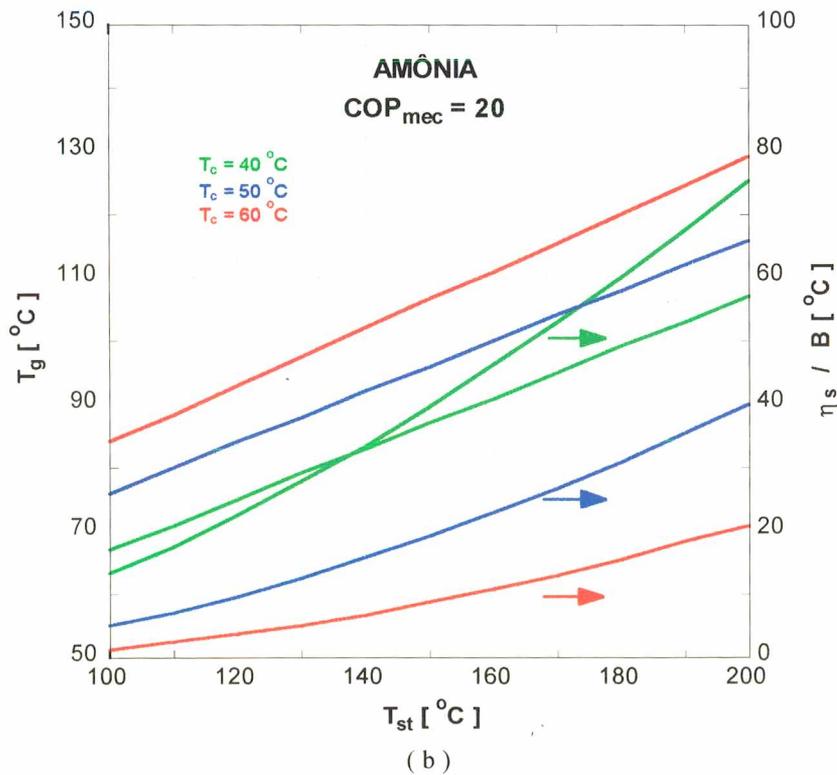
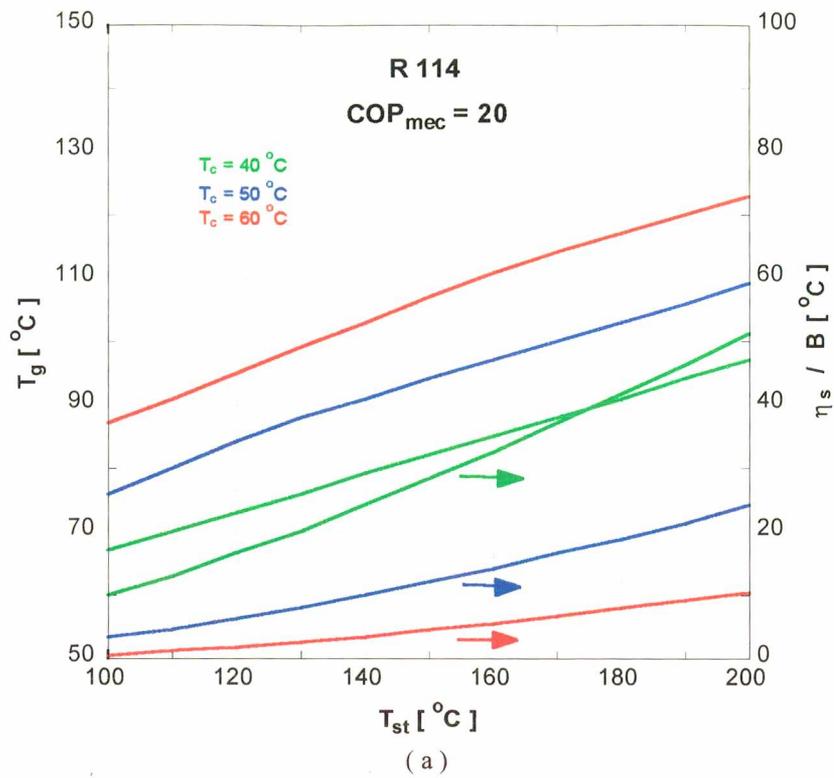
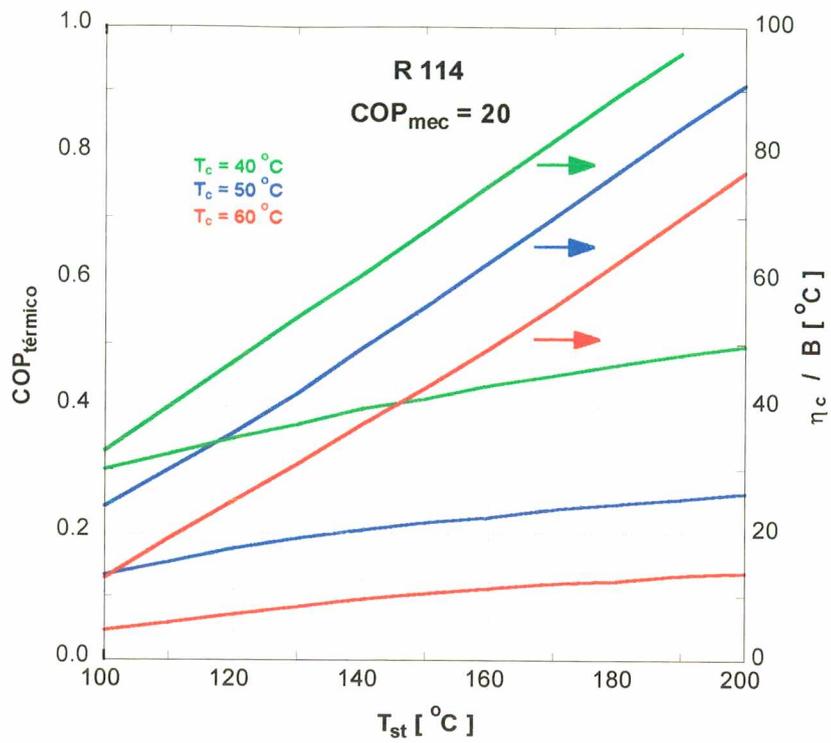
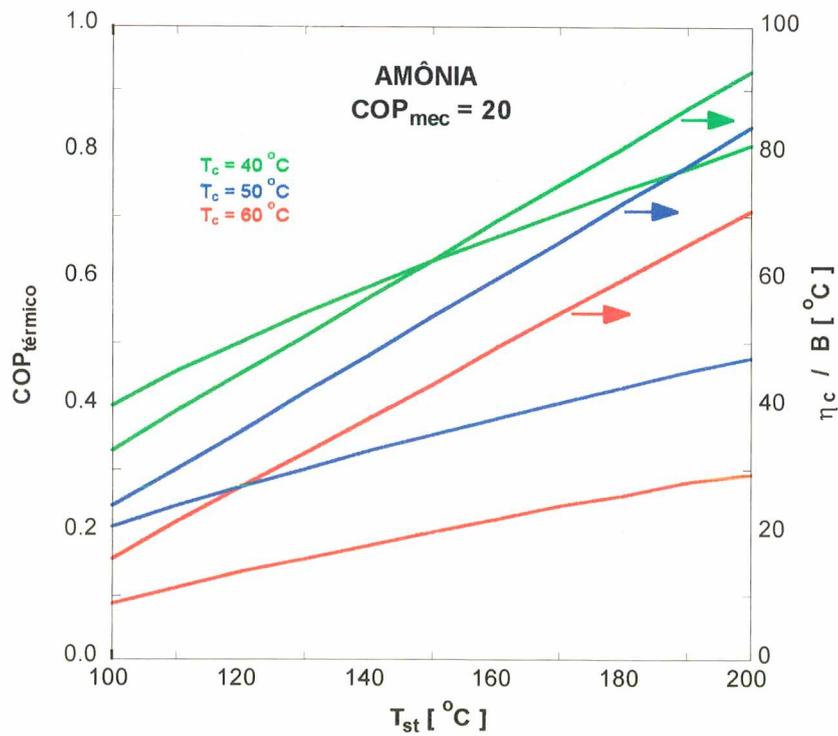


Figura 7.6 Eficiência ótima do sistema e temperatura de geração para COP_{mec} = 20. (a) R-114, (b) Amônia



(a)



(b)

Figura 7.7 Eficiência do coletor solar e COP do ciclo de refrigeração para $COP_{mec} = 20$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b) Amônia

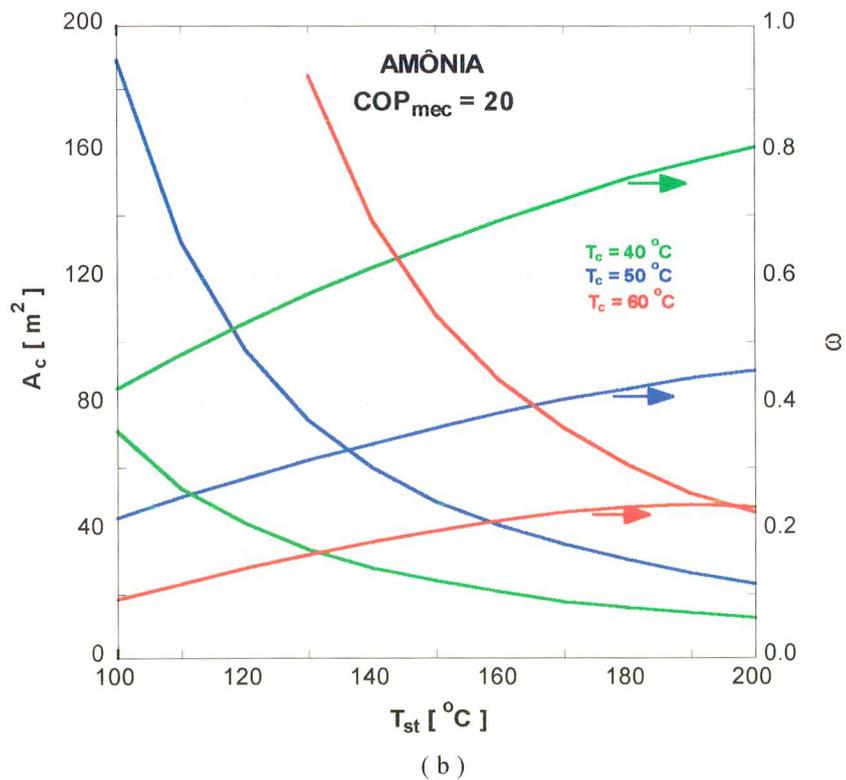
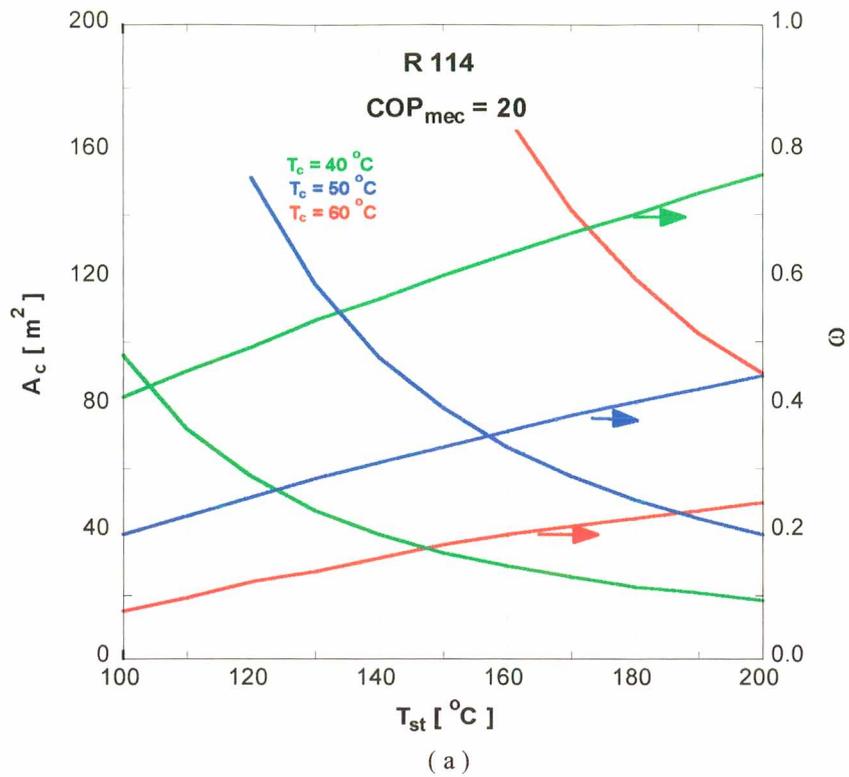


Figura 7.8 Área do coletor solar ($B = 0.0053\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$) e relação de fluxo de massa para $COP_{mec} = 20$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b) Amônia

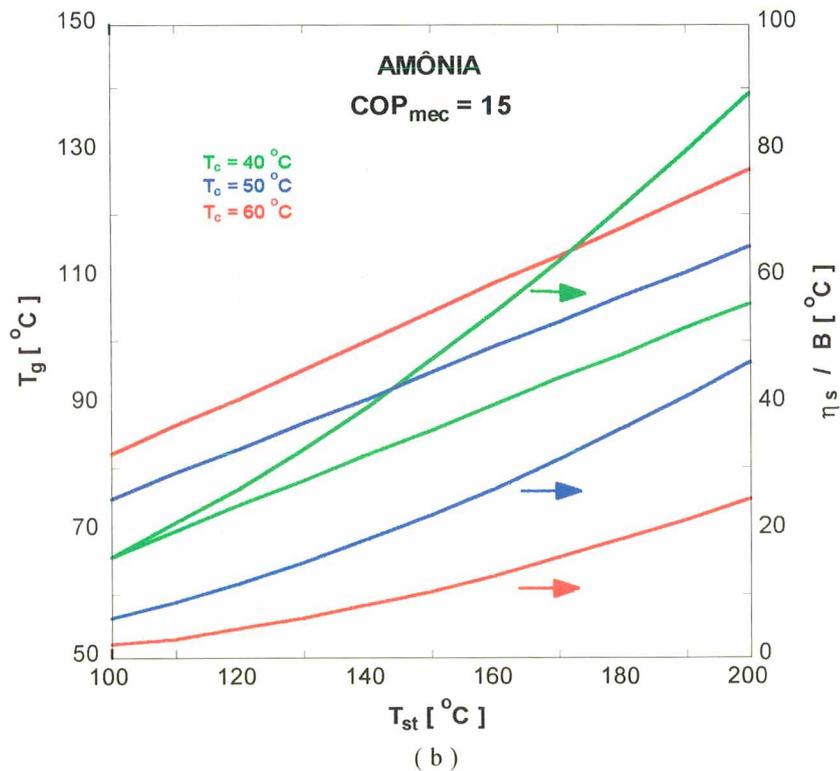
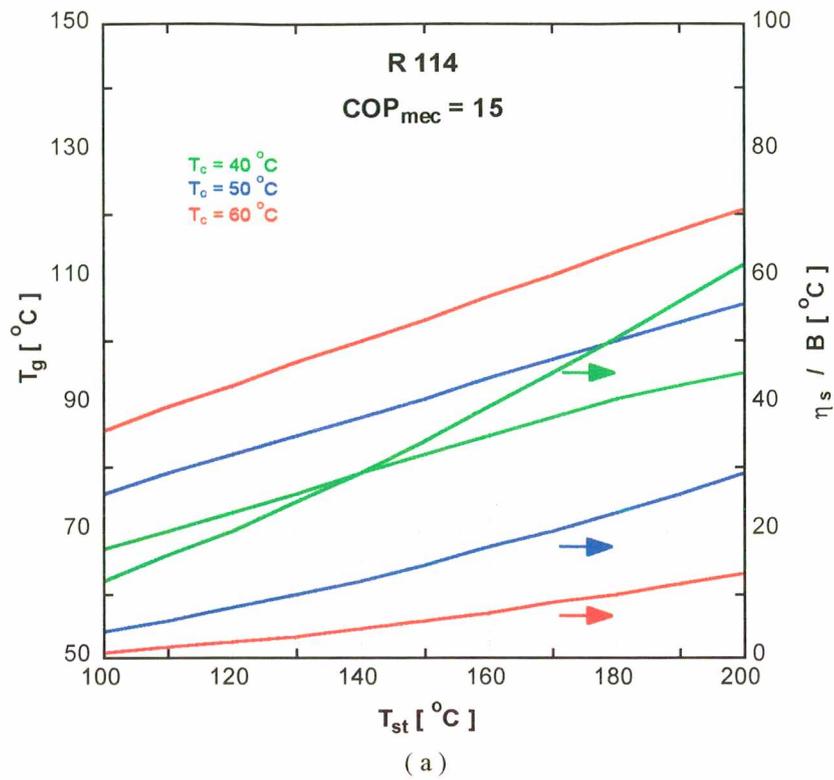
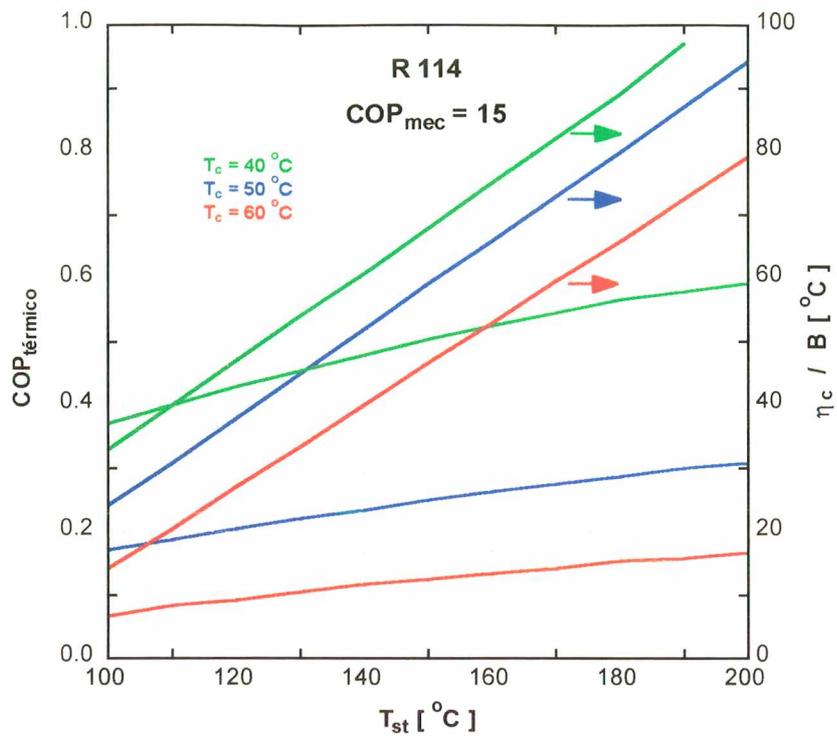
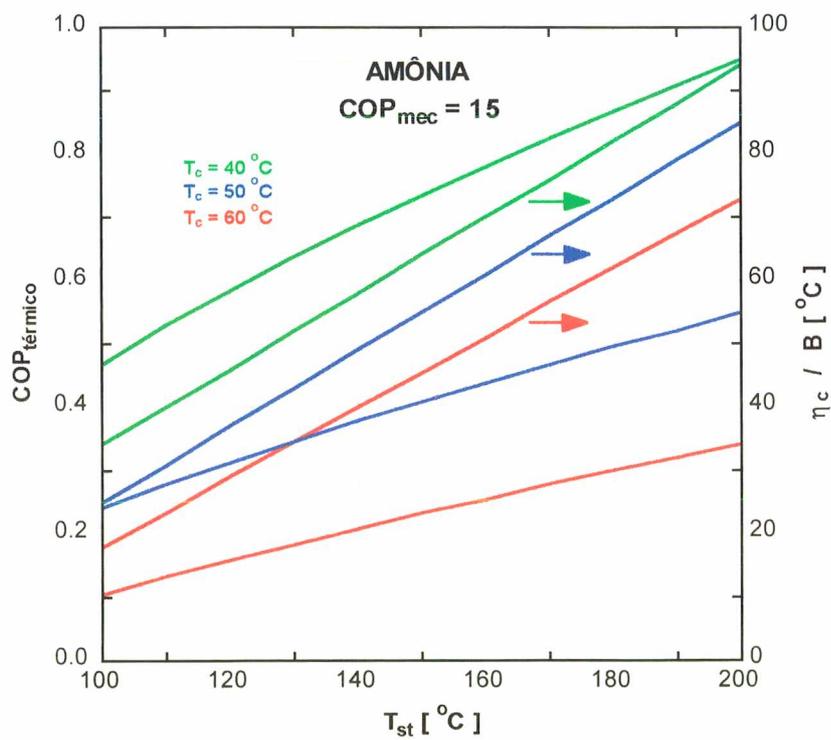


Figura 7.9 Eficiência ótima do sistema e temperatura de geração para $COP_{mec} = 15$. (a) R-114, (b) Amônia



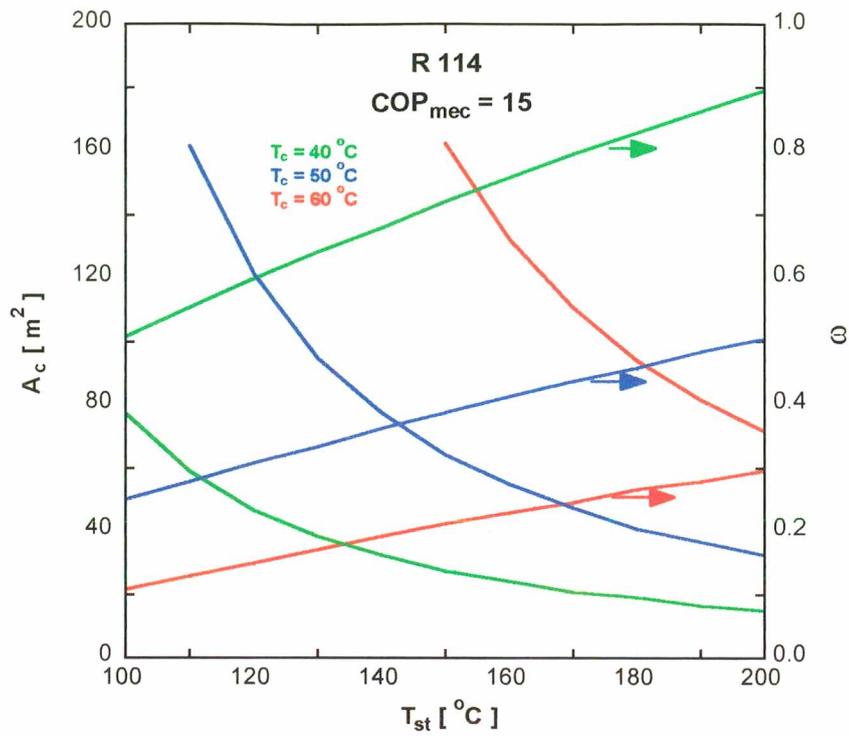
(a)



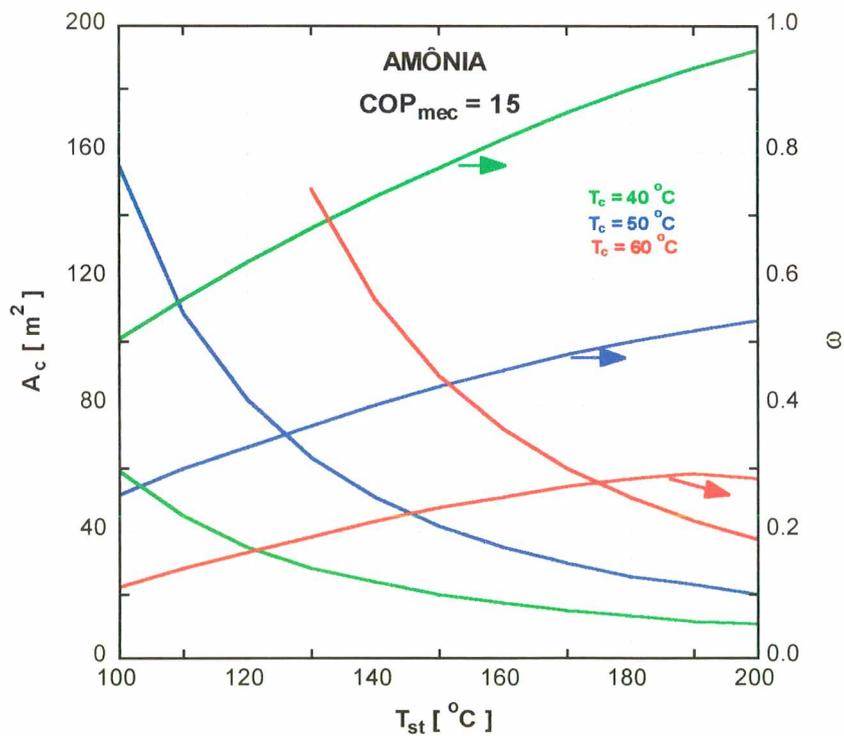
(b)

Figura 7.10 Eficiência do coletor solar e COP do ciclo de refrigeração para $\text{COP}_{\text{mec}} = 15$ no ponto da máxima eficiência do sistema

(a) R-114, (b) Amônia



(a)



(b)

Figura 7.11 Área do coletor solar ($B = 0.0053\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$) e relação de fluxo de massa para $\text{COP}_{\text{mec}} = 15$ no ponto da máxima eficiência do sistema
(a) R-114, (b) Amônia

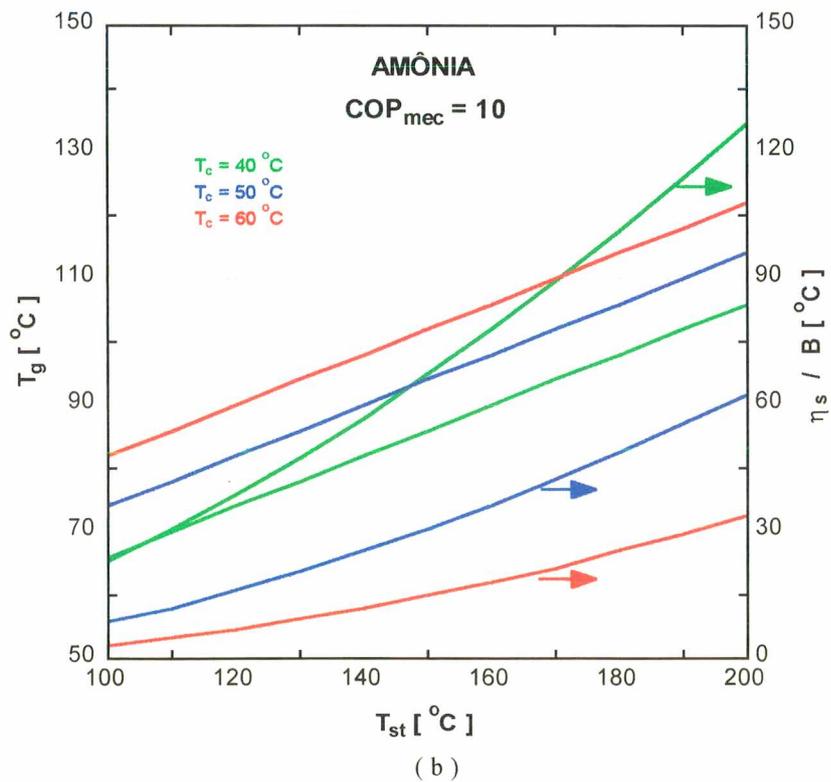
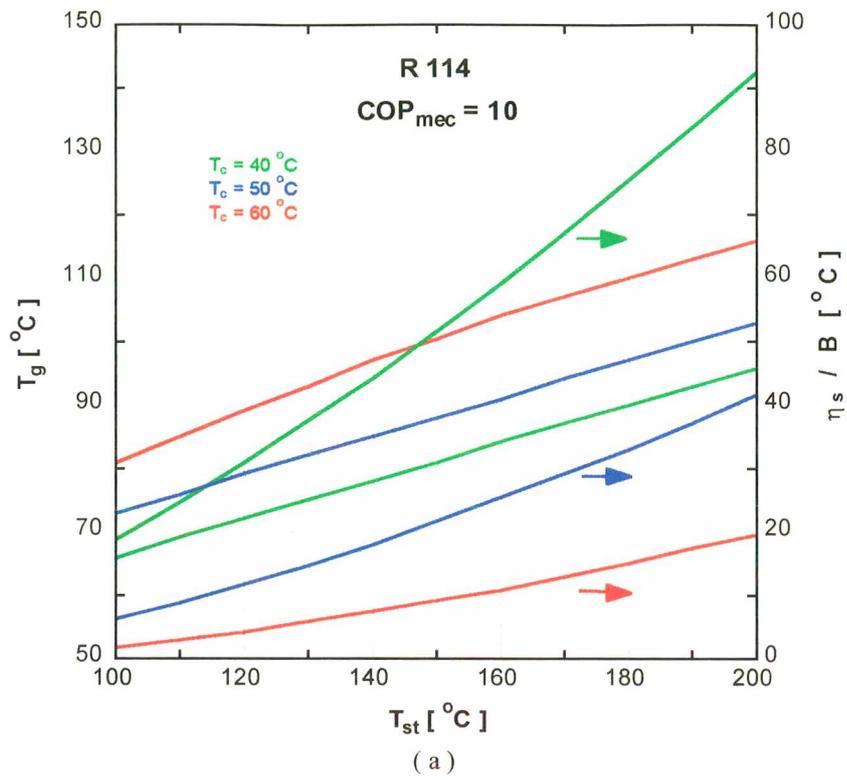
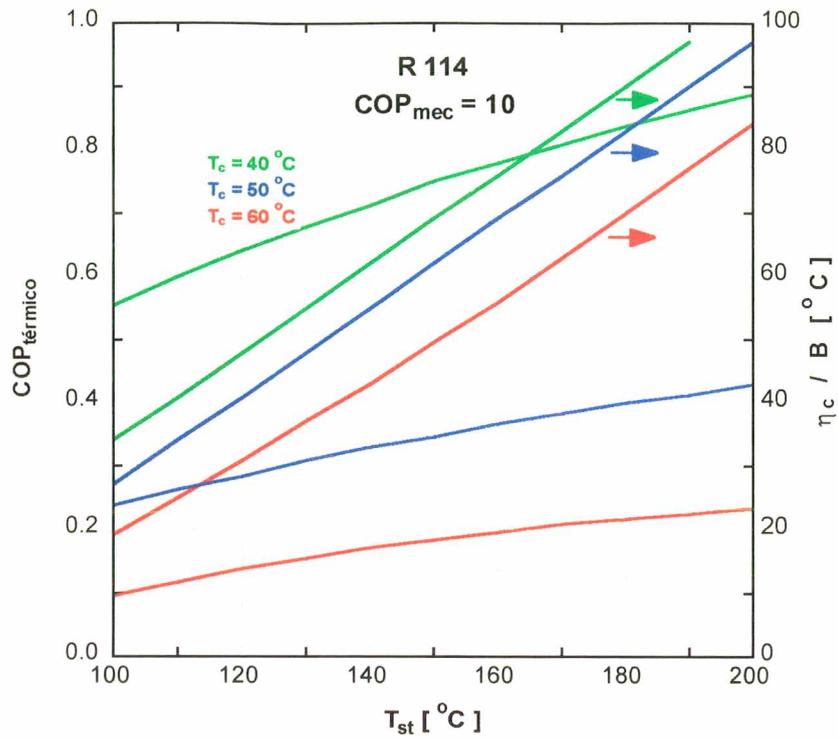
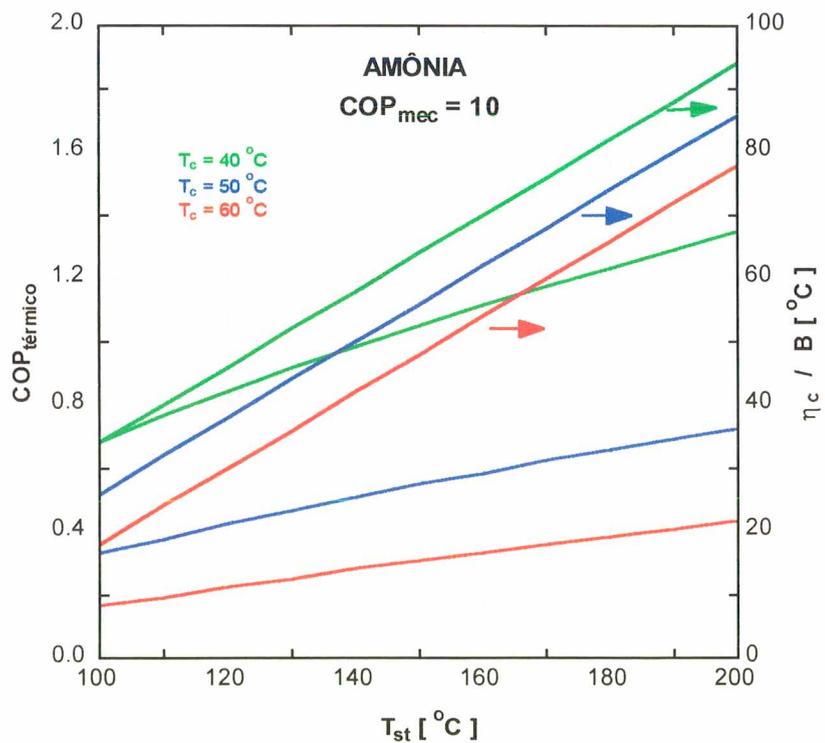


Figura 7.12 Eficiência ótima do sistema e temperatura de geração para $COP_{mec} = 10$. (a) R-114, (b) Amônia



(a)



(b)

Figura 7.13 Eficiência do coletor solar e COP do ciclo de refrigeração para $COP_{mec} = 10$ no ponto da máxima eficiência do sistema (a) R-114, (b) Amônia

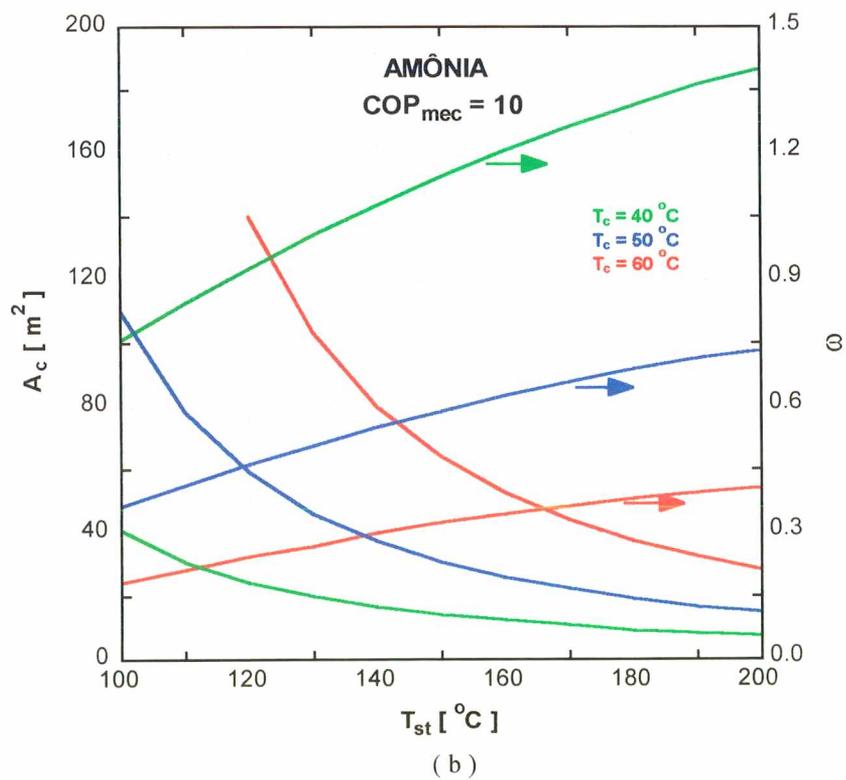
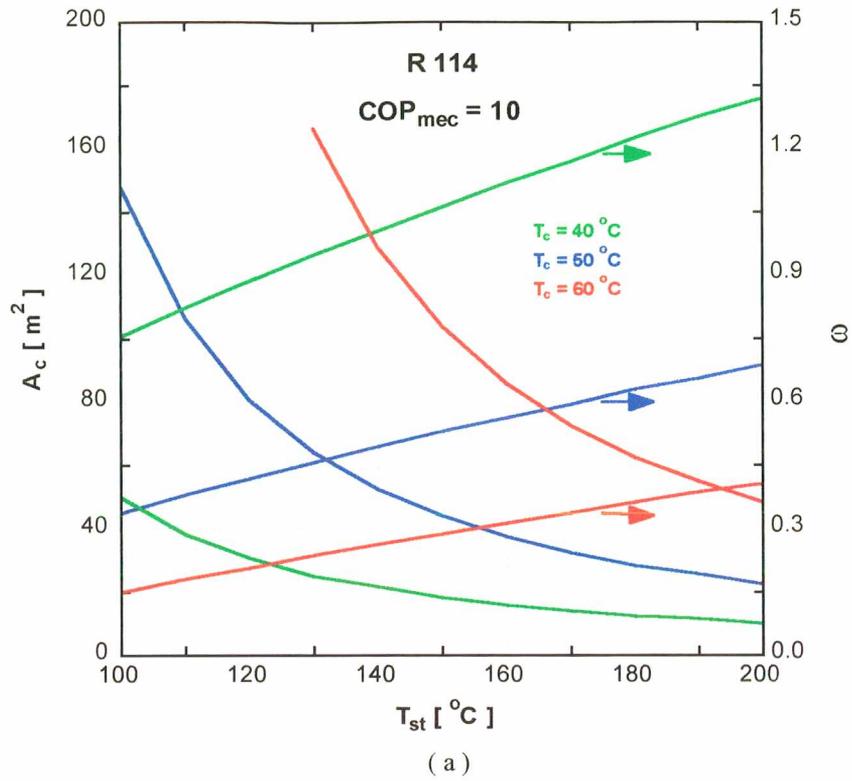


Figura 7.14 Área do coletor solar ($B = 0.0053\text{ }^\circ\text{C}^{-1}$) e relação de fluxo de massa para COP = 10 no ponto da máxima eficiência do sistema
(a) R-114, (b) Amônia

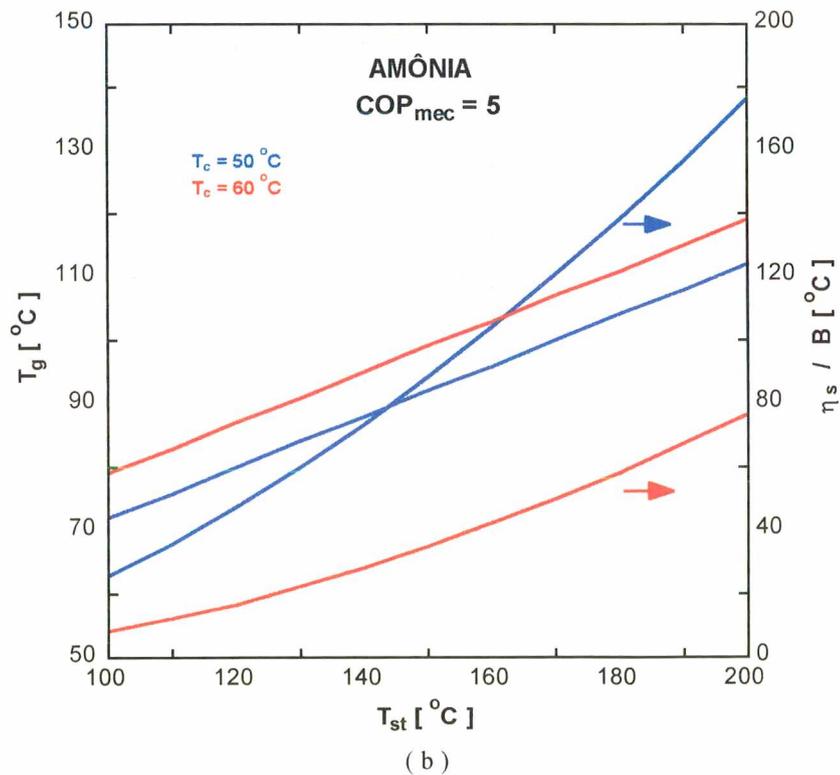
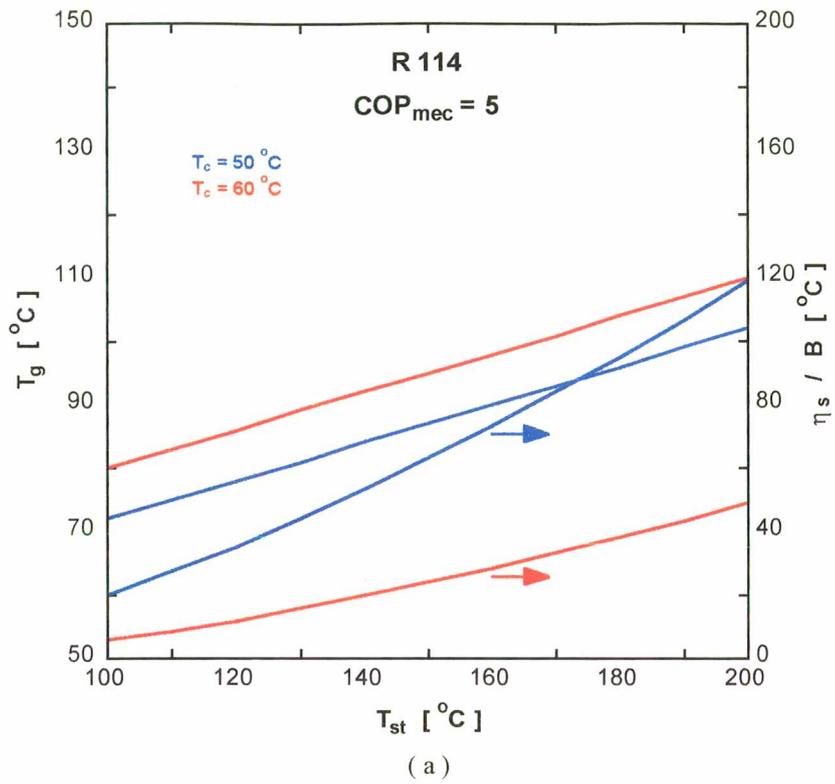
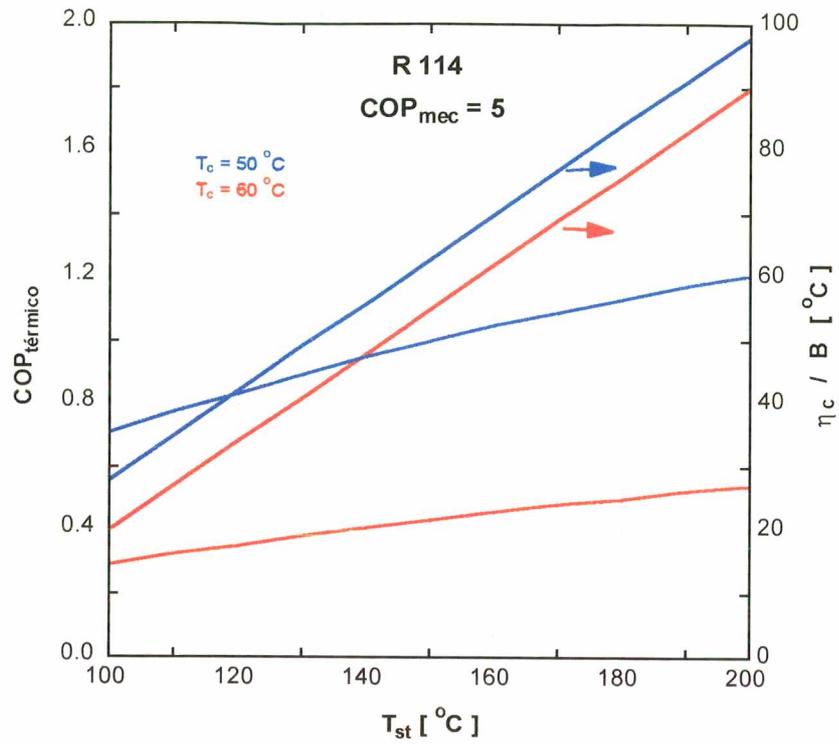
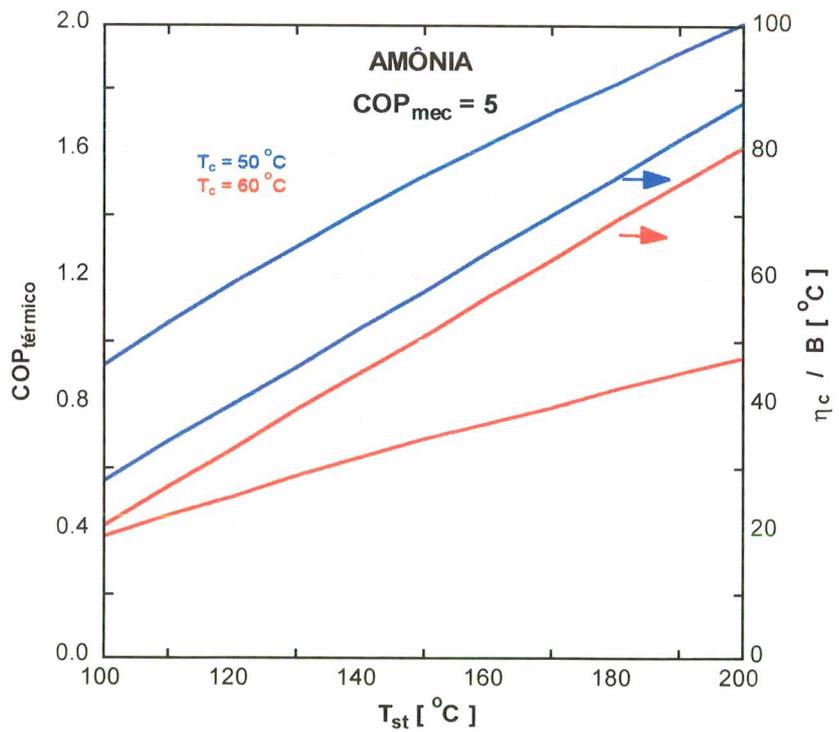


Figura 7.15 Eficiência ótima do sistema e teperatura de geração para COP_{mec} = 5. (a) R-114, (b) Amônia



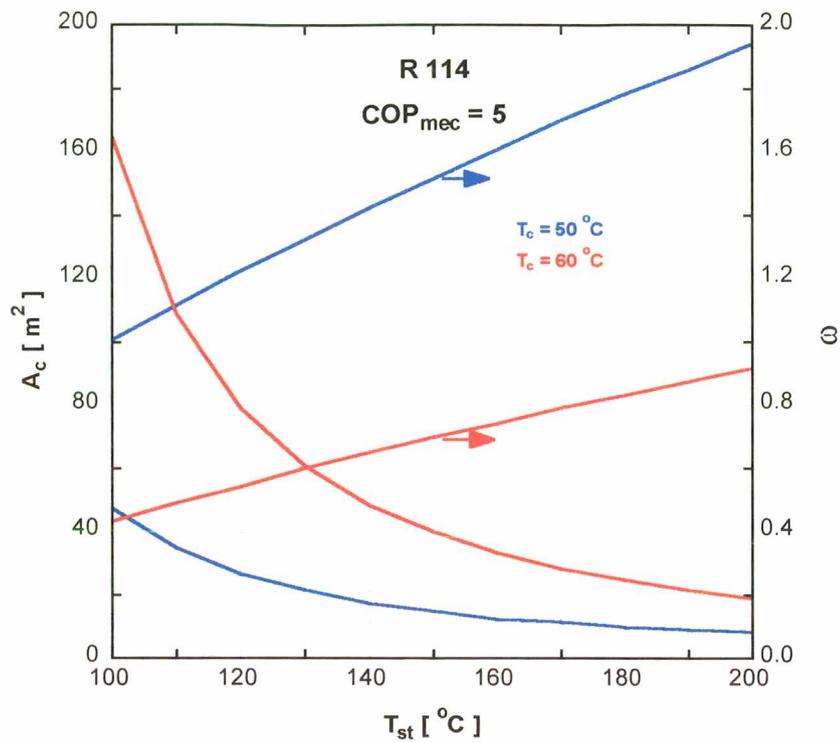
(a)



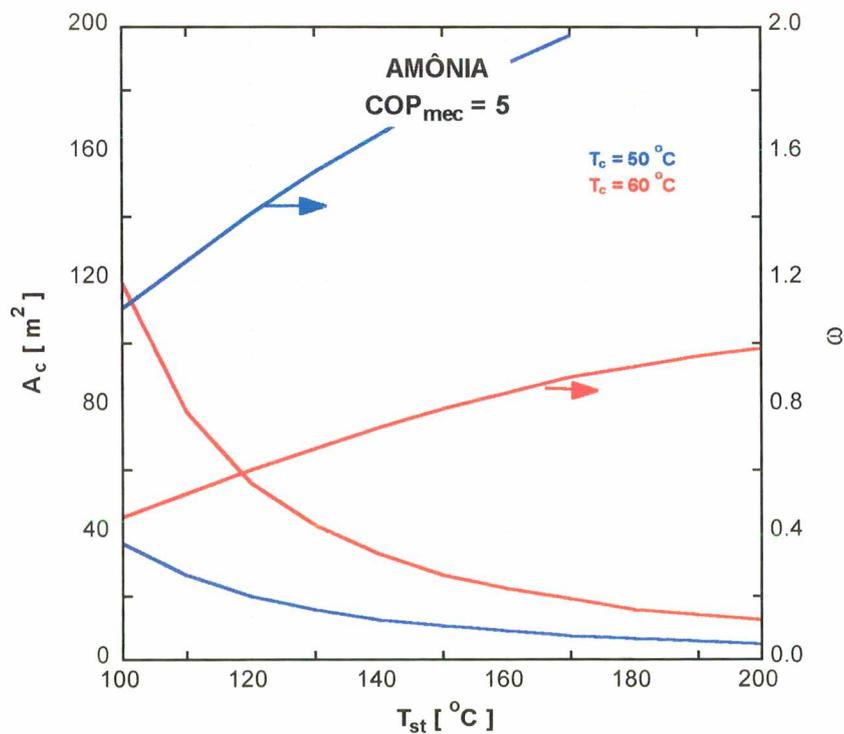
(b)

Figura 7.16 Eficiência do coletor soalr e COP do ciclo de refrigeração para $COP_{mec} = 5$ no ponto da máxima eficiência do sistema

(a) R-114, (b) Amônia



(a)



(b)

Figura 7.17 Área de coletor solar ($B = 0.0053 \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$) e relação de fluxo de massa para COP_{mec} = 5 no ponto da máxima eficiência do sistema
(a) R-114, (b) Amônia

7.4 RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO TERMOECONOMICA

Foram realizadas simulações do sistema híbrido somente com amônia, para uma temperaturas de condensação $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$, temperaturas de estagnação $T_{st}=110^\circ\text{C}$, 150°C e 180°C , custo de energia elétrica $C_{ELT} = 0,1\text{ R\$ / kWh}$, $0,1434\text{ R\$/kWh}$ e $0,18\text{ R\$/kWh}$ e vários valores para o custo unitário de área do coletor.

Nas tabelas 7.5, 7.6 e 7.7 são apresentados resultados da simulação termodinâmica para $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$; $T_{st} = 110\text{ }^\circ\text{C}$, $150\text{ }^\circ\text{C}$ e $180\text{ }^\circ\text{C}$ e vários valores de COP_{mec} respectivamente. Observou-se que a fração solar depende da área do coletor. Esta dependência pode ser aproximada exponencialmente (equação 6.109). Os valores de K_1 , K_2 , K_3 , K_4 dessa função variam para as diferentes condições de operação como pode ser observado nas figuras 7.18, 7.19 e 7.20.

Para o cálculo de P_1 e P_2 foram escolhidos $C = 0$, $\bar{t} = 0,45$, $N_e = 20$ anos, $i_{ELT}=0,1$, $d=0,08$, $D= 0,1$, $N_{\text{mim}}= 20$ anos, $N_L= 20$ anos, $m = 0,09$, $M_s= 0,01$, $t = 0,02$, $V =1$, $N_D= 20$, $N_{\text{min}}''=20$ anos, $R_v= 0$, $C_E = 500\text{ R\$}$ e $L = 1.406\text{ W} \times 8\text{ h/dia} \times 365\text{ dias/ano}$ (considerando que o sistema funciona somente durante o período diurno de 8 horas), que correspondem a valores típicos de sistemas solares [16].

As figuras 7.21 - 7.26 ilustram a área ótima do coletor para diferentes condições de operação. Observe-se nos três casos apresentados que a tendência é a mesma; o custo menor de área unitária de coletor é sempre favorável ao sistema, quando o custo da energia elétrica é constante. Para um determinado coletor (custo fixo), o aumento no preço da eletricidade resulta em um benefício para o sistema solar. As figuras mostram ainda que coletores com temperatura de estagnação baixa ($T_{st} = 110^\circ\text{C}$) não são favoráveis para o sistema, porque requerem maior área de coletor e por conseguinte maior custo. Contudo, temperaturas de estagnação altas ($T_{st}=180^\circ\text{C}$) também não são favoráveis porque acarretam investimento relativamente alto. Com temperaturas de estagnação menores podem-se encontrar resultados semelhantes, com menor investimento de capital e portanto mais favoráveis do ponto de vista econômico. Resultados numéricos da otimização termoeconomica são apresentados nas tabelas 7.8, 7.9 e 7.10.

TABELA 7.5 Valores da área de coletor e fração solar para vários COP_{mec} , $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{st} = 110\text{ }^\circ\text{C}$

COP_{mec}	W_{bst} kW	A_c m^2	F
2,5	1,406	0	0
5	0,703	26,29	0,50
10	0,352	78,21	0,75
15	0,232	109,40	0,83
20	0,176	131,58	0,88

TABELA 7.6 Valores da área de coletor e fração solar para vários COP_{mec} , $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{st} = 150\text{ }^\circ\text{C}$

COP_{mec}	W_{bst} kW	A_c m^2	F
2,5	1,406	0	0
5	0,703	10,73	0,50
10	0,352	30,86	0,75
15	0,232	42,04	0,83
20	0,176	49,52	0,88

TABELA 7.7 Valores da área de coletor e fração solar para vários COP_{mec} , $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{st} = 180\text{ }^\circ\text{C}$

COP_{mec}	W_{bst} kW	A_c m^2	F
2,5	1,406	0	0
5	0,703	6,85	0,50
10	0,352	19,42	0,75
15	0,232	26,19	0,83
20	0,176	30,63	0,88

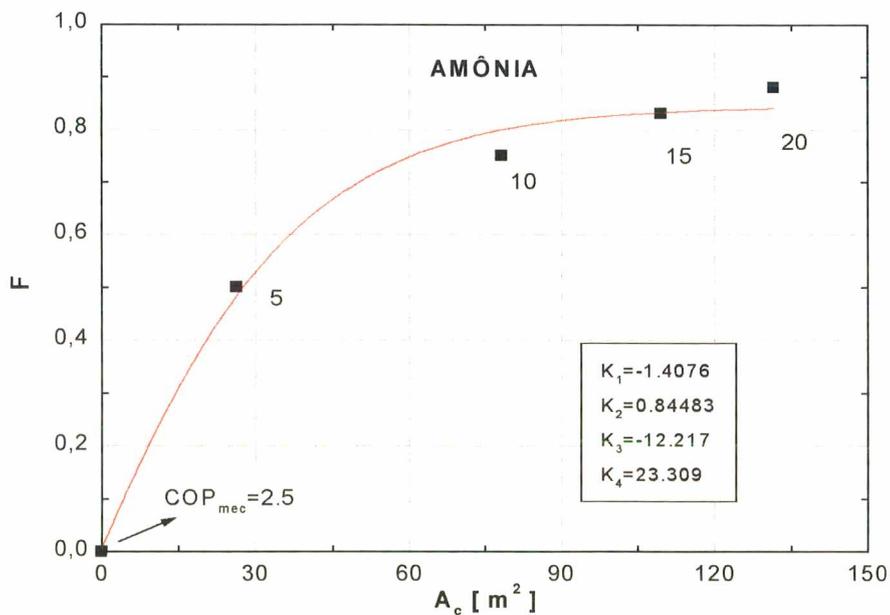


Figura 7.18 Fração solar em função da área do coletor para

$T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_{st} = 110\text{ }^\circ\text{C}$

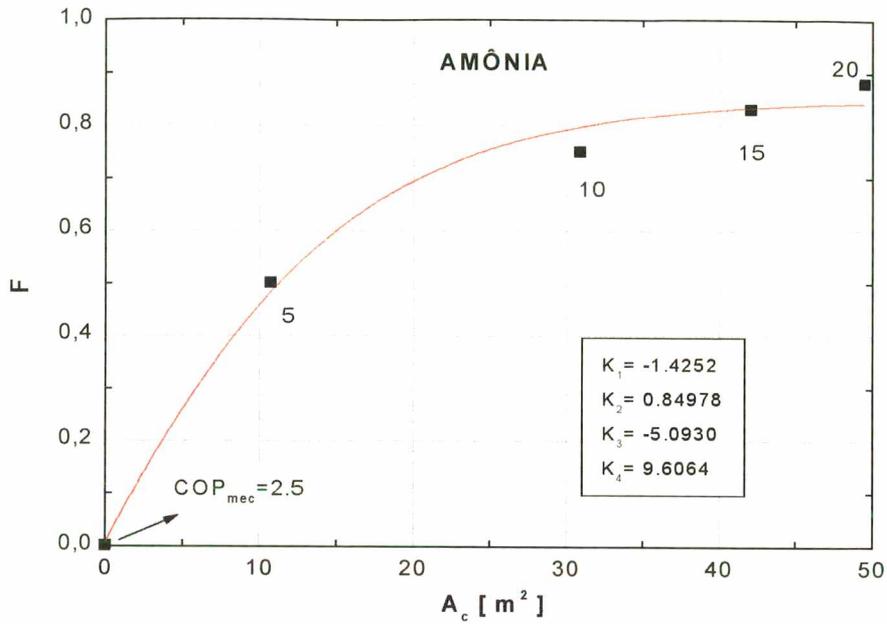


Figura 7.19 Fração solar em função da área de coletor para

$$T_c=50^\circ\text{C} \text{ e } T_{st}=150^\circ\text{C}$$

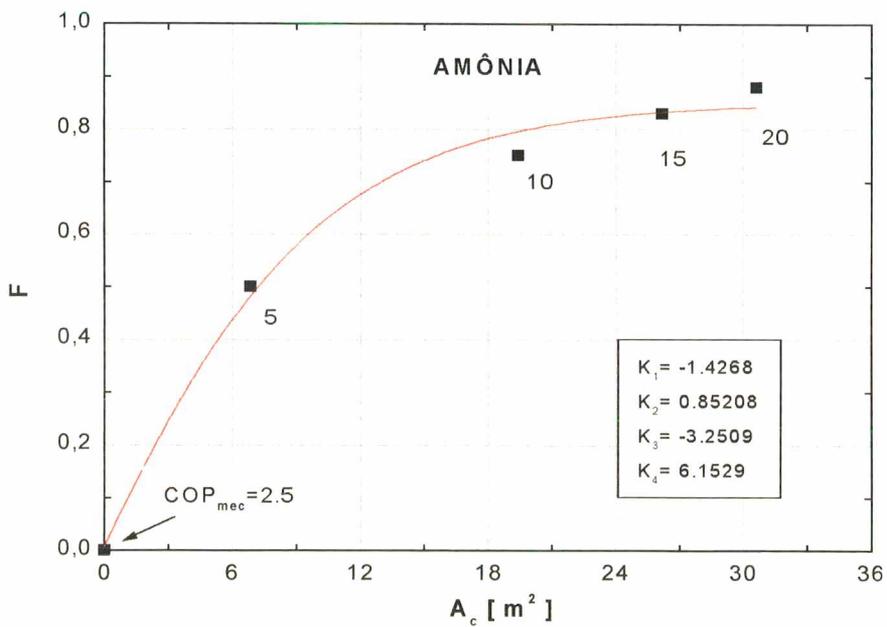


Figura 7.20 Fração solar em função da área de coletor para

$$T_c=50^\circ\text{C} \text{ e } T_{st}=180^\circ\text{C}$$

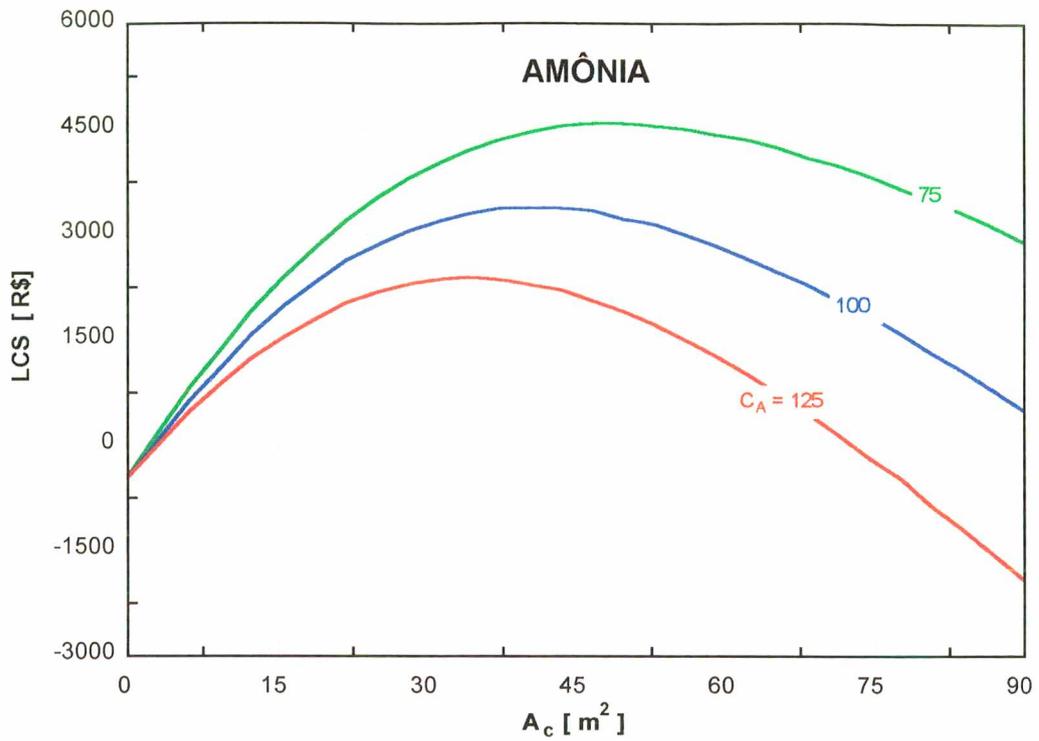


Figura 7.21 Área ótima de coletor para $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{st} = 110\text{ }^\circ\text{C}$
 $C_{ELT} = 0,1434\text{ R}\$/\text{kWh}$ e $C_A = 125\text{ R}\$/\text{m}^2$

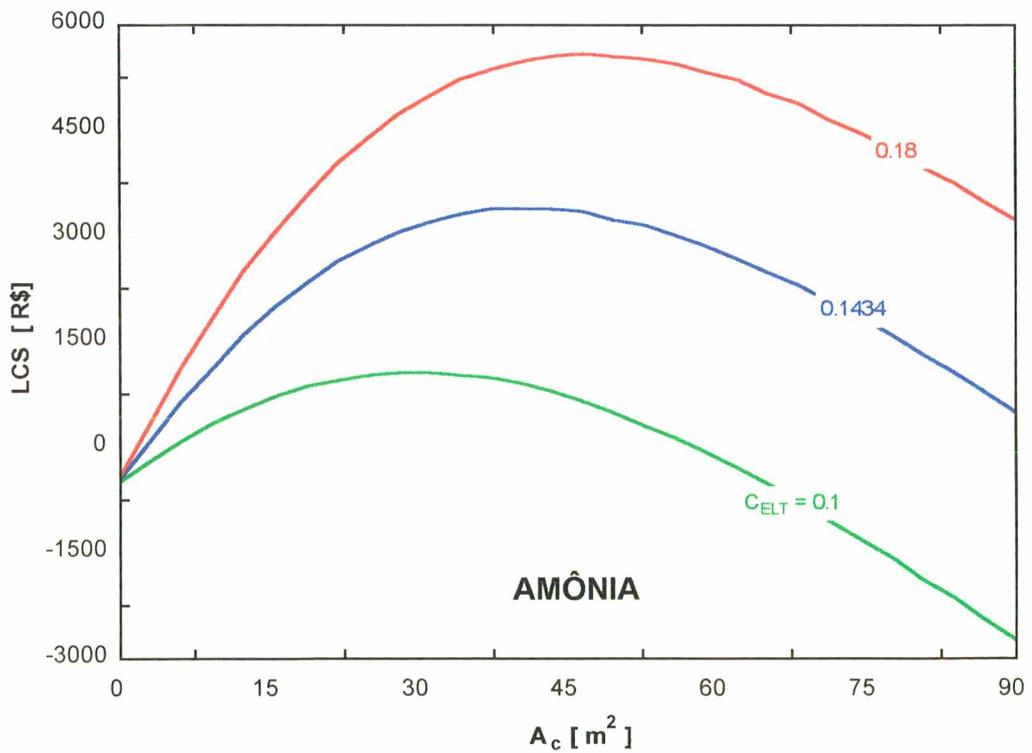


Figura 7.22 Área ótima de coletor para $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{st} = 110\text{ }^\circ\text{C}$
 $C_A = 100\text{ R}\$/\text{m}^2$ e $C_{ELT} = 0,1\text{ R}\$/\text{kWh}$

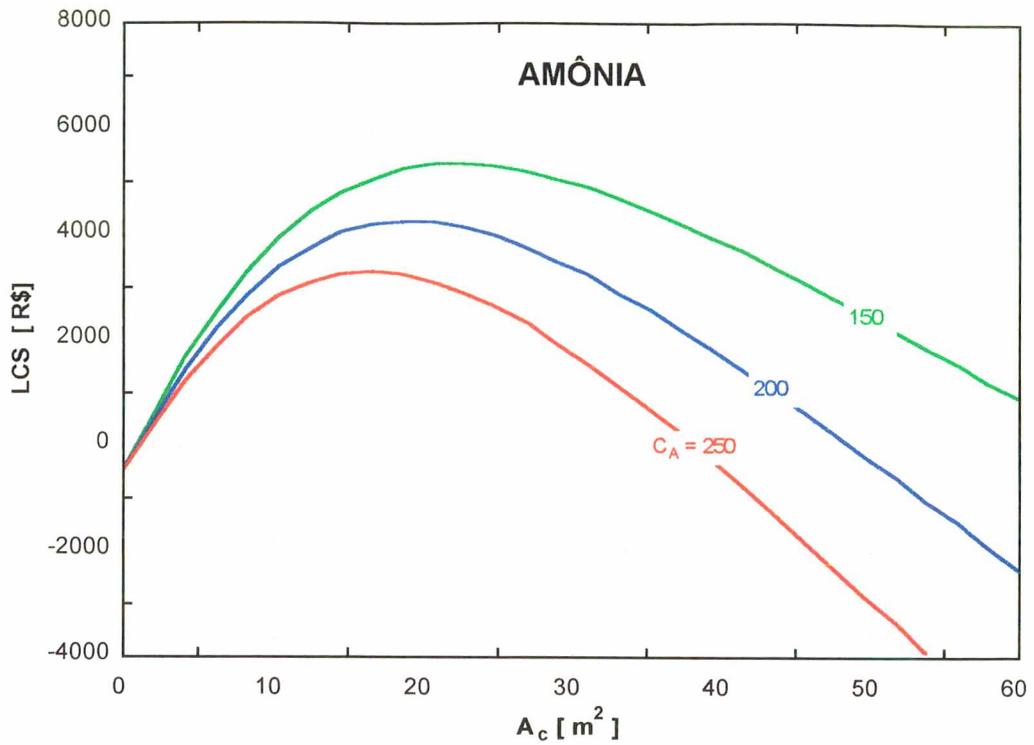


Figura 7.23 Área ótima de coletor para $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{st} = 150\text{ }^\circ\text{C}$
 $C_{ELT} = 0,1434\text{ R\$ / kWh}$ e $C_A [\text{R\$ / m}^2]$

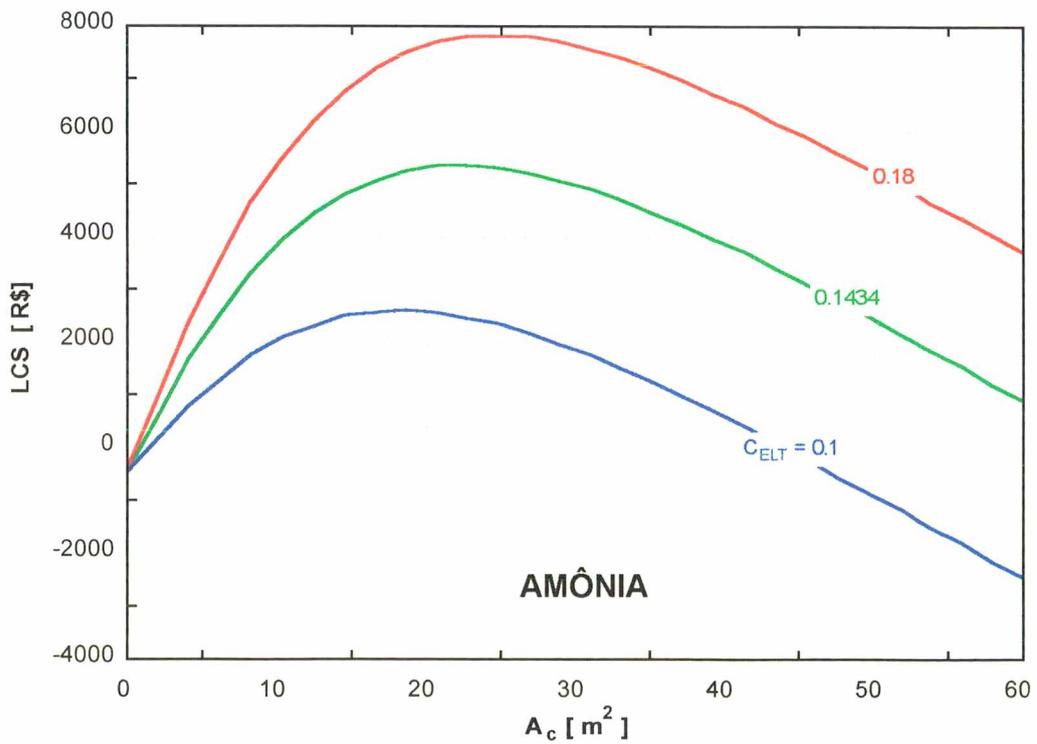


Figura 7.24 Área ótima de coletor para $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{st} = 150\text{ }^\circ\text{C}$
 $C_A = 150\text{ R\$ / m}^2$ e $C_{ELT} [\text{R\$ / kWh}]$

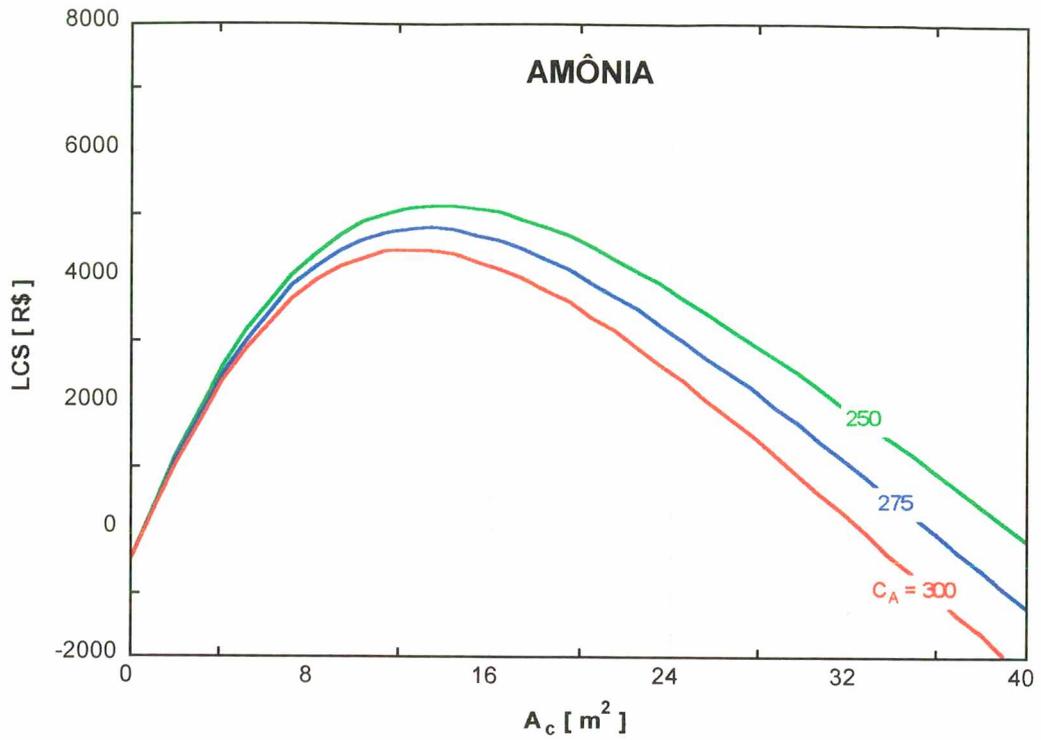


FIGURA 7.25 Área ótima de coletor para $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{st} = 180\text{ }^\circ\text{C}$
 $C_{ELT} = 0,1434\text{ R}\$/\text{kWh}$ e $C_A [\text{R}\$/\text{m}^2]$

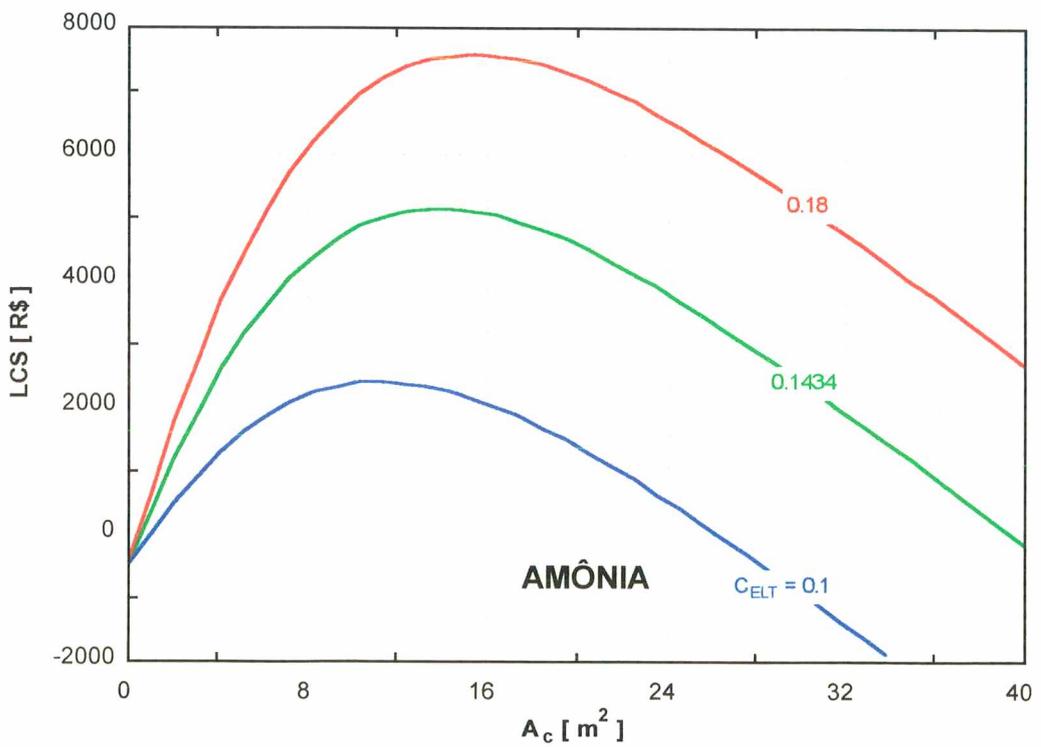


Figura 7.26 Área ótima de coletor para $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{st} = 180\text{ }^\circ\text{C}$
 $C_A = 250\text{ R}\$/\text{m}^2$ e $C_{ELT} [\text{R}\$/\text{kWh}]$

TABELA 7.8 Resultados da otimização termoeconomica para $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{st} = 110\text{ }^\circ\text{C}$, C_A e C_{ELT}

C_A R\$/ m ²	C_{ELT} R\$/ kWh	A_c m ²	LCS R\$	F	W_{bst} kW	COP_{mec}
75	0,1434	48,7	4572	0,691	0,4346	8,1
100	0,1434	40,7	3380	0,634	0,5147	6,8
125	0,1434	34,1	2382	0,573	0,6004	5,9
100	0,1	29,7	1061	0,525	0,6677	5,3
100	0,18	47,1	5576	0,681	0,4491	7,8

TABELA 7.9 Resultados da otimização termoeconomica para $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{st} = 150\text{ }^\circ\text{C}$, C_A e C_{ELT}

C_A R\$/ m ²	C_{ELT} R\$/ kWh	A_c m ²	LCS R\$	F	W_{bst} kW	COP_{mec}
150	0,1434	22,2	5352	0,725	0,3872	9,1
200	0,1434	19,1	4251	0,679	0,4508	7,8
250	0,1434	16,5	3301	0,632	0,5176	6,8
150	0,1	18,2	2592	0,665	0,4706	7,5
150	0,18	24,7	7814	0,751	0,3497	10,1

TABELA 7.10 Resultados da otimização termoeconomica para $T_c = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{st} = 180\text{ }^\circ\text{C}$, C_A e C_{ELT}

C_A R\$/ m ²	C_{ELT} R\$/ kWh	A_c m ²	LCS R\$	F	W_{bst} kW	COP_{mec}
250	0,1434	13,8	5139	0,718	0,3966	8,9
275	0,1434	13,1	4779	0,703	0,4169	8,4
300	0,1434	12,5	4435	0,689	0,4373	8,0
250	0,1	11,2	2413	0,654	0,4869	7,2
100	0,18	15,4	7582	0,747	0,3563	9,9

Escolhendo o caso correspondente a primeira linha da Tabela 7.9, isto é, o caso de coletor de R\$150/m², $C_{ELT} = \text{R\$ } 0,1434/\text{kWh}$, a área de coletor ótima viável será de 22.2 m² e o ganho (LCS) igual a R\$ 5352,00 no período de 20 anos. Considerando-se que um aparelho de ar-condicionado compacto de 12,000 Btu/h custa em torno de R\$ 900 e que em 20 anos serão necessários três renovações na base de R\$ 500,00 por renovação, o total de recurso disponível para a aquisição do equipamento de refrigeração por ejetor, incluído-se aí o gerador de vapor será em torno de $\text{R\$ } 5352,00 + \text{R\$ } 900,00 + 1500,00 = \text{R\$ } 7.752,00$. Este resultado poderia servir de referencia para incentivar estudos de viabilidade econômica dessa nova tecnologia, frente aos resultados positivos que esta vem alcançando internacionalmente a nível de pesquisa e desenvolvimento.

Note-se que a energia solar tem sua oferta provavelmente aumentada durante as épocas de secas prolongadas, que por sua vez tem impacto negativo sobre a produção de energia elétrica. Por outro lado, a necessidade é tanto maior quanto maior for a carga térmica sobre a edificação. Adicionalmente, é possível que os coletores solares desempenhem função também como telhado de residência, o que viria contribuir para a diminuição da carga térmica da edificação. O desconforto térmico é resultado principalmente do clima decorrente de alta intensidade de insolação. As observações acima e também o despropósito termodinâmico de converter energia de alta qualidade (alta exergia) em calor, como é o caso de ar condicionado, constituem-se em fortes argumentos para considerar o ciclo ejetor assistido por energia solar como uma concepção candidata natural para produzir ar-condicionado e refrigeração.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES

A aplicação mais comum da refrigeração é o ar-condicionado, embora outras áreas possam ser citadas, tais como refrigeração industrial e outras aplicações em indústrias de construção e de manufatura. O ciclo de refrigeração com ejetor é viável para produzir ar-condicionado pela utilização de coletores solares como fonte de calor e é um candidato natural para competir com o sistema refrigeração convencional.

Da análise desenvolvida resultaram três programas computacionais que simulam o comportamento do ciclo quando este é movido totalmente com energia solar (sistema convencional) e quando é auxiliado na compressão com o booster (sistema híbrido). No primeiro caso, o sistema requer maior área de coletor e logicamente maior calor de circulação, ou que implica uma desvantagem pela baixa eficiência do sistema. Esta desvantagem pode ser contornada com o uso de coletores planos de temperatura de estagnação maior ou com o uso de coletores concentradores. Contudo, tais alternativas resultam numa elevação da temperatura de geração, o que pode ser prejudicial pelo fato de que os refrigerantes perdem sua estabilidade química a altas temperaturas. A segunda análise enfocou justamente as desvantagens encontradas na primeira. Comprovou-se que a combinação de energia mecânica (elétrica) e solar é uma alternativa viável. Esta combinação de energias, além de reduzir a área do coletor aumenta a eficiência do sistema.

Determinou-se as condições termodinâmicas ótimas para operar o ciclo e que estas podem ser otimizadas também economicamente. Para esta análise utilizou-se o método $P_1 - P_2$, onde foi necessário encontrar uma relação entre fração de ganho solar e a área de coletor, a qual foi obtida através do ajuste dos dados obtidos da simulação termodinâmica.

O efeito da qualidade do coletor solar sobre o desempenho do ciclo foi também avaliado. Coletores com temperaturas de estagnação baixas e muito altas devido ao alto custo não são favoráveis ao sistema. Por conseguinte existe uma temperatura de estagnação ideal que permita otimizar o sistema do ponto de vista teórico. Isto implicaria na continuação da presente análise enfocando pesquisas no projeto do coletor solar direcionado para esta única finalidade.

Em relação ao refrigerante, verificou-se que a amônia é mais atraente do ponto de vista termodinâmico que o R-114. Contudo, é oportuno observar que a amônia é tóxica e também um pouco combustível e até explosiva em certas condições. Torna-se portanto necessário analisar outros refrigerantes que tenham as mesmas ou até melhores propriedades que a amônia e principalmente que sejam favoráveis a preservação do meio ambiente.

Também foi apresentada uma rotina para a otimização do ejetor. Nesta forma de otimização é necessário avaliar o número de Mach. Comprovou-se que para a otimização é fundamental que o escoamento passe de supersônico a sônico. Uma observação quanto a esta metodologia é que ela não fornece informações quanto a geometria das dimensões do bocal e da região de mistura do ejetor. As informações encontradas contudo permitem determinar as dimensões características do ejetor fazendo-se uso de equações corroboradas experimentalmente.

Resumindo, a análise desenvolvida mostrou-se satisfatória no que diz respeito a finalidade à qual o presente trabalho se propõe; possibilitou um entendimento da influência de alguns parâmetros relevantes no estudo do ciclo de refrigeração com ejetor quando este é assistido total e parcialmente com energia solar e da análise econômica do ciclo.

Um tema que se afigura oportuno e atraente para investigação teórica é o desenvolvimento de uma correlação do tipo f-Chart para o caso específico do ciclo ejetor assistido por energia solar. Tal correlação certamente será relacionada com a tradicional correlação f-Chart para sistemas de aquecimento solar. Outro estudo que se afigura como oportuno, seria a análise de um sistema de refrigeração por ejetor, considerando-se o regime transiente e a configuração do sistema com uma edificação onde o coletor solar tivesse a função adicional de inibir a insolação. O estudo transiente não complicaria de sobremaneira a modelação matemática, uma vez que já foram publicadas inúmeras análises transientes de desempenho de sistemas solares, trocadores de calor das mais variadas concepções e booster apropriados ao ciclo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ASHRAE, *Steam Jet Refrigeration Equipment*, **Equipment Hand Book**, Chapter 13, (1979)
- [2] BARLEY, C. D., WINN, C. B., *Optimal Sizing of Solar Collectors by Method of Relative Areas*, **Solar Energy**, Vol. 21, pp. 279, (1978)
- [3] BECKMAN, W. A., KLEIN, S. A., DUFFIE, J. A., **Solar Heating Desing by the f - Chart Method**, New York, Wiley Intersciencie, (1977)
- [4] BRANDEMUEHL, M. J., BECKMAN, W. A., *Economic Evaluation and Optization of Solar Heating Systems*, **Solar Energy**, Vol. 23, pp. 1, (1979)
- [5] CHAT, V. W., LANSING, F.L., *Solar-Powered Jet Refrigerator*, **Mechanical Engineering**, pp. 64-65, (Apr. 1980)
- [6] CHEN, L. T., *A Heat Driven Mobile Refrigeration Cycle Analysis*, **Energy Conversion**, Vol. 18, No. 1, pp. 24-25, (1978)
- [7] CHEN, LI-TING, *A Heat Driven Mobile Refrigeration Cycle Analysis*, **Energy Conversion..**, Vol. 18, pp. 25-29, (1978)
- [8] CHENG, F. C., HSU, C. T., *Performance of Ejector Heat Pump*, **Int. J. Energy Res.**, Vol. 11, No. 2, pp. 289-300, (1987)
- [9] CHANABRIA, N. D., REDDY, Y. R., *Effect of Mixing of Two Fluids on the Energy Efficiency*, **Indian Inst. Of Tech. Journal**, Vol. 50, pp. 315-320, (July 1970)
- [10] CHO, S. K., BONG, T. Y., *Tropical Operation of a Heat Driven Freon-Jet Refrigeration System*, **Proc. Solar World Cong.**, Vol. 1, pp.114-119, (1983)
- [11] CLOSE, D. J., *A Desing Approach for Solar Processes*, **Solar Energy**, Vol. 11, pp. 112, (1967)
- [12] CUNNINGHAM, R. G., *Jet-Pump Theory and Performance with Fluids of High Viscosity*, **Transation of the ASME**, pp. 1807-1817, (November 1957)
- [13] DE GARMO, E. P., **Engineering Economy**, New York, Me Millan (1973)

- [14] DELED, R. V., ROSE, R. E., DART, R. S., *An Experimental Investigation of the Use of Supersonics Driving Jet for Ejector Pumps*, **Trans. ASME**, pp. 204-212, (Apr. 1962)
- [15] DOSSAT, R. J., **Princípios de Refrigeração**, São Paulo, Hemus, (1980)
- [16] DUFFIE, J. A., BECKMAN, W. A., **Solar Engineering of Thermal Processes**, 2 ed., New York, John Wiley & Sons, (1991)
- [17] ELROD, Jr., H. G., *The Theory of Ejectors*, **J. Appl. Mech. Trans. ASME**, Vol. 12, No. 3, pp. A170-A174, (1945)
- [18] FAIRES, V. M., **Thermodynamics**, 4th Edition, New York, The MacMillan Company, (1962)
- [19] F-CHART SOFTWARE, **Engineering Equation Solver**, Middleton, S. A. Klein and FL, Alvaro, (1994)
- [20] FOX, R. W., McDONALD, A. T., **Intrudução á Mecânica dos Fluidos**, 4ta Edição, Rio de Janeiro, Guanabara Kougan S. A., (1995)
- [21] FRUMERMAN, R., *Steam-Jet Ejectors*, **Chemical Engineerings**, pp. 168-169, (June 1956)
- [22] GILBERT, G. B., HILL, P. G., *Analysis and Testing of Two-Dimensional Slot Nozzle Ejectors with Variable Area Mixing Sections*, NASA, CR-2251, (May 1973)
- [23] GOSNEY, W. B., **Principles of Refrigeration**, New York, Cambridge University Press, (1982)
- [24] HAMMER, R. M., *An Alternative Souérce of Cooling: The Ejector-Compression Heat Pump*, **ASHRAE Journal**, pp 62-66, (July 1980)
- [25] HAMMER, R. M., *An Investigation of an Ejector-compression Refrigeeration Cycle and its Applications to Heating, Cooling, and Energy Conservation*, **Ph. D. Thesis**, University of Alabama Birmingham, (1978)
- [26] HSU, C. T., *Investigation of a Ejector Heat Pump by Analytical Methods*, **Oak Rigde National Laboratory**, Oak Ridge, Tennessee, ORNL/CON-144, (July 1984)

- [27] HUANG, B. J., JIANG, C. B., HU, F. L., *Ejector Performance Characteristics and Desing Analysis of Jet Rerigeration System*, **J. Eng. Gas Turb. Power**, Transation of the ASME, Vol. 107, pp. 792-802, (1985)
- [28] INCROPERA, F. P., WITT, D. P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, Terceira Edição, Rio de Janeiro, Guanabara Koogan S. A., (1992)
- [29] JOHN JAMES, E. A., **Gas Dynamics**, Second Editions, Massachusetts, Allyn and Bacon Inc., (1984)
- [30] KAKABAEV, A., *A Freon Ejector Solar Cooler*, **Gelioteknika**, Vol. 2, No. 5, pp. 42-48, (1966)
- [31] KEENAN, J. H., NEUMANN, LUSTWERK, F., *A Simple Air Ejector*, **Trans. ASME Journal of Applied Mech.**, pp A75-A80, (June 1942)
- [32] KEENAN, J. H., NEUMANN, LUSTWERK, F., *An Investigation of Ejector Desing by Analysis and Experimenta*, **J. of App. Mech. Trans. ASME**, pp. 299-309, (1950)
- [33] KLEIN, S. A., BECKMAN, W. A., DUFFIE, J. A., *A Desing Procedure for Solar Air Heating Systems*, **Solar Energy**, Vol. 19, pp. 509, (1977)
- [34] KLINE, S. J., ABBOTT, D. E., *Optimun Desing of Straight-Waltd Diffusers*, **Trans-ASME Journal of Basic Engr.**, pp. 321, (Sept. 1959)
- [35] KROLL, A. E., *The Design of Jet Pump*, **Chemical Engineering**, Vol. 1, No. 2, pp. 21-24, (1947)
- [36] MARTYNOWSKY, W., *Use of Waste Heat for Refrigeration*, **Refrigeration Engineering**, pp. 51, (Mar. 1954)
- [37] MUNDAY, J. T., BAGSTER, D. F., *A New Theory Applied to Steam Jet Refrigeration*, **Ind. Eng. Chen., Process. Des. Dev.**, Vol. 16, No. 4, pp. 442-449, (1977)
- [38] MURTHY, S. S., BALASUBRAMANIAN, R., MURTHY, M. V. K., *Experimental on Vapour Jet Refrigeration System Suitable for Solar Energy Applications*, **Renewable Energy**, Vol. 1, No. 56, pp. 757-768, (1991)

- [39] POLIWODA, A., *Experimental Study on Low Grade Heat and Solar Energy Operated Holocarbon Vapour-Jet Refrigeration System*, **Tropical Studies**, IIR Bull, (1968)
- [40] REYNOYDS, W. C., **Thermodynamics Properties in S. I.**, Stanford, George Banta Co., (1979)
- [41] RIGSS, J. L., **Economics Decision Models**, New York, McGraw Hill, (1968)
- [42] SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Enhanced Ejector Refrigeration Cycles Powered by Low Grade Heat. Part 1: Systems Characterization*, **Int. J. Refrigeration**, Vol. 13, No. 6, pp. 351-356, (1990)
- [43] SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Enhanced Ejector Refrigeration Cycles Powered by Low Grade Heat. Part 2: Design Procedures*, **Int. J. Refrigeration**, Vol. 13, No. 6, pp. 357-363, (1990)
- [44] SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Enhanced Ejector Refrigeration Cycles Powered by Low Grade Heat. Part 3: Experimental Result*, **Int. J. Refrigeration**, Vol. 14, No. 1, pp. 24-31, (1991)
- [45] SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Operational Envelope and Performance Curves for a Compression-Enhanced Ejector Refrigeration System*, **ASHRAE Trans.**, Vol. 97, No. 2, pp. 394-402, (1991)
- [46] SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Optimal Coupling and Feasibility of a Solar - Powered Year - Round Air Conditioner*, **Solar Energy**, Vol. 50, No. 6, pp. 507-516, (1993)
- [47] SOKOLOV, M., HERSHGAL, D., *Solar-Powered Compression-Enhanced Ejector Air Conditioner*, **Solar Energy**, Vol. 51, No. 3, pp. 183-194, (1993)
- [48] SPENCER, E., *New Development in Steam Vacuum Refrigeration*, **ASHRAE Trans**, Vol. 67, pp 339, (1961)
- [49] STOECKER, W. F., **Design of Thermal Systems**, Thirt Edition, Singapure, Mc Graw-Hill Book Company, (1989)
- [50] STOECKER, W. F., JONES, J. W., **Refrigeração e Ar Condicionado**, São Paulo, Mc Graw-Hill, (1985)

- [51] STOECKER, W. F., **Refrigeración y Acondicionamiento de Aire**, Madrid, Compoprint S.A., (1965)
- [52] VAN DER LINGEN, T. W., *A Jet Pump Desing Theory*, **Trans. ASME**, Vol. 82, No. 2, pp.947-960, (1960)
- [53] VAN WYLEY, J. G., SONNTAG, R. E., **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, 3ra Edição, São Palulo, Edgard Blucher Ltda, (1985)
- [54] WALY, E., *Optimun Working Fluids for Solar Powered Rankine Cycle Coolin of Buildings*, **Solar Energy**, Vol. 25, pp. 235-241, (1980)
- [55] WHALLEY, P. B., **Basic Engineering Thermodynamics**, New York, Oxford University Press, (1995)
- [56] WHITE, J. A., AGEE, M. H., CASE, K. E., **Principles of Engineering Economics Analysis**, New York, Wiley, (1977)
- [57] ZEREN , F., HOLMES, R. E., JENKINS, P. E., *Desing of Freon Jet Pump for Use in a Solar Cooling System*, **ASME**, No. 78 WA/SOL-15, (August 1979)
- [58] ZEREN , F., HOLMES, R. E., *Performance Evaluation of a Jet Pump Solar Cooling System*, **ASME**, No. 81-WA Sol-30, (1981)
- [59] ZHADAN, S. Z., SHCHETININA, N. A., *Selection of Cycle Desings Parameters for Solar Ejector Freon Refrigeration Machine*, **Gelioteknika**, Vol. 6, No. 1, pp. 44-47, (1980)
- [60] ZHADEM, S. Z., *Experimental Investigation of Freon Ejectors*, **Bull. Int. Inst. Refrig**, Vol. 3, (1960)
- [61] ZUCRON, M. J., HOFFMAN, J. D., **Gas Dynamics**, New York, Wiley, (1977)

APÊNDICE A

PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS

O EES faz uso da equação de estado de Martin-Hou para todos os fluidos reais. Relações das propriedades termodinâmicas são utilizadas para determinar a entalpia, energia interna e entropia, baseados na equação de estado e correlações adicionais para determinar a densidade no estado líquido, pressão de saturação e calor específico constante como função da temperatura.

Equação de estado de Martin-Hou é expressa por

$$P = \frac{RT}{v-b} + \frac{A_2 + B_2 + C_2 e^{-\beta T/T_c}}{(v-b)^2} + \frac{A_3 + B_3 + C_3 e^{-\beta T/T_c}}{(v-b)^3} + \frac{A_4 + B_4 + C_4 e^{-\beta T/T_c}}{(v-b)^4} + \frac{A_5 + B_5 + C_5 e^{-\beta T/T_c}}{(v-b)^5} + \frac{A_6 + B_6 + C_6 e^{-\beta T/T_c}}{(1 - C' e^{\alpha v})^2} \quad (A1)$$

onde os termos A_i , B_i , C_i , C' , α , β e R são constantes. T_c é a temperatura (absoluta) crítica

Massa específica da fase líquida,

$$\rho = a_1 + a_2 T_Z^{1/3} + a_3 T_Z^{2/3} + a_4 T_Z + a_5 T_Z^{4/3} + a_6 T_Z^{1/2} + a_7 T_Z^2 \quad (A2)$$

$$T_Z = 1 - T/T_c$$

onde os termos a_i são constantes.

Pressão de vapor,

$$\ln P = \frac{F_1}{T} + F_2 + F_3 T + F_4 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{3/2} + F_5 T^2 \quad (A3)$$

os valores de F_i são constantes.

Calor específico a volume constante,

$$c_v = G_1 + G_2 T + G_3 T^2 + G_4 T^3 + G_5 / T^2 \quad (\text{A4})$$

os valores de G_i são constantes.