

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**SIMULAÇÃO HORÁRIA E OTIMIZAÇÃO TERMO-ECONÔMICA DE CICLOS DE
REFRIGERAÇÃO COM EJETOR MOVIDOS A ENERGIA SOLAR E GÁS
NATURAL**

Tese submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

HUMBERTO RICARDO VIDAL GUTIÉRREZ

Florianópolis, Março de 2005

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO HORÁRIA E OTIMIZAÇÃO TERMO-ECONÔMICA DE CICLOS DE
REFRIGERAÇÃO COM EJETOR MOVIDOS A ENERGIA SOLAR E GÁS
NATURAL

HUMBERTO RICARDO VIDAL GUTIÉRREZ

Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do título de

DOUTOR EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Sergio Colle, D. Sc. - Orientador

Prof. José Antonio Bellini da Cunha Neto, Dr.
Coordenador do curso POSMEC-UFSC

BANCA EXAMINADORA

Prof. Arno Krenzinger, Dr.

Prof. José Antônio Perrella Balestieri, Dr.

Prof. Edson Bazzo, Dr.

Prof. Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D.

AGRADECIMENTOS

A minha esposa Soledad e meus filhos Rodolfo e Sofia, pelo amor, apoio incondicional, paciência e compreensão pelos momentos em que deixei de estar com eles para conseguir finalizar este projeto.

Aos meus pais e irmão, pela ajuda e carinho incondicional de sempre.

Ao professor Sergio Colle, pelas sugestões, incentivos e orientações sempre oportunas na elaboração deste trabalho e pelo exemplo de pesquisador incansável.

Aos meus amigos Júlio Nelson Scussel, Thomaz Borges, Fernando Paulo Grando, pela especial amizade e ajuda em todo momento.

Ao colega Guilherme dos Santos Pereira pela ajuda e assessoria com o programa EES.

A todos os demais amigos, colegas e secretárias do LABSOLAR / NCTS, pelo companheirismo e convivência sempre agradável. Em especial gostaria de agradecer à Sra. Rosângela Avi de Souza pela especial ajuda nestes anos de trabalho.

O autor também deseja manifestar seu agradecimento às instituições que contribuíram direta ou indiretamente para que a realização deste trabalho fosse possível. À Universidad de Magallanes, que através do projeto MECESUP forneceu suporte financeiro para este projeto. À Universidade Federal de Santa Catarina, através do POSMEC – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, agradeço a oportunidade de participar no seu programa de doutorado bem como a disponibilidade das instalações.

*Aos meus Pais e irmão pelo
apoio e carinho de sempre.*

*A minha esposa Soledad e meus filhos
Rodolfo e Sofia, pela compreensão e
amor no decorrer desses anos de
estudo.*

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS E TABELAS	viii
SIMBOLOGIA	xii
RESUMO	xvi
ABSTRACT.....	xvii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Considerações iniciais	2
1.2 Escopo do trabalho	8
1.3 Organização do texto	9
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
2.1 Introdução	11
2.2 Modelação do ejetor	12
2.3 Sistemas de refrigeração solar com ejetor	20
2.4 Sistemas de refrigeração com ejetor em duplo estágio	25
2.5 Simulação dinâmica de um sistema de refrigeração solar por absorção	31
3 MODELO DO EJETOR	35
3.1 Modelo de ejetor de Huang	35
3.1.1 Introdução	35
3.1.2 Descrição do modelo e equações governantes	39
3.1.3 Implementação computacional do modelo ejetor	41
3.2 Modelo do ciclo de refrigeração com ejetor	42
3.2.1 Introdução	42
3.2.2 Modelo de trocador de calor gerador com mudança de fase	44
3.2.3 Procedimento de cálculo e implementação computacional do ciclo de refrigeração com ejetor	49
4 SIMULAÇÃO HORÁRIA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR ASSISTIDO POR ENERGIA SOLAR E GÁS NATURAL	53
4.1 Introdução	53
4.2 Breve descrição do TRNSYS	54
4.3 Construção do modelo	55
4.3.1 Descrição do funcionamento de um sistema de refrigeração solar com ejetor	55
4.3.2 Dados climáticos e de carga	55

4.3.3 Modelo TRNSYS	57
4.4 Otimização paramétrica e análise de resultados da simulação	60
5 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR EM DUPLO ESTÁGIO ASSISTIDO POR ENERGIA SOLAR E GÁS NATURAL.....	67
5.1 Introdução	67
5.2 Descrição e funcionamento de um ciclo de refrigeração com ejetor em duplo estágio	69
5.3 Análise termodinâmica do sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio.....	70
5.4 Resultados preliminares do sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio	73
6 OTIMIZAÇÃO TERMO-ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR COM EJETOR EM DUPLO ESTAGIO	76
6.1 Introdução e objetivos	76
6.2 Análise e otimização termo-econômica	77
6.2.1 Introdução	77
6.2.2 Metodologia utilizada: Método P_1 - P_2	78
6.2.3 Otimização e função objetivo	80
6.3 Caso de estudo: Sistema de Condicionamento de Ar Solar	88
6.4 Resultados da otimização	89
6.4.1 Metodologias de obtenção da fração solar	89
6.4.2 Parâmetros econômicos utilizados	91
6.4.3 Resultados da solução ótima	92
6.4.4 Análise de sensibilidade	97
7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	99
7.1 Conclusões	99
7.2 Recomendações	101
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	102
APÊNDICE A - SELEÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE PARA UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR	109
APÊNDICE B - EQUAÇÕES GOVERNANTES DO MODELO EJETOR DE HUANG	110
APÊNDICE C – OPÇÕES DE CONEXÃO ENTRE O COLETOR SOLAR E O	

GERADOR DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR	117
APÊNDICE D - DADOS CLIMÁTICOS E DE RADIAÇÃO SOLAR	120
APÊNDICE E - FATORES ECONÔMICOS P_1 E P_2	121
APÊNDICE F - CONSIDERAÇÕES DE PARÂMETROS DE CUSTOS	124

LISTA DE FIGURAS E TABELAS

FIGURAS

Figura 1.1	Tecnologias de refrigeração solar	2
Figura 1.2	Esquema de um sistema de condicionamento de ar assistido por energia solar	3
Figura 1.3	Sistema de condicionamento de ar com ejetor assistido por energia solar e gás natural	5
Figura 1.4	Sistema de condicionamento de ar com ejetor em duplo estágio assistido por energia solar e gás natural	6
Figura 2.1	Esquema de um ciclo de refrigeração com ejetor	12
Figura 2.2	Esquema simples de um ejetor	13
Figura 2.3	Comportamento da razão de fluxos de massa, ζ , do ejetor para P_e fixa	14
Figura 2.4	Mapa crítico de desempenho do ejetor	15
Figura 2.5	Esquema de projeto do ejetor	18
Figura 2.6	Esquema de um sistema de condicionamento de ar solar com ejetor (Huang <i>et al.</i> , 1998)	22
Figura 2.7	Esquema do ciclo de refrigeração com ejetor em duplo estágio (Sokolov e Hershgal, 1990a)	26
Figura 2.8	Esquema da configuração do sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio (Sokolov e Hershgal, 1993)	27
Figura 2.9	Esquema da configuração do sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio (Sun, 1997)	28
Figura 2.10	Esquema da configuração do ciclo de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio (Huang, 2001a)	29
Figura 3.1	Sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural	35
Figura 3.2	Esquema do ejetor	36
Figura 3.3	Esquema do ejetor unidimensional	37
Figura 3.4	Modos operacionais do ejetor	38
Figura 3.5	Esquema do ejetor unidimensional de Huang	39
Figura 3.6	Esquema do ciclo de refrigeração com ejetor	43

Figura 3.7	Distribuição de temperaturas no trocador de calor TCS com mudança de fase	45
Figura 3.8	Esquema do ciclo de refrigeração com ejetor	50
Figura 3.9	Diagrama $P-h$ do ciclo de refrigeração com ejetor	50
Figura 4.1	Sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural	53
Figura 4.2	Irradiação global e temperatura ambiente em Florianópolis	56
Figura 4.3	Componentes principais utilizados na simulação TRNSYS	57
Figura 4.4	Esquema do componente Tipo 66	58
Figura 4.5	Diagrama de fluxo de informação dos componentes do sistema de refrigeração solar com ejetor	58
Figura 4.6	Efeito da área de coletor sobre o calor auxiliar requerido pelo sistema	61
Figura 4.7	Efeito da área de coletor no ganho de calor útil	61
Figura 4.8	Efeito da área e do tipo de coletor sobre a fração solar anual do sistema	62
Figura 4.9	Efeito do tamanho do reservatório térmico sobre o calor útil do coletor solar	62
Figura 4.10	Efeito do tamanho do reservatório térmico sobre o calor auxiliar do sistema	63
Figura 4.11	Efeito do ângulo de inclinação sobre o ganho de calor útil (coletor tipo I) .	64
Figura 4.12	Efeito da razão de fluxos de massa sobre o calor auxiliar do sistema	64
Figura 4.13	Fração solar mensal do sistema de refrigeração solar com ejetor	65
Figura 4.14	Consumo de calor auxiliar mensal do sistema de refrigeração solar com ejetor	65
Figura 5.1	Esquema de um sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio	67
Figura 5.2	Esquema do ciclo refrigeração com ejetor em duplo estágio	69
Figura 5.3	Coeficientes de desempenho real e ideal em função de T_e para dois valores de T_c , com $T_g = 80\text{ }^\circ\text{C}$, $T_r = 8\text{ }^\circ\text{C}$ e $\dot{Q}_r = 10,5\text{ kW}$	74
Figura 5.4	Comparação do desempenho do ciclo com ejetor em duplo estágio com o ciclo com ejetor em simples estágio	75
Figura 6.1	LCS versus área do coletor para quatro tipos diferentes de cenários econômicos	79

Figura 6.2	Fluxos de energia no sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio	81
Figura 6.3	Solução gráfica da equação (6.16)	86
Figura 6.4	Fração solar para $T_e = 16\text{ °C}$ (Caso A)	90
Figura 6.5	Fração solar para $T_e = 19\text{ °C}$ (Caso B)	90
Figura 6.6	LCS para $T_e = 16\text{ °C}$ (Caso A)	91
Figura 6.7	LCS para $T_e = 19\text{ °C}$ (Caso B)	91
Figura 6.8	Solução ótima do sistema	93
Figura 6.9	Fração solar com relação a a_c	93
Figura 6.10	Fração solar com relação a T_e	93
Figura 6.11	Solução ótima de a_c para uma T_e ótima	94
Figura 6.12	Curva de LCS crítico	94
Figura 6.13	Curva da função ψ para diferentes T_e	95
Figura 6.14	Curva da derivada parcial $\partial\psi/\partial T_e$	95
Figura 6.15	Curvas de $LCS = 0$ para um sistema de absorção e um sistema com ejetor em duplo estágio	96
Figura 6.16	Sensibilidade com relação a C_{EI} para custo de coletor fixo	97
Figura 6.17	Sensibilidade com relação a C_{FI} para custo elétrico fixo	98
Figura B.1	Secção de entrada do fluxo primário no ejetor	110
Figura B.2	Secção $I-I$ até $y-y$ do ejetor	111
Figura B.3	Secção de entrada do fluxo secundário no ejetor	112
Figura B.4	Secção $m-m$ do ejetor	114
Figura B.5	Secção $m-m$ até $3-3$ do ejetor	115
Figura C.1	Método de aquecimento direto	117
Figura C.2	Método para obter um aquecimento médio em ciclo fechado	118
Figura C.3	Método de aquecimento em ciclo aberto	119

TABELAS

Tabela 2.1	Detalhes da geometria do ejetor utilizado em Huang <i>et al.</i> (1998)	21
Tabela 2.2	Características do sistema de condicionamento de ar com ejetor (Huang <i>et al.</i> ,1998)	22
Tabela 2.3	Características do sistema de condicionamento de ar com ejetor (Huang <i>et al.</i> , 2001b)	24
Tabela 2.4	Características do sistema de refrigeração com ejetor (Huang <i>et al.</i> ,2001b)	24
Tabela 3.1	Comparação de valores de ζ , para $T_e = 8 \text{ }^\circ\text{C}$	41
Tabela 3.2	Comparação de valores de ζ , para $T_e = 12 \text{ }^\circ\text{C}$	41
Tabela 6.1	Condições de operação Casos A e B	90
Tabela B.1	Dados utilizados no modelo do ejetor	116
Tabela D.1	Dados climáticos e de radiação solar para Florianópolis, SC, (BRASIL) ..	120

SIMBOLOGIA

Caracteres latinos:

A	Área	[m ²]
a	Velocidade do som	[m/s]
C_A	Custo de coletor por unidade de área	[US\$/m ²]
C_E	Custo do sistema independente da área	[US\$]
C_{EI}	Custo de energia elétrica	[US\$/kWh]
C_{ej}	Custo do ciclo com ejetor	[US\$]
C_{EL}	Custo do sistema de refrigeração por compressão de vapor	[US\$]
C_{FI}	Custo de energia auxiliar	[US\$/kWh]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
c_{rl}	Calor específico do refrigerante	[J/kgK]
c_v	Calor específico a volume constante	[J/kgK]
COP	Coefficiente de desempenho	[-]
C_r	Razão entre as capacidades de calor	[-]
CRE	Ciclo de refrigeração com ejetor	[-]
$CREDE$	Ciclo de refrigeração com ejetor em duplo estágio	[-]
d	Diâmetro	[m]
f	Fração solar	[-]
$F_R U_L$	Fator de perda do coletor	[-]
$F_R (\tau\alpha)$	Fator de ganho da energia solar coletada	[-]
h	Entalpia	[J/kg]
I	Irradiação solar	[W/m ²]
LCS	Ganho no ciclo de vida útil do sistema	[US\$]
$LMTD$	Média logarítmica da diferença de temperaturas	[-]
M	Número de Mach	[-]
NUT	Número de unidades de transferência	[-]
P_g	Pressão do gerador	[Pa]
P_e	Pressão do evaporador	[Pa]
P_c	Pressão do condensador	[Pa]
P_c^*	Pressão crítica no condensador	[Pa]

P_1	Fator de valor presente do ganho, decorrente da economia de energia auxiliar	[-]
P_2	Relação entre os custos devido ao investimento no período de vida útil e o investimento inicial	[-]
\dot{Q}_{aux}	Taxa de transferência de calor no aquecedor auxiliar	[kW]
\dot{Q}_c	Taxa de transferência de calor no condensador	[kW]
\dot{Q}_e	Taxa de transferência de calor no evaporador	[kW]
\dot{Q}_g	Taxa de transferência de calor que garante a condição de vapor saturado no ejetor	[kW]
\dot{Q}_s	Taxa de transferência de calor solar	[kW]
\dot{Q}_u	Taxa de transferência de calor solar útil	[kW]
R	Constante universal do gás ideal	[J/kgK]
r_f	Razão de fluxos de massa no gerador	[-]
T_c	Temperatura do condensador	[K]
T_c^*	Temperatura crítica do condensador	[K]
T_e	Temperatura do evaporador	[K]
T_f	Temperatura do fluido refrigerante na saída do gerador	[K]
T_g	Temperatura do gerador	[K]
T_i	Temperatura intermédia	[K]
T_{min}	Temperatura característica mínima de operação	[K]
T_o	Temperatura da água quente de retorno	[K]
T_s	Temperatura da água quente na saída do reservatório térmico	[K]
TCS	Trocador de calor solar	[-]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m ² K]
$W_{máx}$	Capacidade de calor máxima	[W/K]
W_{min}	Capacidade de calor mínima	[W/K]
\dot{W}_s	Potência mecânica da bomba	[W]

Simbologia grega:

α_E	Parâmetro de custo proporcional ao custo operacional	[-]
α_F	Parâmetro de custo proporcional ao custo de energia auxiliar	[-]
Δ	Varição	[-]
ε	Efetividade do trocador de calor	[-]
ϕ_m	Coeficiente experimental que leva em contas as perdas devido à fricção do fluxo misturado	[-]
ϕ_p	Coeficiente experimental que leva em contas as perdas do fluxo primário	[-]
$\bar{\phi}$	Utilizabilidade diária média mensal	[-]
γ	Razão entre os calores específicos do fluido, c_p/c_v	[-]
η_s	Eficiência isentrópica do fluxo secundário	[-]
η_p	Eficiência isentrópica do fluxo primário	[-]
$\dot{\omega}$	Fluxo de massa	[kg/s]
ζ	Razão de fluxos de massa secundário sobre o fluxo de massa primário no ejetor	[-]

Subscritos:

<i>amb</i>	ambiente
<i>aux</i>	auxiliar
<i>bba</i>	bomba
<i>c</i>	saída do ejetor; coletor; condensador
<i>c₀</i>	condição limite para o modo operacional do ejetor
<i>e</i>	entrada do fluxo secundário; área efetiva
<i>ej</i>	ejetor
<i>ej,p</i>	ejetor primário
<i>ej,s</i>	ejetor secundário
<i>ev</i>	evaporação
<i>fr</i>	fluido refrigerante
<i>g</i>	entrada ao bocal primário
<i>i</i>	entrada, intermédia

<i>l</i>	líquido
<i>lv</i>	líquido-vapor
<i>m</i>	fluxo misturado
<i>o</i>	saída
<i>p</i>	fluxo primário
<i>p_l</i>	saída do bocal primário
<i>p_y</i>	fluxo primário no local do choque
<i>s</i>	fluxo secundário
<i>sat</i>	saturação
<i>s_y</i>	fluxo secundário no local do choque
<i>t</i>	garganta do bocal primário
<i>T</i>	inclinada
<i>v</i>	vapor; válvula
<i>1</i>	saída do bocal
<i>2</i>	entrada à câmara de mistura na seção de área constante
<i>3</i>	saída da câmara de mistura na seção de área constante

RESUMO

O aumento do custo de geração de energia elétrica e o aumento nas restrições ambientais contra os sistemas energéticos com combustíveis fósseis têm fortalecido a pesquisa de sistemas de condicionamento de ar e refrigeração que utilizam o recurso solar como fonte alternativa de energia.

Dentre os sistemas de refrigeração movidos termicamente e assistidos por energia solar destaca-se o sistema de refrigeração com ejetor de simples estágio e duplo estágio. O sistema de refrigeração com ejetor de simples estágio é caracterizado pela simplicidade construtiva, ausência de partes móveis e baixo custo operacional, o qual lhe confere um especial emprego em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. No caso do sistema de refrigeração com ejetor de duplo estágio, um ciclo de compressão mecânica de vapor convencional constitui o primeiro estágio enquanto no segundo estágio utiliza-se um ciclo termo-movido com ejetor.

O objetivo principal neste trabalho é desenvolver um modelo computacional que permita a simulação na base horária de um sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural de simples e duplo estágio. Este modelo será desenvolvido utilizando o programa de simulação transiente TRNSYS juntamente com um modelo de ejetor que será implementado no programa computacional EES.

O presente trabalho reserva particular atenção ao sistema de refrigeração solar com ejetor de duplo estágio e, com o propósito de analisar se o mencionado sistema pode ser economicamente competitivo comparado com ciclos convencionais que utilizam compressão mecânica, uma otimização termo-econômica é realizada. A mencionada otimização é feita com relação à área de coletor solar e também à temperatura do *intercooler*.

O dimensionamento do sistema que resulte na combinação de energia solar e energia auxiliar de mais baixo custo exige o conhecimento da fração de energia solar f que pode ser fornecida para satisfazer uma determinada demanda térmica. Esta fração solar será calculada utilizando simulações horárias obtidas com o sistema de refrigeração solar com ejetor modelado utilizando o acoplamento TRNSYS-EES, permitindo analisar o efeito das variações nos parâmetros de projeto mais importantes sobre os custos relevantes.

São apresentados resultados da otimização do sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio obtidos no estudo de caso de um sistema de condicionamento de ar de 10,5 kW para a cidade de Florianópolis-SC.

ABSTRACT

The increasing costs of electrical energy generation and the increasing environmental restrictions imposed to energetic systems using fossil fuels have strongly motivated research in refrigeration and air conditioning systems using the solar resource as an alternative energy source.

Among the thermally-driven refrigeration systems assisted by solar energy, two have received special attention: refrigeration systems with single-stage ejector and systems with two-stage ejectors. The first is characterised by its constructive simplicity, inexistence of moving parts and low operational cost, which confers to it special application in refrigeration and air conditioning systems. In the case of the system with a two-stage ejector, a cycle of mechanical compression of vapour comprises the first stage while the second stage uses a thermally-driven cycle with an ejector.

The main objective in this work is to develop a computational model that enables simulation in hourly basis of a refrigeration system with single or two-stage ejectors assisted by solar energy and natural gas. This model will be developed using the transient simulation code TRNSYS simultaneously with an ejector model that to be implemented in the software EES.

The present work gives particular attention to the solar refrigeration system with two-stage ejector, and to evaluate whether this system can be economically competitive in comparison to the conventional cycles using mechanical compression, a thermo-economic optimisation is performed. This optimisation is considered in relation to the area of the solar collector and also in relation to the intercooler temperature.

Dimensioning the system resulting in the combination of solar energy and auxiliary energy of lower cost requires knowledge of the solar energy fraction f that can be provided to guarantee a defined thermal demand. This solar fraction will be calculated using hourly simulations obtained in the solar refrigeration system with ejector modelled with the TRNSYS-EES numerical coupling. With this result it is possible to analyse how variations in the main design parameters influence the relevant costs.

Results and discussion are presented to the optimisation performed in the refrigeration system with two-stage ejector studied in the case of an air conditioning system with 10,5 kW operating in the city of Florianopolis-SC.

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

O abastecimento energético mundial é o grande desafio da atualidade e muitos países estão fazendo esforços para racionalizar o emprego da energia, seja por meio de pesquisas que busquem a maior eficiência dos sistemas, seja procurando outras fontes alternativas de energia.

Vivemos todos os dias em contato com a fonte mais expressiva de energia renovável de nosso planeta, e quase nunca consideramos sua importância como solução para nossos problemas de suprimento energético, sem poluir nem ameaçar nosso meio sócio-ambiental. No Brasil existem fortes motivos para utilizar essa energia disponível em abundância, já que é um dos países com maior índice de irradiação solar do mundo com aproximadamente $6,2 \times 10^{22}$ J/ano (Colle e Pereira, 1998). Alguns municípios do Nordeste, como Petrolina (PE), Floriano (PI) e Bom Jesus da Lapa (BA), por exemplo, recebem intensidade de luz solar comparável à registrada em Dongola (Sudão), o ponto do planeta onde o Sol incide com maior potência (Tiba *et al.*, 2002). Mesmo assim, a utilização da energia solar ainda representa uma pequena parcela na matriz energética do país, situação que deverá mudar no futuro com a crescente diminuição do uso dos combustíveis fósseis por decorrência de restrições impostas como consequência do risco do efeito estufa e com a adoção de políticas favoráveis ao uso desta energia.

Por outro lado, é também uma realidade que equipamentos de condicionamento de ar e refrigeração são parte importante na vida moderna, fornecendo conforto e tendo um papel fundamental na produção industrial. O Instituto de Refrigeração Internacional (*International Institute of Refrigeration - IIR*) tem estimado que aproximadamente 15% de toda a eletricidade produzida no mundo é utilizada em processos de refrigeração e condicionamento de ar de diversos tipos (Lucas, 1998). Assim, o grande consumo de energia destes equipamentos e a grande quantidade de poluentes produzidos por eles tornaram-se um problema que vem sendo estudado há muitos anos. É assim que a energia solar associada a sistemas de condicionamento de ar e refrigeração apresenta-se como uma atrativa proposta de solução para este problema energético. Esta energia é abundante, permanente e não polui o ecossistema. Além disso, a fonte solar é atrativa não apenas por ser renovável e de baixo custo, mas também porque a demanda de refrigeração é também induzida pela insolação.

A utilização da energia solar em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar tem adquirido uma importância crescente nos últimos anos. Em 1982, o IIR organizou a conferência

‘Solar energy for refrigeration and air conditioning’ em Jerusalém, com mais de 40 artigos discutidos (Worse, 1982). Outro fato que evidencia o interesse da comunidade científica pela refrigeração solar é o programa de pesquisa *Solar Assisted Air Conditioning of Buildings* da Agencia Internacional de Energia (IEA), que começou em 1999 e encontra-se ativo até os dias de hoje (IEA, 2003).

1.1. Considerações Iniciais

O princípio da refrigeração solar baseia-se em que todo calor, trabalho mecânico e eletricidade podem ser utilizados para movimentar um ciclo de refrigeração. De um ponto de vista termodinâmico, existem vários processos concebíveis para a transformação de irradiação solar em refrigeração. A escolha do tipo apropriado para uma aplicação em particular vai depender da demanda de refrigeração e da forma em que a energia de entrada (calor, eletricidade) esteja disponível, como é mostrado na Figura 1.1 (Pridasawas e Lundqvist, 2003).

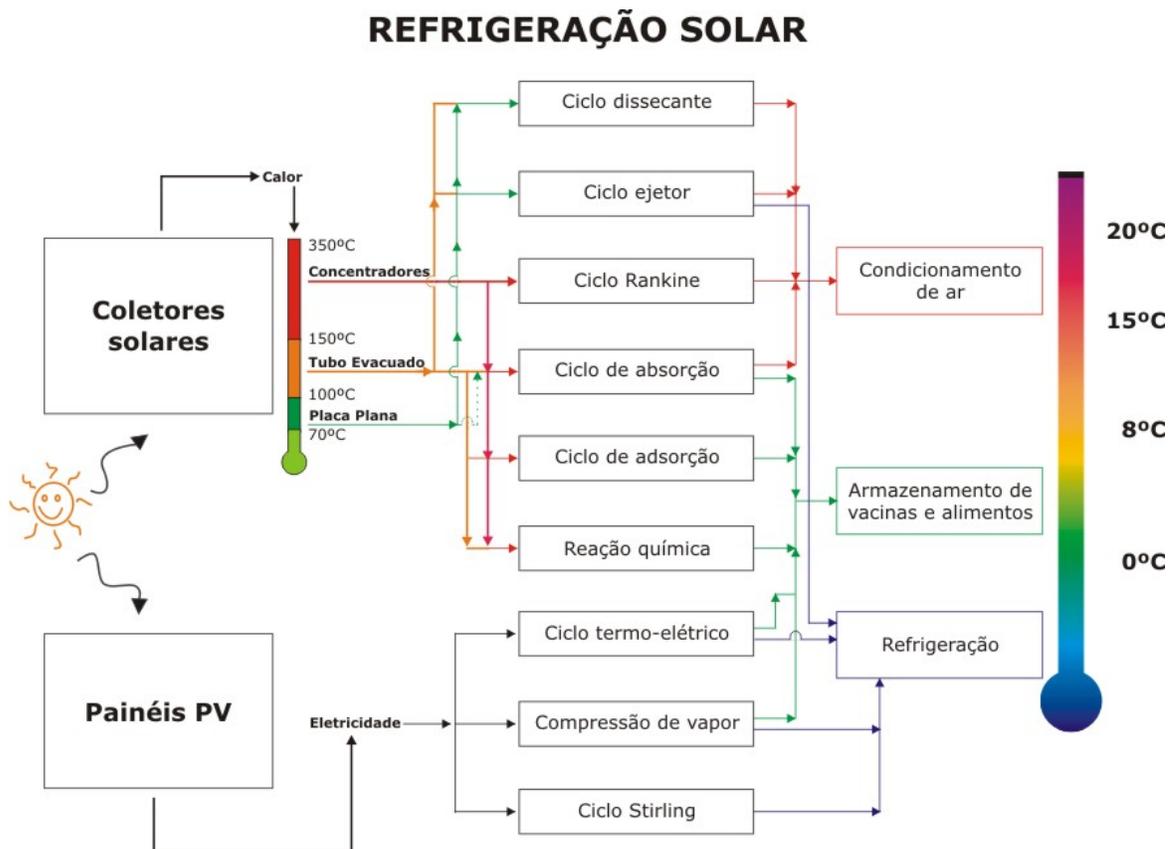


Figura 1.1 – Tecnologias de refrigeração solar.

Os sistemas de refrigeração assistidos por energia solar são classificados em dois grupos principais: sistemas termo-movidos e sistemas movidos eletricamente, conforme é mostrado na Figura 1.1. Embora a conversão da energia solar em eletricidade através de painéis fotovoltaicos e sua posterior aplicação em ciclos de refrigeração seja um conceito tecnicamente factível, não é uma alternativa tecnológica muito utilizada pelo fato de que o preço da energia elétrica gerada com painéis fotovoltaicos é mais elevado que a eletricidade gerada de forma convencional. Desta forma, as tecnologias baseadas em ciclos de refrigeração termo-movidos têm sido desenvolvidas de forma mais intensa.

Dentre os sistemas de refrigeração termo-movidos assistidos por energia solar destacam-se o mais estudado ciclo de refrigeração por absorção, e mais recentemente o ciclo de refrigeração com ejetor, também conhecido como ciclo de refrigeração por compressão térmica.

Um esquema típico de um sistema de condicionamento de ar assistido por energia solar é mostrado na Fig. 1.2. Este sistema consiste de três partes principais: o sistema solar (1), o sistema de refrigeração (2), e a edificação a ser acondicionada (3),

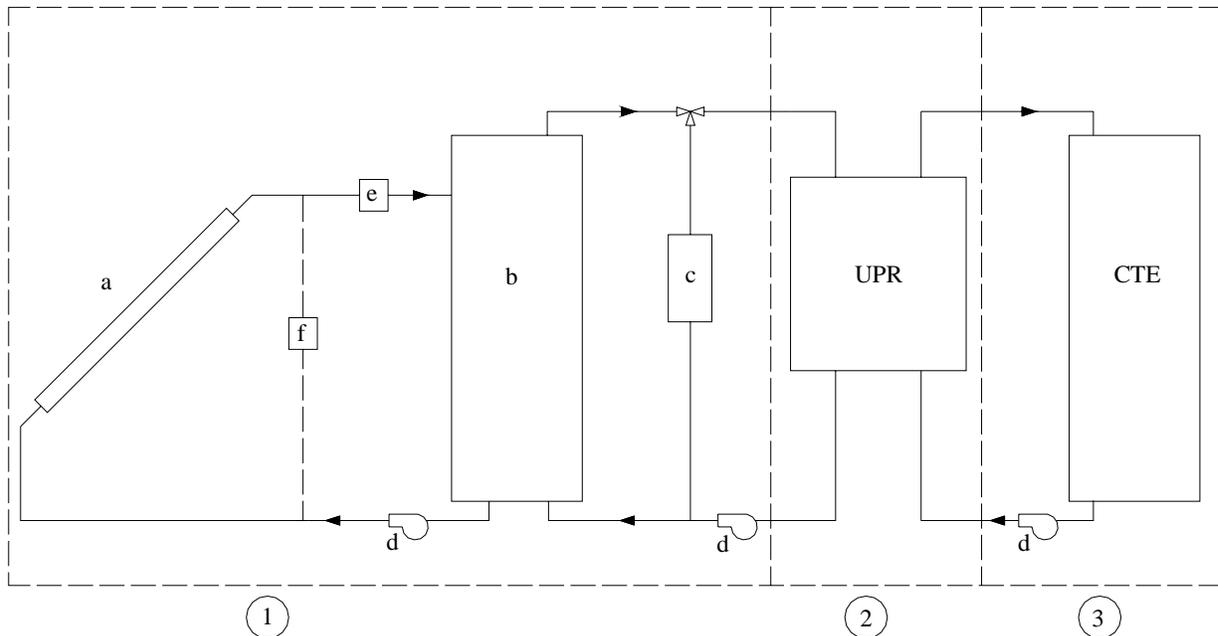


Figura 1.2 - Esquema de um sistema de condicionamento de ar assistido por energia solar.

cujos componentes são:

Coletor solar, (a); Reservatório térmico, (b); Aquecedor auxiliar, (c); Bombas de circulação, (d); Válvula de alívio de pressão, (e); Controlador On/Off, (f); Unidade de produção de refrigeração, (UPR), sendo que CTE é a carga térmica da edificação.

O sistema de refrigeração que utiliza uma máquina de absorção de brometo de lítio-água ou água-amônia, assistido por energia solar, tem sido frequentemente construído e estudado para demonstrar a tecnologia de condicionamento de ar solar. O sistema de refrigeração por absorção opera através de um processo termo-químico, o que faz com que seu projeto seja relativamente mais complexo que o projeto de um equipamento com ejetor.

O presente trabalho reserva particular atenção à utilização de um ejetor no ciclo de refrigeração, devido à sua simplicidade construtiva, à ausência de partes móveis, à operação em baixas temperaturas e ao seu baixo custo operacional, os quais lhe conferem um especial emprego em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar solar.

Na Fig. 1.3 é mostrado um esquema de um sistema de condicionamento de ar solar por compressão térmica de vapor utilizando ejetor. Seus principais componentes são coletores solares planos, um reservatório de água quente, um sistema de refrigeração (ciclo ejetor), uma torre de resfriamento e um aquecedor auxiliar.

O funcionamento deste sistema começa armazenando num reservatório térmico de água a energia que é recebida dos coletores solares. A seguir, a água quente do reservatório é conduzida até o gerador de vapor do sistema de refrigeração fornecendo a energia necessária para vaporizar o refrigerante. Quando a energia solar não é suficiente, a fonte de energia auxiliar representada por um aquecedor de passagem a gás natural fornece o adicional de calor necessário para assegurar a temperatura de operação requerida pelo ejetor.

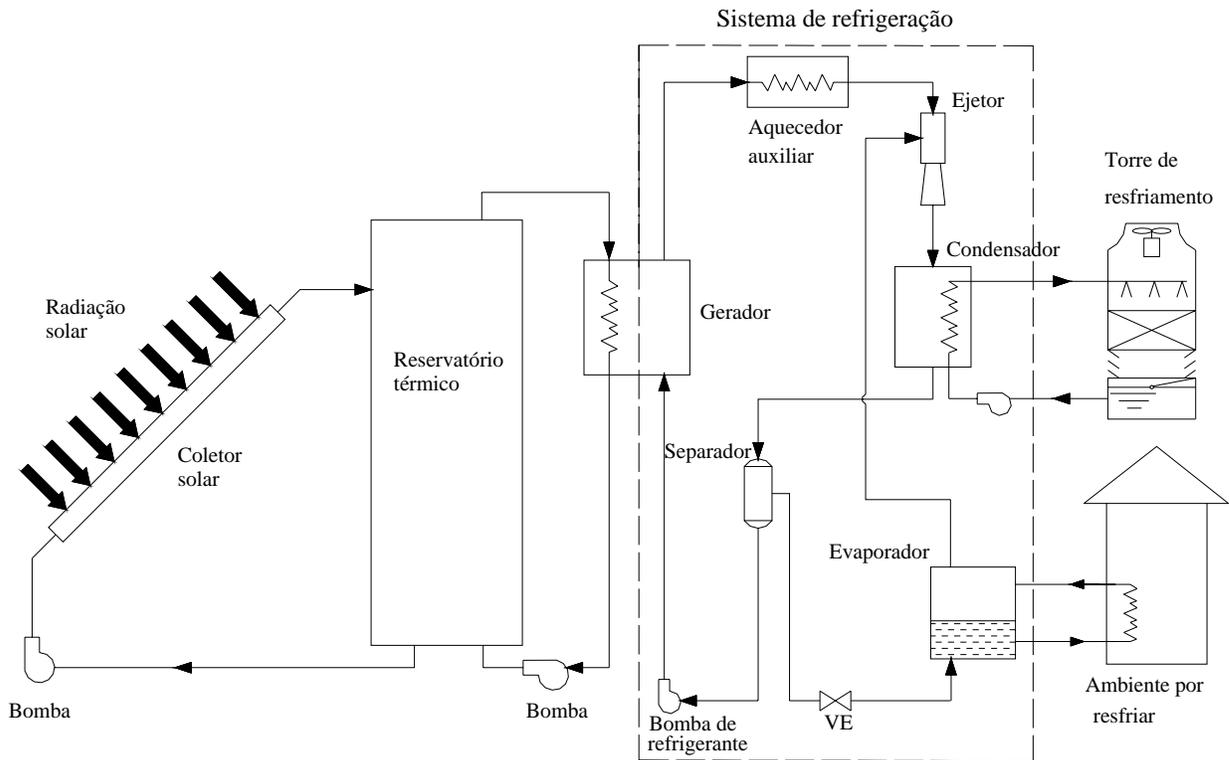


Figura 1.3 - Sistema de condicionamento de ar com ejetor assistido por energia solar e gás natural.

A seguir, o vapor gerado forma a corrente primária de refrigerante de alta pressão, requerida pelo ejetor para comprimir o vapor de baixa pressão vindo do evaporador, a uma pressão intermediária. A mistura de vapor resultante é produzida num escoamento supersônico com choque e então desacelerada até atingir a pressão de equilíbrio de saída. Este vapor, com uma pressão intermediária, é condensado rejeitando calor ao sistema de água de resfriamento representado pela torre de refrigeração. Um dispositivo separador faz com que a parte apropriada de líquido refrigerante seja conduzida depois da expansão, ao evaporador, onde o mesmo absorve calor a baixa temperatura do sistema de circulação de ar. O restante do líquido refrigerante é pressurizado pela bomba de refrigerante e vaporizado novamente no gerador usando o calor fornecido pelos coletores solares.

Um outro aspecto da simulação de sistemas baseados em ciclos de refrigeração com ejetor é a possibilidade de desenvolver ciclos de refrigeração híbridos de dois estágios, sendo o primeiro estágio executado por um ciclo térmico com ejetor e o segundo estágio sendo executado

por um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor convencional, ambos conectados através de um trocador de calor intermediário de tipo aberto ou fechado chamado *intercooler*. Esta configuração, introduzida pela primeira vez por Sokolov e Hershgal (1990a), se revela interessante porque produz um aumento no desempenho do ciclo em relação ao ciclo com ejetor de simples estágio. Na Figura 1.4 são mostrados os componentes principais correspondentes a esta configuração.

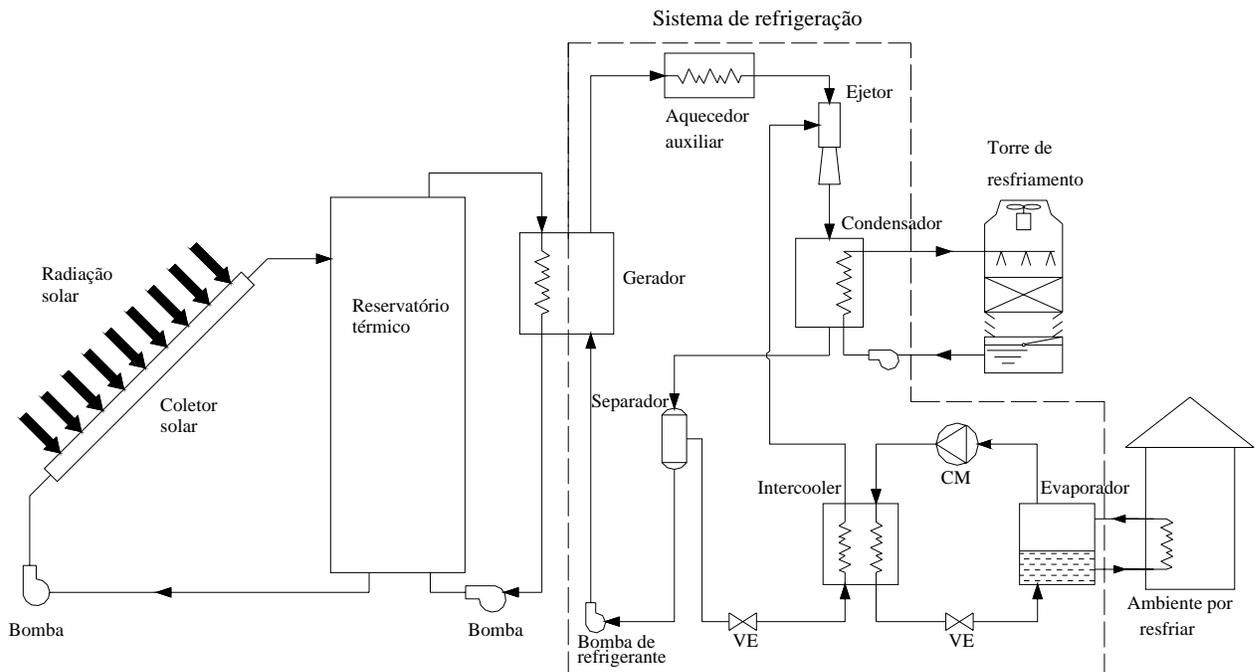


Figura 1.4 - Sistema de condicionamento de ar com ejetor em duplo estágio assistido por energia solar e gás natural.

Comparando o esquema da Figura 1.4 e da Figura 1.3 pode-se observar que o trocador de calor chamado *intercooler* faz o papel de “evaporador” para o ciclo com ejetor e faz o papel de “condensador” para o ciclo de compressão mecânica. A temperatura de evaporação neste trocador será maior que a de um ciclo com ejetor de simples estágio, por causa da compressão do estágio mecânico, resultando deste modo um coeficiente de desempenho maior para o ciclo com ejetor em duplo estágio.

O fato do ciclo com ejetor utilizar energia solar como fonte de energia motriz implica que no projeto de um sistema de refrigeração com ejetor se torna necessário considerar os efeitos provocados pelo comportamento dinâmico deste tipo de energia. Um aumento na temperatura do reservatório térmico num dia quente resultaria num benefício econômico para o sistema, pois menor quantidade de energia auxiliar seria utilizada. Um aumento na temperatura do condensador acima do ponto ótimo de projeto forçaria o ejetor a operar numa condição de instabilidade, diminuindo drasticamente seu desempenho ou até mesmo resultar na parada do ciclo. Portanto, faz-se necessário simular dinamicamente um sistema de refrigeração solar por ejetor, o qual permitirá otimizar seu funcionamento e deste modo obter seu melhor desempenho térmico e econômico. A análise dinâmica de sistemas térmicos assistidos por energia solar pode ser realizada por softwares especializados tais como TRNSYS (Klein *et al.*, 2000). Este pacote de simulação calcula o desempenho do sistema em regime transiente e possibilita a integração dos resultados sob períodos de tempo determinados pelo usuário.

Em sistemas térmicos assistidos por energia solar, a análise econômica consiste em determinar o dimensionamento do sistema que resulte na combinação de energia solar e energia auxiliar de mais baixo custo. Portanto, faz-se necessário conhecer a fração de energia solar que será aproveitada para satisfazer uma determinada demanda térmica. Esta fração solar f é requerida para realizar a análise termoeconômica, que correlaciona os efeitos das variações nos parâmetros de projeto mais importantes com os custos.

O método de obtenção desta fração depende da disponibilidade de dados climáticos no local em estudo. A fração solar poderá ser determinada através de uma simulação horária, utilizando TRNSYS para modelar o sistema, se uma base de dados horária do local se encontra disponível. Por outro lado, se parâmetros médios de temperatura e energia solar fossem a informação existente, a metodologia $f-\bar{\phi}$ *chart* poderia ser utilizada para estimar a fração solar. Esta última metodologia, originalmente proposta por Klein e Beckman (1979) para sistemas de absorção, foi aplicada para o caso de um ciclo com ejetor (Colle e Vidal, 2001),(Colle e Vidal, 2004) e validada conforme Colle, Vidal e Pereira (2004a,b).

1.2. Escopo do trabalho

Muitos estudos têm sido realizados para melhorar o desempenho de sistemas de refrigeração solar, tanto experimental como numericamente. Os sistemas de refrigeração solar por absorção têm sido modelados dinamicamente por vários autores, a saber, Joudi e Abdul-Ghafour (2003), Gopu (2002), Sumathy e Li (2001a,b), e Florides *et al.* (2002). Porém, no caso de sistemas de refrigeração solar com ejetor o desenvolvimento de modelos computacionais vem sendo efetuado de forma muito mais moderada. Embora alguns autores tenham realizado simulações de um sistema de refrigeração solar com ejetor, estas foram feitas sem considerar as variações no desempenho do sistema decorrentes da climatologia do local em estudo, utilizando na maioria dos casos a hipótese de irradiação solar constante.

O principal objetivo deste trabalho é considerar os efeitos dinâmicos de um sistema de refrigeração solar com ejetor, desenvolvendo para isto um modelo computacional que permita simular na base horária o sistema, consolidando desta forma uma ferramenta digital de projeto e também aumentando a confiabilidade da otimização termo-econômica do sistema.

A simulação é realizada utilizando TRNSYS, que é um programa computacional de característica modular adequado para simular o desempenho de sistemas que possuem um comportamento que é função do tempo. Porém, na biblioteca de componentes do TRNSYS não existe um componente “ejetor”. Portanto, deve ser desenvolvido um componente TRNSYS que represente da melhor forma possível as características termodinâmicas e de desempenho do ejetor. Para isto é necessário, inicialmente, dominar a fenomenologia do ejetor determinando os efeitos sobre o seu desempenho causados por utilizar como fonte de energia motriz a energia solar. Neste aspecto, são de grande relevância os trabalhos de Sokolov e Hershgal (1993a,b), Cizungu, Mani e Groll (2001), Sun e Eames (1995), Huang, Jiang e Hu (1985), Huang e Chang (1999) e Huang *et al.* (1999). Uma vez modelado, o ciclo de refrigeração com ejetor será implementado no EES (Klein e Alvarado, 2001), incorporado como um componente ao TRNSYS e a simulação de um sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural será realizada.

Inicialmente, foi necessário fazer um estudo preliminar de um modelo que permita simular na base horária um sistema de condicionamento de ar solar com ejetor de simples estágio. Esta simulação proporcionará um maior domínio na modelagem, uma vez que não foram encontrados trabalhos na literatura que simulem sistemas de refrigeração solar com ejetor

utilizando TRNSYS. A estrutura modular que possui o TRNSYS permitirá que o modelo desenvolvido nesta simulação seja utilizado posteriormente para implementar a simulação de um sistema de condicionamento de ar solar com ejetor em duplo estágio.

A vantagem econômica de um sistema de refrigeração solar com ejetor em relação a um sistema de refrigeração convencional por compressão mecânica de vapor pode ser aumentada sobretudo na circunstância de aumento dos preços da energia elétrica no mercado. Justifica-se portanto uma otimização termo-econômica deste sistema com relação a algumas variáveis de projeto tais como a área de coletor e algumas temperaturas de operação. Os sistemas de refrigeração solar não devem ser otimizados apenas sob o ponto de vista de projeto. O desempenho de um sistema de refrigeração solar varia significativamente “dia a dia” e “mês a mês”, o que torna necessário examinar seu desempenho num período de tempo longo (10 anos ou mais). Portanto, para realizar uma otimização termo-econômica é necessária uma estimativa do desempenho no longo prazo do sistema de refrigeração solar com ejetor.

No presente trabalho é utilizado o método P_1-P_2 que permite realizar uma análise econômica para estimar o ganho no ciclo de vida útil do sistema, conhecido também como o LCS (*Life Cycle Savings*). Esta metodologia, implementada e aplicada em Vidal (2001), requer o conhecimento da parcela da demanda energética que poderá ser atendida pela energia solar. A fração solar, f , será obtida dos resultados das simulações feitas com o modelo computacional desenvolvido no TRNSYS para um ano típico na cidade de Florianópolis.

1.3. Organização do texto

O presente trabalho foi organizado segundo os seguintes capítulos, contando por primeiro esta Introdução.

No Capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica das principais contribuições na área de modelação do ejetor, sistemas de refrigeração com ejetor de simples e duplo estágio e simulação dinâmica de sistemas de refrigeração solar usando TRNSYS.

No Capítulo 3 é apresentado o modelo matemático de ejetor escolhido a partir da revisão bibliográfica, bem como realizada sua implementação computacional no EES. A seguir, este modelo de ejetor é incorporado ao modelo computacional do ciclo de refrigeração com ejetor que é utilizado posteriormente como um componente do TRNSYS.

No Capítulo 4 é apresentado o modelo de simulação de um sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural desenvolvido no TRNSYS. Em seguida, através de múltiplas simulações na base horária, é realizada uma análise paramétrica com o objetivo de conhecer os efeitos dos principais parâmetros de projeto sobre o desempenho do sistema.

No Capítulo 5 é descrito o funcionamento e as características termodinâmicas de um sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio assistido por energia solar e gás natural. Ainda neste capítulo é mostrado o modelo computacional do ciclo de refrigeração com ejetor em duplo estágio que será incorporado ao modelo TRNSYS apresentado no Capítulo 4.

No Capítulo 6, é realizada uma otimização termo-econômica de um sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio, através da simulação horária realizada com TRNSYS.

Por último, no Capítulo 7 são apresentadas as conclusões e recomendações.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Introdução

Na primeira parte desta revisão são apresentados os trabalhos mais relevantes sobre a modelação do ejetor. Estas contribuições resultam tanto de estudos teóricos quanto experimentais abrangendo análise unidimensional ou bidimensional e ejetor de geometria variável. Dos artigos revisados será escolhido um modelo que se mostre satisfatório para incorporá-lo à simulação temporal do sistema de refrigeração solar com ejetor.

A seguir, diversas configurações de sistemas de refrigeração solar com ejetor são mostradas e discutidas. Estes sistemas, embora apresentem uma análise simplificada sem considerar simulações horárias, são relevantes para ajudar a escolher a melhor configuração dos componentes do sistema de refrigeração solar com ejetor.

Também foram considerados nesta revisão trabalhos relacionados com o sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio, o qual representa uma alternativa de melhoria para o desempenho do sistema de refrigeração solar com ejetor convencional.

Finalmente e pelo fato de que os únicos trabalhos de simulação horária de sistemas de refrigeração solar encontrados na literatura correspondem a sistemas de refrigeração por absorção (em sua maior parte utilizando TRNSYS como ferramenta de simulação), foi feita uma revisão especial destes trabalhos visando uma maior compreensão dos aspectos relacionados com a modelação dos componentes de um sistema de refrigeração solar.

2.2. Modelação do ejetor

O ejetor é o componente principal de um ciclo de refrigeração com ejetor. Os componentes básicos de um ciclo de refrigeração que opera com ejetor incluem geralmente um gerador de vapor, um evaporador, um condensador, uma válvula de expansão e uma bomba de circulação, como é mostrado na Figura 2.1. Um ciclo de refrigeração com ejetor é similar a um ciclo de compressão mecânica de vapor, exceto que a compressão mecânica é substituída por uma compressão térmica produzida no ejetor.

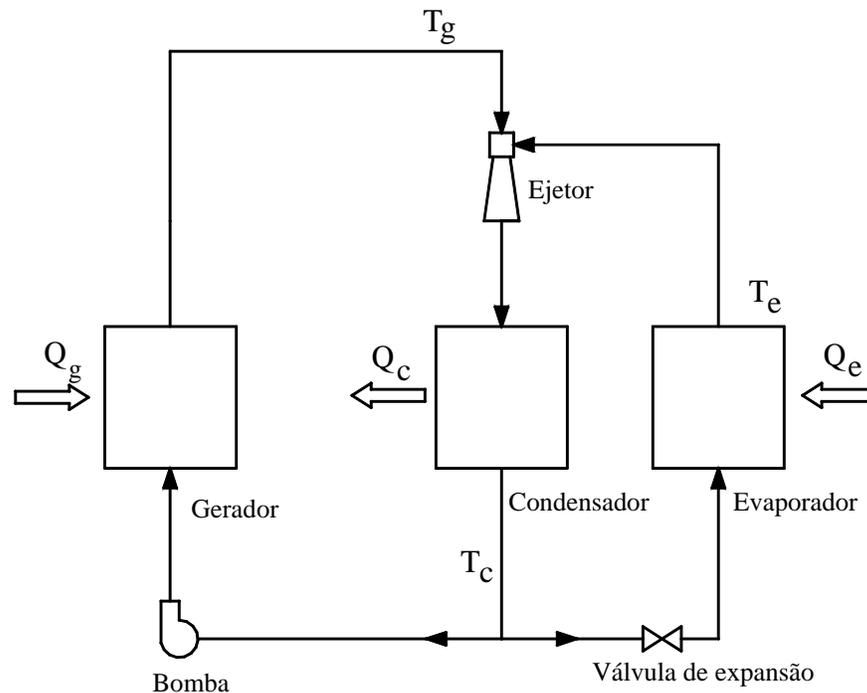


Figura 2.1 - Esquema de um ciclo de refrigeração com ejetor.

No esquema da Figura 2.2 é mostrada a geometria de um ejetor, geralmente dividido em quatro partes: a região do bocal que inclui o bocal primário convergente-divergente e o duto de sucção para o fluido secundário, uma região que inclui uma câmara onde acontece a mistura dos fluxos primário e secundário, uma região de área constante na qual o fluxo misturado sofre choques transversais, e a região do difusor, na qual o fluxo experimenta um incremento de pressão até uma pressão intermediária que situa-se entre as pressões do vapor primário e secundário.

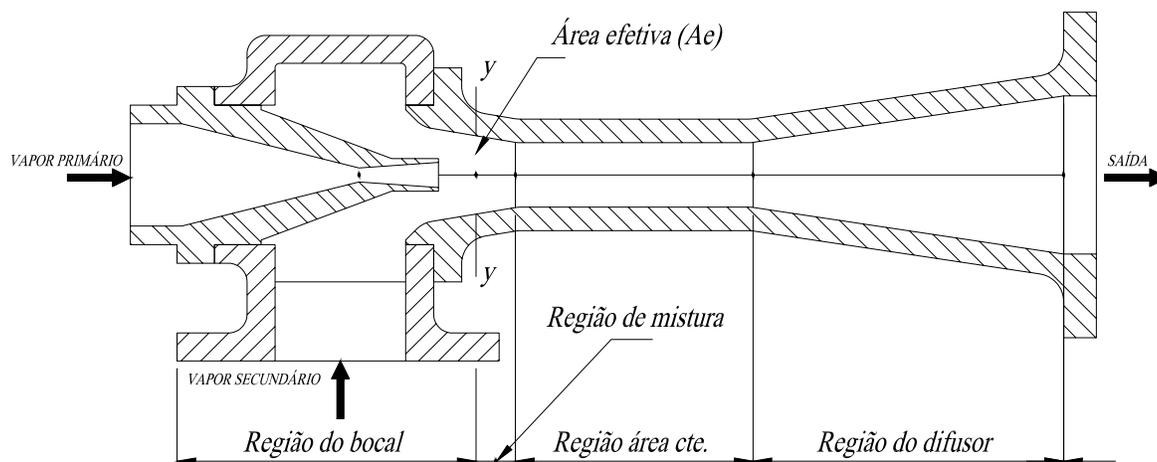


Figura 2.2 - Esquema simples de um ejetor.

O primeiro projeto de um ejetor foi reportado em Flügel (1939). Posteriormente, Keenan, Neumann e Lustwerk (1950) foram os primeiros a desenvolver um modelo teórico de ejetor unidimensional baseado na dinâmica de gases considerando gás ideal. O modelo considerava princípios de conservação da massa, momentum e energia, mas não levava em consideração perdas térmicas nem de atrito. Também, foi admitida a hipótese de que o processo de mistura na região de mistura do ejetor acontecia com pressão constante.

Para eliminar os erros produzidos pela hipótese de admitir o refrigerante como gás ideal, Zeren, Holmes e Jenkins (1979) aplicaram diretamente as propriedades do fluido de trabalho (Freón 12) nos cálculos do desempenho do ejetor.

Outro aspecto relevante na literatura são os esforços por melhorar a compreensão de um fenômeno complexo que acontece na região de mistura do ejetor. Nesta área da pesquisa, Munday e Bagster (1977) desenvolveram uma teoria de ejetor semi-empírica. Os autores postularam que após a saída do bocal o escoamento primário é espalhado sem se misturar com o escoamento secundário e isto induz a formação de um duto convergente virtual para o escoamento secundário. Este duto atua como um bocal convergente de tal forma que o escoamento secundário é acelerado até atingir a velocidade sônica em alguma seção $y-y$ (Figura 2.2). Logo, a mistura dos dois escoamentos começa a uma pressão uniforme e define-se hipoteticamente uma área efetiva A_e . Finalmente, os autores mostraram que esta área efetiva e o desempenho do ejetor se relacionam proximamente com a geometria, condições de operação e fluxo primário de vapor.

Uma importante contribuição na área da modelação do ejetor é apresentada no trabalho teórico e experimental de Huang, Jiang e Hu (1985). Os autores realizaram um estudo das características de desempenho do ejetor e uma análise de projeto de sistemas de refrigeração com ejetor. O fluido de trabalho selecionado foi Freón 113 e as características geométricas do ejetor foram consideradas conhecidas. Foi mostrado que o fenômeno de choque no vapor secundário tem um papel importante no desempenho do ejetor. Choques no ejetor, usualmente associados com choques transversais na passagem pela região de área constante com uma “área efetiva” para o vapor secundário na região de mistura, ocorrem quando o ejetor opera a uma pressão de saída abaixo da pressão crítica de funcionamento (P_c^*), a qual é dependente das pressões de operação do vapor primário e secundário P_g e P_e , respectivamente. O experimento mostrou que para uma pressão de entrada fixa P_e do vapor secundário se produzia um aumento na razão de fluxos de massa ζ (fluxo de massa secundário sobre fluxo de massa primário) do ejetor quando a pressão P_g diminuía, mas a pressão do condensador P_c crítica também diminuía (Figura 2.3). A área efetiva do ejetor que foi calculada a partir dos resultados experimentais mostrou não ser uma constante como foi suposto por Munday e Bagster (1977), mas por outra parte apresentou variação com as condições de operação. Foi mostrado também que o cálculo de desempenho do ejetor, admitindo uma área efetiva constante, leva a erros significativos.

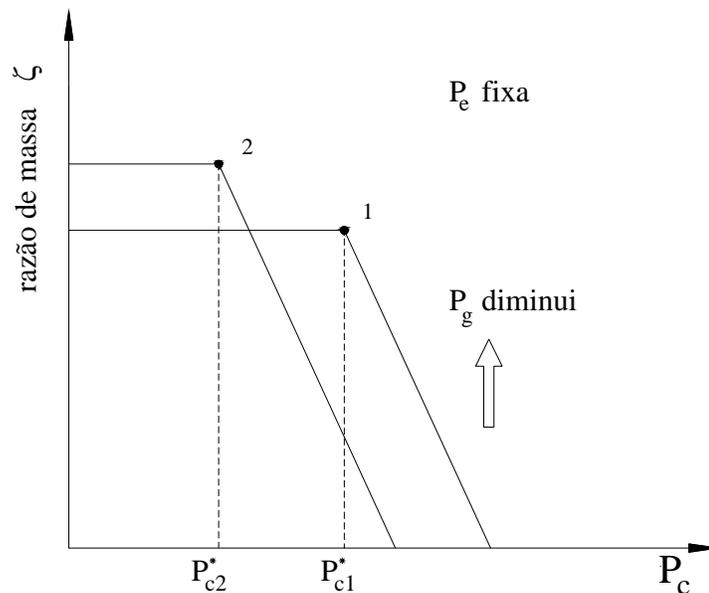


Figura 2.3 – Comportamento da razão de fluxos de massa, ζ , do ejetor para P_e fixa .

Apesar dos experimentos terem sido realizados com Freón-113, as conclusões qualitativas obtidas no trabalho de Huang, Jiang e Hu (1985) podem ser aplicadas a ejetores operando com outros refrigerantes. Dados experimentais foram usados para construir um “mapa crítico de desempenho do ejetor”, esquematizado na Figura 2.4. Este mapa de contorno crítico pode resultar muito útil no projeto de um sistema de refrigeração por ejetor e no controle de operação ótimo do mesmo. Os autores deste trabalho, baseados no mapa de desempenho que foi determinado através do experimento, realizaram uma análise de projeto do sistema de refrigeração com ejetor. Foi verificado que há três variáveis de projeto do sistema que são independentes, a saber: temperatura do gerador, do condensador e do evaporador. Segundo o mapa de projeto esquematizado na Figura 2.4 é mostrado que para uma temperatura fixa de evaporador, o *COP* do sistema aumenta com a diminuição da temperatura de geração, mas a temperatura crítica do condensador também diminui. Isto é mostrado na Figura 2.4 quando o ponto de operação é deslocado do ponto 1 para o ponto 2.

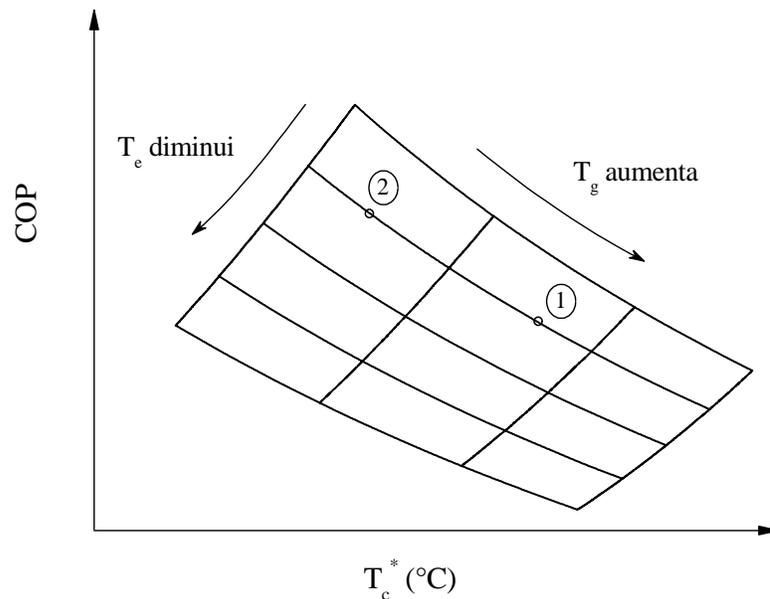


Figura 2.4 – Mapa crítico de desempenho do ejetor.

Por conseguinte, isto indica que a escolha da temperatura do condensador, a qual está relacionada com o tipo de dispositivo de resfriamento utilizado e as condições de clima locais, é um processo essencial no projeto de sistemas de refrigeração com ejetor. Os autores determinaram que é recomendável projetar o sistema a uma temperatura e pressão de condensação tão próxima do seu valor crítico quanto possível a fim de obter um melhor

desempenho. Características de desempenho para sistemas operando em condições fora das condições nominais de projeto também são analisadas. Foi verificado que o maior desempenho de operação é alcançado se o sistema de refrigeração for automaticamente ajustado de maneira a operar sempre nas condições críticas segundo o mapa de projeto. Portanto, se a temperatura do condensador diminui durante a operação, reduzindo a temperatura do gerador, o *COP* do sistema aumenta, assim como a capacidade de refrigeração, considerando temperatura de evaporador fixa. Por outro lado, o *COP* do sistema aumenta com a diminuição da temperatura do gerador se o sistema opera em condições de sobrecarga (aumentando a capacidade de refrigeração e a temperatura do evaporador). Finalmente se concluiu que para alcançar uma alta eficiência de operação, o melhor é projetar o sistema de refrigeração com ejetor em pontos críticos com um fator de segurança de projeto, em conformidade com os mapas de projeto crítico o qual permitirá controlar automaticamente as temperaturas do gerador, do condensador e do evaporador de modo que o sistema opere sempre nas condições críticas de operação.

Sun e Eames (1995) apresentaram uma valiosa revisão de mais de 100 artigos publicados relacionados com o projeto e aplicações de ejetores supersônicos. Foram revisados artigos de análise e projeto de ejetor pelos métodos unidimensional e bidimensional. O método unidimensional fornece uma maneira simples de análise e com precisão razoável, mas somente com informação geométrica limitada, enquanto que os métodos bidimensionais, teoricamente permitem otimizar todas as dimensões de um ejetor. Contudo, a abordagem é desvantajosa devido ao número excessivo de coeficientes empíricos necessários. Os autores revisaram duas abordagens que são geralmente utilizadas na análise do ejetor, “mistura com pressão constante” e “mistura com área constante”. Ejetores projetados com a hipótese de mistura com pressão constante têm mostrado um melhor desempenho que aqueles que operam supondo mistura com área constante, e têm sido descritos em maior número de artigos. Da revisão dos trabalhos experimentais, os autores concluem que as condições de operação afetam criticamente o desempenho ótimo de um ejetor. Ligeiras mudanças nas condições de operação fazem com que o ejetor opere fora das condições ótimas de projeto. Finalmente, os autores afirmam que seria necessário ter-se um ejetor com geometria variável para dispor da capacidade de ter condições de operação variáveis, que permitam um desempenho ótimo ainda fora das condições de projeto.

Eames e Aphornratana (1995) realizaram estudos teóricos e experimentais num sistema de refrigeração com ejetor que utilizava vapor d'água como fluido de trabalho operando com temperaturas do gerador entre 120-140 °C e temperaturas do evaporador entre 5-10 °C. Nesse artigo, os autores utilizaram um modelo unidimensional baseado no modelo proposto por Keenan, Neumann e Lustwerk (1950), e o modificaram incluindo fatores que levam em consideração as irreversibilidades no bocal, câmara de mistura e difusor. Os valores utilizados foram 0,85 para o bocal primário, 0,85 para a câmara de mistura e 0,95 para o difusor. Foram mostrados “mapas de contorno de desempenho” (para vapor d'água) similares aos “mapas de projeto crítico” (para Freón 113) apresentados em Huang, Jiang e Hu (1985). Como principal conclusão foi mencionado que para um ejetor com geometria fixa, a capacidade de refrigeração está limitada pela pressão do condensador, a qual seria governada pelas condições ambientais de uma aplicação em particular. Dada essa restrição e operando com uma pressão do gerador fixa, a capacidade de refrigeração poderia ser melhorada através de um aumento na temperatura do evaporador. Ou de outro modo, com pressões do condensador baixas, maiores capacidades de refrigeração poderiam ser alcançadas com pressões do gerador também baixas.

Huang *et al.* (1999) realizaram uma análise unidimensional semi-empírica para prever o desempenho do ejetor. Admitiu-se que dentro da secção de área constante do ejetor a mistura dos fluxos primário e secundário ocorre com pressão constante (Figura 2.5), e o fluxo secundário de vapor na condição de choque foi também analisado. Também foram realizadas experiências utilizando onze ejetores diferentes e R-141b como fluido de trabalho para validar os resultados obtidos com o modelo analítico proposto. Os resultados dos experimentos são utilizados para determinar o coeficiente de eficiência isentrópica do fluxo compressível no bocal do ejetor η_p , o coeficiente de eficiência isentrópica do fluxo secundário η_s , o coeficiente de perdas do fluxo primário ϕ_p e o coeficiente de perdas por fricção ϕ_m definidos no modelo unidimensional através da comparação dos dados experimentais com os resultados analíticos. Utilizando os coeficientes empíricos, foi mostrado que a análise unidimensional pode prever com precisão o desempenho de ejetores. Este trabalho será examinado com maior profundidade no Capítulo 3 desta tese.

Em seguida, Huang e Chang (1999) propuseram duas correlações empíricas obtidas a partir dos resultados de testes de quinze ejetores, para estimar o desempenho de ejetores usando R-141b como fluido de trabalho. Esse trabalho mostrou experimentalmente, que o ejetor com

bocal localizado dentro da câmara de sucção possui um melhor desempenho do que se estivesse na região de mistura de área constante, como é mostrado no esquema da Figura 2.5.

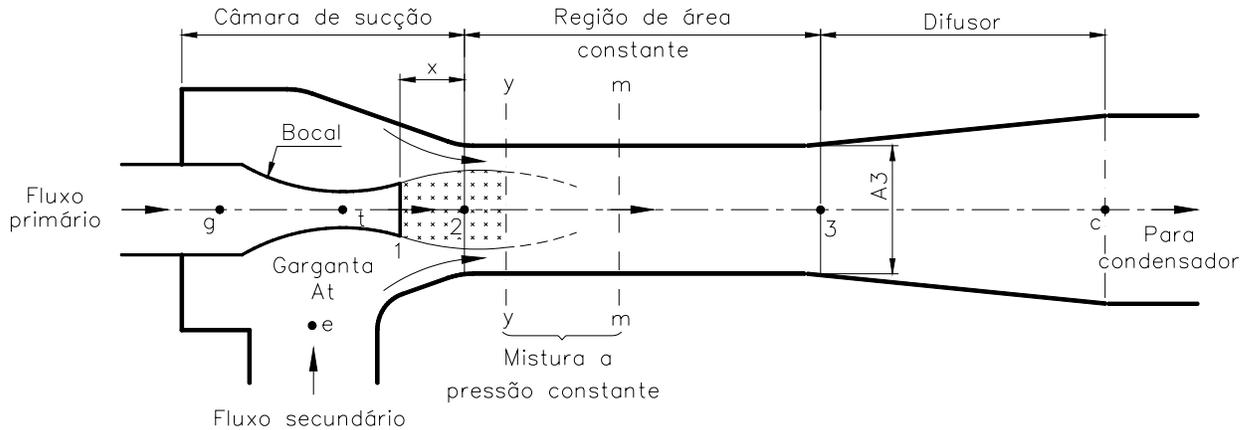


Figura 2.5 - Esquema de projeto do ejetor.

Um método de projeto para o ejetor foi também proposto a partir das correlações obtidas experimentalmente. Este método permite estimar o desempenho do ejetor através do cálculo da razão de fluxos de massa ζ como função da razão entre a área efetiva (na garganta hipotética) do fluxo secundário e a área de garganta do bocal, A_e/A_t , do parâmetro geométrico de projeto do ejetor A_3/A_t , e das pressões P_g , P_e e P_c^* . As correlações empíricas são apresentadas a seguir:

$$\frac{A_e}{A_t} = -0,0517 \left(\frac{A_3}{A_t} \right)^2 + 1,4362 \left(\frac{A_3}{A_t} \right) - 4,1734 \quad (2.1)$$

sendo

$$\frac{A_3}{A_t} = b_0 + b_1 r_c + b_2 r_c^2 + b_3 r_g + b_4 r_c r_g + b_5 r_c^2 r_g + b_6 r_g^2 + b_7 r_c r_g^2 + b_8 r_c^2 r_g^2 \quad (2.2)$$

$$r_c = \frac{P_c^*}{P_e} ; r_g = \frac{P_g}{P_e} \quad (2.3)$$

$$b_0=5,4497; b_1=-6,7759; b_2=1,4952; b_3=2,3116$$

$$b_4=-0,59; b_5=0,018105; b_6=-0,03786; b_7=0,012983; b_8=-0,000812145$$

A estimativa da razão de fluxos de massa ζ usando as correlações obtidas pelos autores situa-se dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$ quando comparada com os valores experimentais. A razão de fluxos de massa, ζ , medida experimentalmente para os ejetores nesse trabalho, atingiu valores tão altos como 0,54 a uma pressão $P_g = 0,465$ MPa (a uma temperatura de saturação de 84 °C), $P_c^* = 0,087$ MPa (28 °C), e $P_e = 0,040$ MPa (8 °C). Para $P_g = 0,538$ MPa (90 °C), $P_c^* = 0,101$ MPa (32 °C), e $P_e = 0,040$ MPa (8 °C), ζ atingiu um valor de 0,45. Finalmente, tendo em vista os altos valores de ζ obtidos, os autores concluíram ser o refrigerante R-141b um bom fluido de trabalho para o ejetor.

Rogdakis e Alexis (2000) investigaram as características de desempenho do ejetor operando num sistema de condicionamento de ar com uma fonte térmica de baixa temperatura. Foi desenvolvido um modelo computacional para o ejetor baseado na teoria de Munday e Bagster (1977), usando refrigerante Amônia (R-717) como fluido de trabalho e que foi programado para calcular o comportamento do ejetor e do sistema de condicionamento de ar com ejetor para uma determinada faixa de parâmetros de operação. Os autores mostraram que existem três variáveis independentes de projeto no ejetor, a temperatura (ou pressão) do gerador, do evaporador e do condensador, e analisaram a influência destas no desempenho do ejetor e no coeficiente de desempenho, COP , do sistema. Também o ciclo proposto foi comparado com o ciclo de Carnot operando nos mesmos níveis de variação de temperatura. Foi mostrado graficamente que para uma temperatura de evaporador fixa, o COP e a capacidade de refrigeração aumentam com o aumento na temperatura do gerador, mas com uma diminuição na temperatura do condensador. As condições de projeto foram para a temperatura de gerador ($\sim 76-79$ °C), temperatura do condensador ($34-42$ °C) e temperatura do evaporador ($4-12$ °C). Nesta faixa de variação das temperaturas de operação o COP do ejetor variou entre 0,042 e 0,446, enquanto que o COP_{Carnot} variou entre 0,712 e 1,675. Também esse estudo mostrou que o coeficiente de desempenho do sistema de condicionamento de ar com ejetor é uma função linear de T_g , uma função quadrática de T_c e uma função cúbica de T_e . As correlações são apresentadas a seguir:

$$COP = \sum_{i=0}^1 B_i T_g^i = B_0 + B_1 T_g \quad (2.4)$$

na qual

$$B_0 = \sum_{i=0}^2 T_c^i \cdot \sum_{j=0}^3 \alpha_{ij} \cdot T_e^j \quad (2.5)$$

$$B_1 = \sum_{i=0}^2 T_c^i \cdot \sum_{j=0}^3 \beta_{ij} \cdot T_e^j \quad (2.6)$$

Uma limitação do modelo desenvolvido nesse trabalho é que os resultados obtidos são válidos somente para amônia, e que a geometria do ejetor não foi considerada como parâmetro de projeto.

2.3. Sistemas de refrigeração solar com ejetor

Sokolov e Hershgal (1993b) realizaram uma análise de um ciclo de refrigeração com ejetor para condicionamento de ar 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. Tais condições ótimas de operação asseguram uma eficiência máxima do sistema. Também são apresentadas comparações com o ciclo ideal que opera com energia solar. A principal contribuição do artigo 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. 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. A temperatura no gerador é limitada, pois os refrigerantes tendem a perder sua estabilidade acima de suas temperaturas críticas.

Huang *et al.* (1998) propuseram um sistema de refrigeração solar com ejetor de alto desempenho que utiliza R-141b como fluido de trabalho. Um modelo unidimensional baseado no trabalho apresentado em Eames, Aphornratana e Heider (1995) foi utilizado para estimar o desempenho do ciclo de refrigeração por ejetor (COP_{ej}). Os resultados analíticos obtidos com o

modelo foram comparados com resultados experimentais obtidos com a seguinte geometria do ejetor:

Tabela 2.1 – Detalhes da geometria do ejetor utilizado em Huang *et al.* (1998).

Bocal de fluxo primário	
diâmetro de garganta, (mm)	2,64
diâmetro de saída, (mm)	4,50
distancia entre o bocal e o inicio da área constante, (mm)	13,00
Secção de área constante	
tipo	Cilíndrico
diâmetro, (mm)	8,10
ângulo do difusor, (grau)	5

Foi obtido experimentalmente um COP_{ej} de 0,5 para um sistema de refrigeração com ejetor simples estágio funcionando com uma temperatura do gerador de 95 °C, temperatura do condensador de 32 °C, e temperatura do evaporador de 8 °C. Conforme os resultados anteriores foi apresentada uma metodologia para o cálculo da eficiência global do sistema de refrigeração solar com ejetor. Esta metodologia supõe uma irradiação solar constante de 700 W/m² e utiliza a expressão $COP_o = COP_{ej} \times \eta_{sc}$ para estimar o desempenho global do sistema de refrigeração solar. A eficiência dos coletores, correspondente a um coletor de placa plana de superfície seletiva simples cobertura, foi representada pela seguinte expressão:

$$\eta_{sc} = 0,80 - 3,5 \frac{T_i - T_a}{I} \quad (2.7)$$

na qual I é a radiação solar incidente (W/m²), T_i é a temperatura de entrada do coletor, e T_a é a temperatura ambiente. Desprezando as perdas de calor nas tubulações e considerando que $T_i = T_g + 10$, a eficiência do sistema de refrigeração solar com ejetor COP_o foi calculada. Conforme os resultados anteriores é proposto o sistema de condicionamento de ar solar com ejetor mostrado na Figura 2.6.

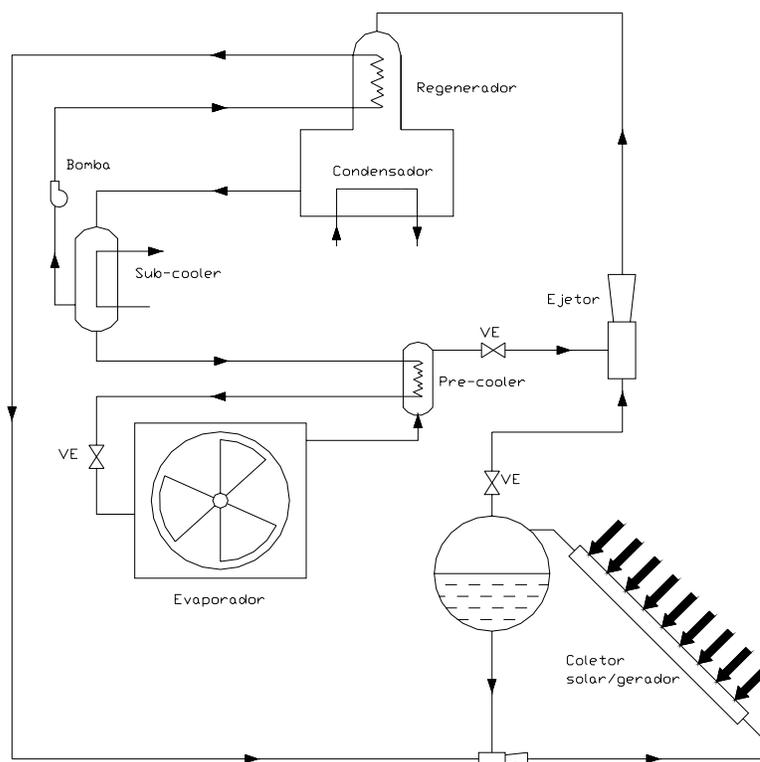


Figura 2.6 – Esquema de um sistema de condicionamento de ar solar com ejetor (Huang *et al.*, 1998).

As características do sistema de condicionamento de ar proposto no trabalho antes mencionado, são apresentadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Características do sistema de condicionamento de ar com ejetor (Huang *et al.*, 1998).

Capacidade de refrigeração	10,5 kW (3 TR)
Temperatura do evaporador	8 °C
Temperatura do condensador	32 °C
Temperatura do gerador	95 °C
<i>COP</i> do sistema ejetor	0,5
Eficiência de coletor solar	0,5
<i>COP</i> global do sistema de refrigeração solar	0,22
Área de coletor solar (dupla cobertura)	68 m ²

Finalmente, os autores afirmaram que o sistema de refrigeração solar com ejetor poderia também ser utilizado para um sistema de condicionamento de ar com armazenamento de gelo se o sistema fosse operado com uma temperatura do evaporador de $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$, temperatura do gerador de $92\text{ }^{\circ}\text{C}$, e 700 W/m^2 de irradiação solar. Para tais condições, o COP do sistema global teria um valor ótimo de 0,12.

Em seguida, Huang *et al.* (2001b) examinaram a possibilidade prática de usar coletores solares de menor custo para sistemas de refrigeração solar. O desempenho de um sistema de refrigeração solar com ejetor que utiliza R-141b foi simulado usando três tipos de coletores solares diferentes: um coletor de placa plana simples cobertura de vidro com superfície seletiva e uma camada de isolamento de ar (A), um coletor de placa plana convencional simples cobertura de vidro com superfície seletiva (B), e um coletor de tubo evacuado (C). Os autores dedicaram particular atenção à seleção da temperatura do gerador, pelo fato desta ser especialmente importante para o sistema de refrigeração solar com ejetor, pois esta afeta tanto o COP do ejetor quanto a eficiência do coletor solar. Um aumento em T_g aumenta o COP do ejetor mas diminui a eficiência do coletor, como foi demonstrado em Sokolov e Hershgal (1993b). Como a eficiência total do sistema solar foi definida como $COP_o = COP_{ej} \times \eta_{CS}$, a temperatura ótima T_g que corresponde ao máximo valor de COP_o foi determinada nesse trabalho. O coeficiente de desempenho COP_{ej} do ejetor foi calculado usando o método unidimensional apresentado em Huang *et al.* (1999), e foram apresentadas equações de eficiência para cada um dos tipos de coletor analisados neste artigo. A partir dos resultados obtidos foram apresentados gráficos de COP_{ej} para diferentes condições climáticas ($T_c = 28\text{-}40\text{ }^{\circ}\text{C}$), ($T_e = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$) em aplicações de condicionamento de ar, e ($T_e = -6\text{ }^{\circ}\text{C}$) em aplicações de refrigeração para uma ampla faixa de temperaturas de gerador ($T_g = 70\text{-}130\text{ }^{\circ}\text{C}$). Também foram apresentados gráficos do COP do sistema de refrigeração solar global para cada um dos tipos de coletor propostos, nos quais pode-se observar que o COP ótimo diminui com o aumento de T_c e com a diminuição de T_e . A seguir, são apresentados dados termodinâmicos e econômicos tanto para um sistema de condicionamento de ar com ejetor movido com energia solar, quanto para um sistema de refrigeração solar com ejetor.

Tabela 2.3 – Características do sistema de condicionamento de ar com ejetor (Huang *et al.*, 2001b).

Tipo de coletor solar	A	B	C
Capacidade de refrigeração, Q_e (kW)	10	10	10
Temperatura do evaporador, T_e (°C)	8	8	8
Temperatura do condensador, T_c (°C)	32	32	32
Temperatura do gerador ótima, T_g (°C)	85	70	95
Ótimo COP_o	0,19	0,12	0,28
Eficiência de coletor solar, η_{sc}	0,43	0,39	0,54
Ótimo COP_{ej}	0,44	0,31	0,52
Área de coletor solar, A_{sc} (m ²)	75	119	51
Custo do sistema solar C_s , US\$	10230	14420	24730
Custo do sistema solar, US\$/m ²	136	121	485
C_s / Q_e , (US\$/W)	1,02	1,44	2,47

Tabela 2.4 – Características do sistema de refrigeração com ejetor (Huang *et al.*,2001b).

Tipo de coletor solar	A	B	C
Capacidade de refrigeração, Q_e (kW)	1,0	1,0	1,0
Temperatura do evaporador, T_e (°C)	-6	-6	-6
Temperatura do condensador, T_c (°C)	32	32	32
Temperatura do gerador ótima, T_g (°C)	90	75	100
Ótimo COP_o	0,103	0,063	0,161
Eficiência de coletor solar, η_{sc}	0,41	0,35	0,52
Ótimo COP_{ej}	0,25	0,18	0,31
Área de coletor solar, A_{sc} (m ²)	13,9	22,7	8,9
Custo do sistema solar C_s , US\$	1895	2752	4315
Custo do sistema solar, US\$/m ²	136	121	485
C_s / Q_e , (US\$/W)	1,9	2,75	4,32

Os autores concluíram que o sistema de refrigeração solar com ejetor que foi simulado usando coletor de placa plana de simples cobertura com superfície seletiva com camada de ar isolante pode ser o mais econômico quando operado a uma temperatura de gerador ótima. Neste caso, para uma temperatura de gerador ótima na faixa entre 85-90 °C, a eficiência de coletor solar pode alcançar valores de 0,43-0,41 e a eficiência global do sistema COP_o pode alcançar 0,19 para propósitos de condicionamento de ar e 0,1 para propósitos de refrigeração.

Em Cizungu, Mani e Groll (2001) foi realizada uma simulação computacional para analisar o desempenho de um ciclo de refrigeração com ejetor assistido por energia solar, usando um modelo unidimensional para o ejetor e operando com diferentes fluidos de trabalho ambientalmente atrativos: R-123, R-134a, R-152a e R-717 (amônia). O modelo mostrou que, para temperaturas de geração $T_g \leq 70$ °C, os fluidos de trabalho R-134a e R-152a teriam que ser utilizados para atingir um alto COP . Já para temperaturas $T_g > 70$ °C, o fluido R-717 apresentou o mais alto desempenho. Resultados experimentais corroboraram os resultados da simulação para o caso do fluido R-11, para diferentes temperaturas do condensador e do gerador de vapor.

2.4. Sistemas de refrigeração com ejetor em duplo estágio

Sokolov e Hershgal (1990a) fazem uma completa revisão das características do ciclo com ejetor convencional e apresentam duas alternativas tecnológicas para melhorar o desempenho do ciclo. Para isto, foram feitas algumas modificações no ciclo ejetor e acrescentados alguns componentes. A primeira alternativa estudada foi a introdução de um compressor auxiliar (*booster*) entre o ejetor e o evaporador. Contudo, esta alternativa apresentou algumas desvantagens pelo fato deste compressor auxiliar ficar configurado em série com o ejetor. Isto produzia alguns problemas tais como a mistura do refrigerante com o óleo no ejetor e dificuldades no controle da pressão de entrada no ejetor. A segunda alternativa foi desenvolvida para reduzir as desvantagens encontradas na primeira modificação do ciclo. A proposta dos autores foi uma configuração de ciclo híbrido constituída por um ciclo com ejetor e um ciclo de compressão mecânica, mostrado na Figura 2.7. A melhora no desempenho deste sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio é conseguida através da introdução de uma compressão mecânica com o objetivo de elevar a pressão do vapor secundário do ciclo com ejetor convencional.

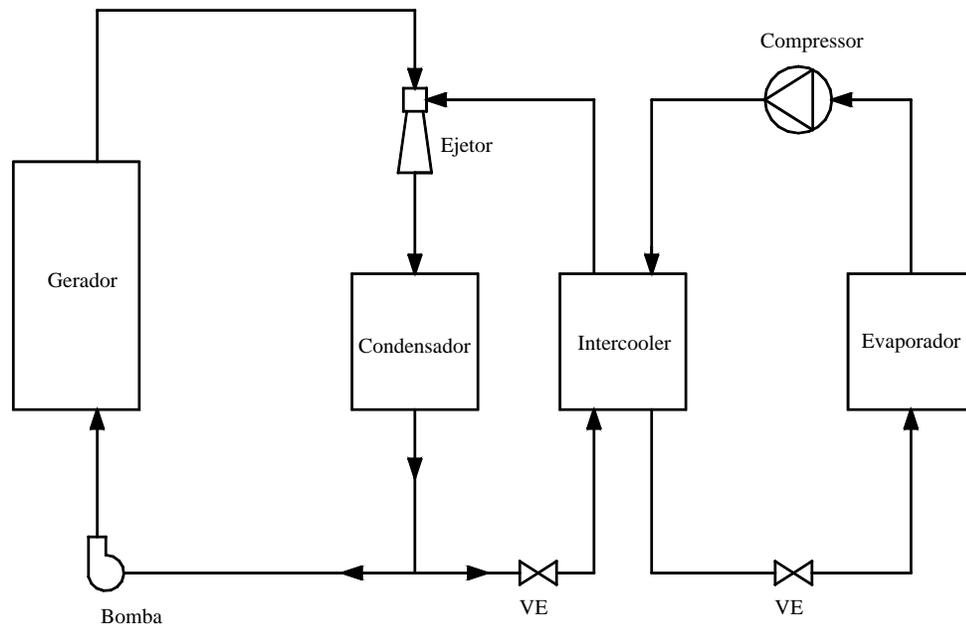


Figura 2.7 – Esquema do ciclo de refrigeração com ejetor em duplo estágio (Sokolov e Hershgal, 1990a).

Alguns dos resultados mais relevantes relatados pelos autores foram obtidos para temperaturas de evaporação, condensação e geração de $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $86\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente. Para tais condições de operação, carga de refrigeração de 1 kW e R-114 como fluido de trabalho foi obtido um coeficiente de desempenho de $0,767$ para o sistema híbrido de dois estágios, com ejetor operando em condições ótimas.

Posteriormente, Sokolov e Hershgal (1993a) apresentaram pela primeira vez na literatura uma nova proposta para um sistema de refrigeração solar com ejetor, baseada no trabalho realizado em (Sokolov e Hershgal, 1990a). Esta configuração, apresentada na Figura 2.8, estava constituída por um ciclo com ejetor e um ciclo de compressão convencional ambos conectados através de um trocador de calor intermediário chamado *intercooler*. A concepção foi implementada experimentalmente pelos autores e demonstrou ser simples, fácil de construir e controlar (Sokolov e Hershgal, 1990b). Uma característica interessante de ser observada é que na configuração desse sistema é dispensada a presença de um reservatório térmico, conduzindo diretamente o refrigerante para o gerador de vapor.

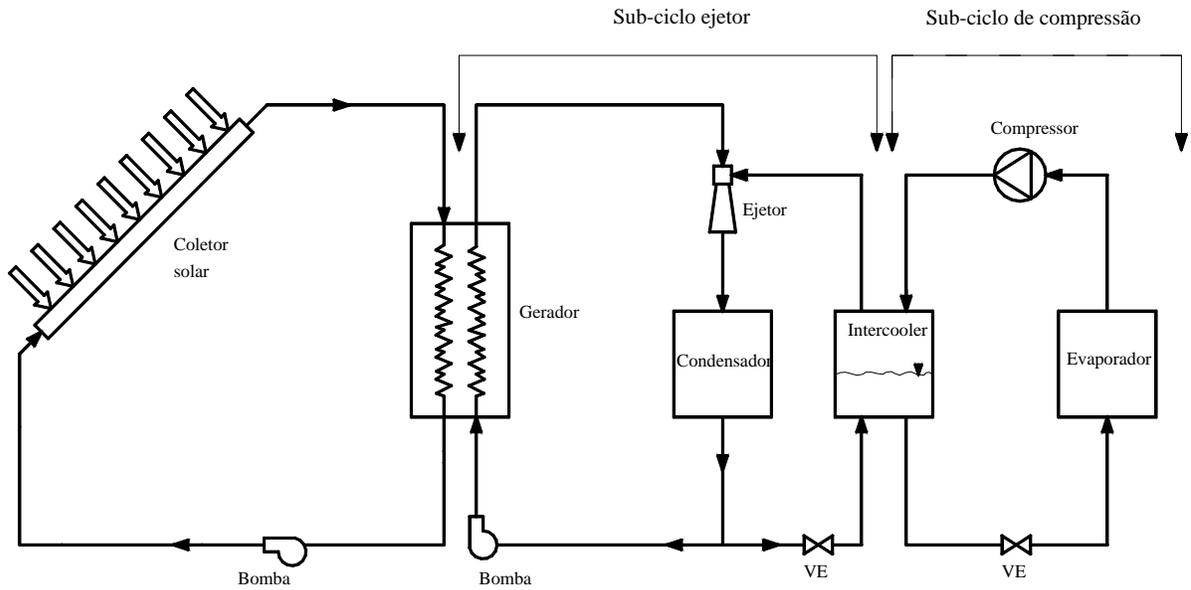


Figura 2.8 - Esquema da configuração do sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio (Sokolov e Hersgal, 1993a).

No sub-ciclo térmico com ejetor e no sub-ciclo mecânico é utilizado R-114 como fluido de trabalho. Os autores realizaram uma otimização do desempenho global do sistema com relação à temperatura do gerador de vapor T_g . Dentre alguns dos resultados obtidos, mostra-se graficamente que baixas temperaturas no condensador beneficiam sempre o desempenho global do sistema. Também foi mostrado que uma melhor qualidade do coletor (representada pela sua temperatura de estagnação) apresenta uma influência favorável na eficiência global do sistema. Os autores apresentam várias figuras que visam cobrir um amplo espectro de condições de operação de modo que permitam avaliar a viabilidade deste sistema em aplicações de condicionamento de ar. Algumas das hipóteses mais relevantes do trabalho são a consideração de um gerador de vapor com características de trocador ideal e a admissão de irradiação solar constante. No trabalho dos autores, a análise é realizada apenas sob um ponto de vista termodinâmico, não sendo feita nenhuma análise econômica do sistema.

Sun (1997) apresenta um sistema combinado com ejetor e compressão de vapor assistido por energia solar baseado no mesmo princípio de funcionamento mostrado em Sokolov e Hersgal (1993a) e testado para aplicações de condicionamento de ar e refrigeração. O sistema utiliza H_2O como fluido refrigerante no sub-ciclo com ejetor e R-134a no sub-ciclo de compressão mecânica. Na Figura 2.9 é mostrada a configuração analisada por Sun (1997).

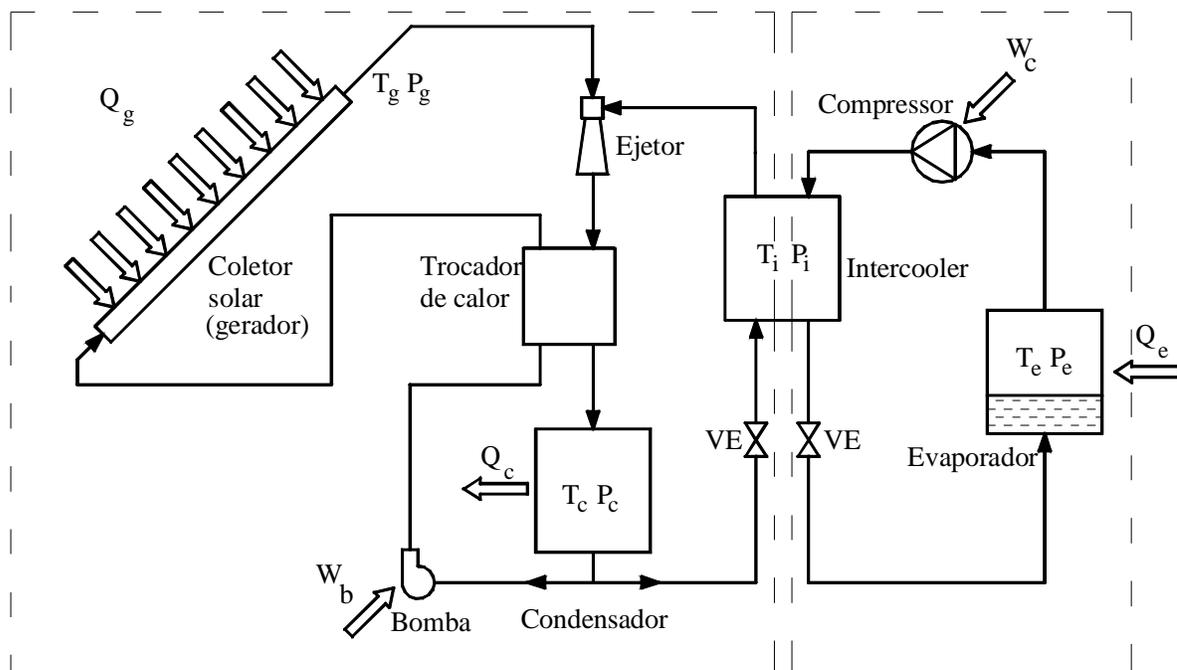


Figura 2.9 - Esquema da configuração do sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio (Sun, 1997).

Uma diferença com relação à configuração de Sokolov e Hershgal (1993a) é que o próprio coletor solar é utilizado como gerador de vapor. Outra diferença é a presença de um trocador de calor localizado na saída do ejetor e antes da entrada ao coletor solar. Também é realizada pelo autor uma comparação entre os coeficientes de desempenho de um ciclo de refrigeração combinado e de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor convencional. É mostrado graficamente que o ciclo de refrigeração combinado pode incrementar o desempenho do sistema em mais de 50% dependendo da temperatura no condensador. É também realizada uma análise para estimar a área de coletor necessária para satisfazer a uma demanda de refrigeração de 5 kW considerando uma temperatura no evaporador de 5 °C e no gerador de 80 °C, para diferentes temperaturas no condensador. Admitindo-se a hipótese de irradiação solar constante e que a temperatura no *intercooler* pode ser considerada 10 °C menor que a temperatura no condensador, são mostrados através de gráficos os efeitos das temperaturas T_g , T_c , T_e , T_i sobre a área de coletor solar. Um incremento em T_g reduz a área de coletor necessária, mas exige a utilização de coletores com melhor desempenho térmico. Temperaturas no condensador T_c maiores resultam numa redução no desempenho do sistema, precisando de uma maior área de coletor para manter a

capacidade de refrigeração constante. Também é mostrado graficamente que um incremento em T_e aumenta o desempenho do sistema e reduz a área de coletor solar. Porém, para aplicações de refrigeração e condicionamento de ar, um aumento em T_e não tem um significado prático. Finalmente é observado pelo autor que para temperaturas T_i de *intercooler* maiores, o desempenho do sistema diminui, contudo menor área de coletor é requerida. O autor recomenda utilizar temperaturas de *intercooler* na faixa entre 10 e 15 °C menores que a temperatura do condensador, podendo ser estas temperaturas economicamente justificáveis. Contudo, nenhuma análise econômica é apresentada neste artigo.

Huang *et al.* (2001a) propõem um sistema de refrigeração de ciclo combinado que considera um sistema convencional de refrigeração por compressão mecânica de vapor e um sistema de refrigeração com ejetor, como é mostrado na Figura 2.10.

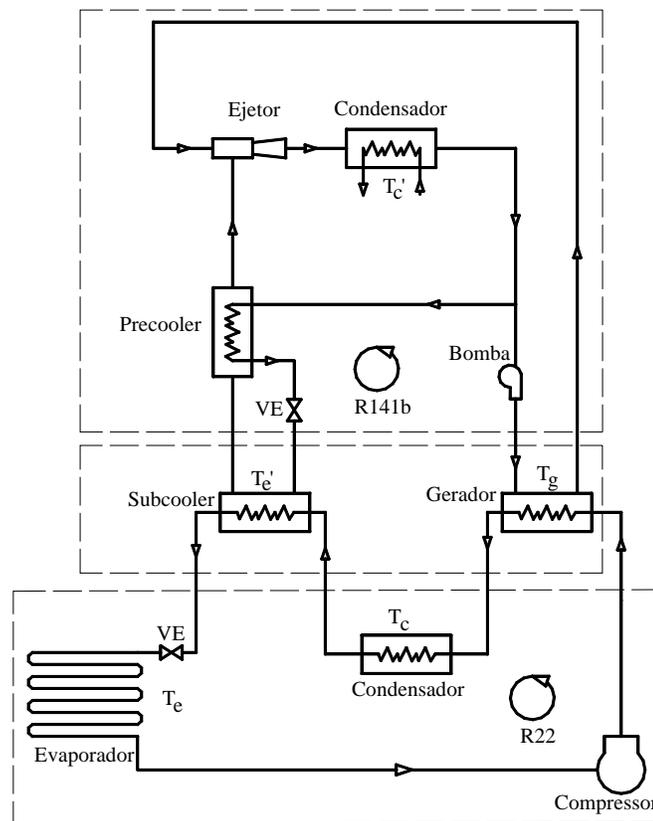


Figura 2.10 - Esquema da configuração do ciclo de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio (Huang, 2001a).

O ciclo de refrigeração com ejetor possui como energia motriz ao calor de compressão do ciclo mecânico que funciona utilizando R-22 como fluido de trabalho e que considera um processo de compressão não isentrópico. Por outro lado, o ciclo ejetor utiliza R-141b para seu funcionamento. O desempenho do ciclo ejetor é calculado considerando o modelo unidimensional de ejetor desenvolvido em Huang *et al.* (1999). A seguir é realizada uma análise termodinâmica baseada nas equações de conservação de energia e massa para cada componente do sistema. Embora os autores mencionem que no trocador de calor (gerador) da Figura 2.10 o fluido R-141b muda de fase, o fenômeno não é analisado em detalhe e admite-se uma diferença de temperaturas no trocador, dada como parâmetro de projeto do sistema. Esta simplificação deve ser tomada com cautela pois a temperatura de entrada no ejetor T_g depende da troca de calor no gerador de vapor que também depende da temperatura de descarga do compressor, parâmetro crítico reconhecido pelos próprios autores. A análise do sistema mostra que o *COP* do ciclo combinado de duplo estágio é significativamente maior que um sistema de refrigeração de simples estágio. Melhoras no *COP* de até 18,4 % podem ser atingidas para temperaturas de evaporação de $-5\text{ }^\circ\text{C}$ no ciclo mecânico. Um protótipo deste sistema de duplo estágio foi construído, testado e suas características construtivas são incluídas nesse artigo. Os autores concluem que o sistema de refrigeração de duplo estágio é viável tecnologicamente e que pode ser melhorado, visto que não tem sido projetado para operar em condições ótimas.

Hernández *et al.* (2004) investigaram um sistema de duplo estágio térmico que chamaram de sistema de refrigeração híbrido com ejetor e compressor. Basicamente é a mesma configuração proposta por Sokolov e Hershgal (1990a). No sub-ciclo com ejetor é utilizado o modelo unidimensional de Lu (1986) para o cálculo do desempenho do ciclo. No ciclo mecânico é considerado um processo de compressão adiabático e reversível. Dois fluidos refrigerantes são selecionados para a operação do sistema: o fluido R-142b (HCFC142b), o qual possui boas características para aplicações de condicionamento de ar com ejetor, e o fluido R-134a (HFC134a), o qual é amplamente utilizado em aplicações de refrigeração. As variações de temperatura no gerador e no condensador, assim como as variações da pressão no *intercooler*, foram consideradas para uma temperatura no evaporador de $-10\text{ }^\circ\text{C}$ e uma capacidade de refrigeração de 1 kW. O sistema analisado pelos autores apresenta o melhor desempenho trabalhando com R-134a numa temperatura moderada de condensador de $30\text{ }^\circ\text{C}$ e uma temperatura no gerador de $85\text{ }^\circ\text{C}$. Por outro lado, se temperaturas maiores no condensador fossem

impostas, o sistema trabalhando com R-142b teria o melhor desempenho. Os autores também examinaram a eficiência exergética do sistema, realizando uma otimização baseada na escolha do melhor fluido refrigerante. Finalmente, os autores recomendam utilizar o fluido R-134a se o sistema for movido com energia solar, uma vez que as temperaturas de geração de vapor necessárias seriam facilmente alcançadas com coletores de placa plana.

Arbel e Sokolov (2004) retomam o estudo do sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio que foi apresentado pela primeira vez em Sokolov e Hershgal (1993a). O sistema utilizava R-114 como fluido de trabalho que na época era considerado o fluido mais adequado. Porém, na atualidade o R-114 é considerado ambientalmente prejudicial. Por outro lado, os autores manifestam que outra razão para reativar o estudo antes mencionado é que o ciclo de refrigeração com ejetor vem ganhando maior interesse na pesquisa da refrigeração solar (exemplo disto é o projeto em execução TRI-GEN EGD, Tri-Generation Electro-gás Dynamic Converter System, financiado pela Comissão Européia e que utiliza um ciclo de refrigeração com ejetor). Os motivos anteriormente citados, levaram aos autores a retomar o estudo feito em 1993, desta vez usando R-142b como fluido de trabalho. Concluíram que o sistema híbrido com ejetor e compressão mecânica é mais eficiente operando com R-142b que operando com R-114.

2.5. Simulação dinâmica de um sistema de refrigeração solar por absorção

Na atualidade, os sistemas de absorção assistidos por energia solar continuam sendo estudados com especial interesse para melhorar o desempenho dos componentes destes sistemas, sejam estas melhorias no coletor (Florides *et al.*, 2002), no reservatório térmico (Sumathy e Li, 2001a,b), ou na própria máquina de absorção (Alizadeh, 2000).

Ghaddar, Shihab e Bdeir (1996) realizaram um estudo analítico da utilização da energia solar para condicionamento de ar numa aplicação residencial pequena usando um sistema de absorção brometo de lítio-água. Foi desenvolvido um programa computacional para avaliar o desempenho de um sistema com uma capacidade de refrigeração de 10,5 kW (3 TR) para todas as possíveis condições climáticas de Beirute. Nesse estudo, dado que a fonte de calor do reservatório depende fortemente do clima e dos dados de radiação solar, os autores avaliaram o desempenho do ciclo de absorção com temperaturas de gerador e condensador variáveis. O desempenho dinâmico do sistema coletor-reservatório foi simulado numericamente utilizando o

modelo de Hottel e Whillier apresentado em Duffie e Beckman (1991). Os dados de clima e de radiação solar foram utilizados na base horária para depois integrar no período de tempo escolhido para a simulação, e desta forma obter a fração da demanda que é fornecida pela energia solar. Os resultados da simulação mostraram a existência de uma faixa de operação aceitável quando a fonte de água quente solar é fornecida entre 65 e 85 °C, correspondente a uma demanda térmica requerida pelo gerador entre 12 e 14,5 kW. Também foi reportado pelos autores um desempenho ótimo do sistema de absorção solar para uma taxa de volume do reservatório por área de coletor (V_R / A_C) de 13 a 19 l/m², o qual corresponde a uma fração solar de 20% a 26% para carga constante e a uma fração solar de 38% a 44% para uma carga variável. A área mínima de coletor requerida por kW fornecido é de 6,6 m²/kW e a área máxima de coletor permitida é de 8,2 m²/kW. Portanto, para uma instalação de 10,5 kW a área mínima requerida seria de 70 m² e a área máxima de coletor permitida seria de 86 m². Finalmente, os autores realizaram uma análise econômica utilizando condições de operação do sistema que fornecem uma fração solar máxima. Isto revelou que um sistema de absorção solar poderá ser competitivo com um sistema de condicionamento de ar convencional por compressão de vapor quando os preços de manufatura dos coletores apresentarem valores menores que US\$ 120/ m².

Sumathy e Li (2001a) desenvolveram um trabalho experimental e de simulação baseado no ciclo de absorção de brometo de lítio-água. Um sistema de condicionamento de ar assistido por energia solar foi instalado na Universidade de Hong Kong. Foram utilizados no sistema coletores de placa plana de alto rendimento com uma área de 38 m², os quais fornecem energia para movimentar um sistema de refrigeração (*chiller*) brometo de lítio-água da *Yazaki Co.* com capacidade nominal de refrigeração de 4,7 kW. O reservatório de água quente foi considerado distribuído em duas partes, com uma capacidade total de 2,75 m³. A parte superior representava um volume de aproximadamente um quarto do reservatório completo. Utilizando um programa computacional desenvolvido pelos autores, foram realizadas simulações para estimar o desempenho do sistema utilizando este tipo de reservatório e comparar com o sistema que utiliza o reservatório convencional (reservatório sem particionamento). O estudo mostrou que no sistema com reservatório particionado o coeficiente de desempenho global do sistema de refrigeração total é de 0,07 (COP_{sys} , foi definido como a razão entre a refrigeração solar

produzida e a irradiação solar total) , o qual significou 15 % de aumento com relação ao sistema trabalhando com reservatório convencional.

Em Gopu (2002), o autor apresentou um modelo que foi construído utilizando TRNSYS para dimensionar um sistema de absorção solar e obter os valores ótimos para temperatura de água quente, temperatura de água de resfriamento e temperatura de ajuste de água gelada, para obter valores maiores de *COP* e da fração solar. Um prédio de escritórios comerciais de 650 m² foi modelado usando o componente TYPE 56 (*multi-zone building*) de TRNSYS para estimar a carga de refrigeração. Esta carga foi estimada ser de aproximadamente 100 kW e uma máquina de absorção comercial modelo Yazaki WFC-30 foi selecionada para satisfazer a demanda. Também foi utilizado o componente TYPE 680 (*chiller* de absorção de simples efeito movido por água quente), com os mesmos dados anteriores, para dimensionar o circuito solar. O valor ótimo de área de coletor foi encontrado ser de 500 m² de coletor de placa plana, 6 m³ de volume de reservatório térmico e 80 °C de água quente, 15 °C de temperatura de água gelada . É importante mencionar que os mesmos resultados foram alcançados com 250 m² de coletor de tubo evacuado. O autor também observou que o modelo TRNSYS desenvolvido pode ser melhorado considerando um reservatório térmico estratificado e fluxo variável no circuito de água gelada, assim como também no circuito de água de resfriamento.

Em Florides *et al.* (2002) foi apresentada a simulação de um sistema de condicionamento de ar solar por absorção para uma casa típica em Chipre, Nicosia. O sistema foi simulado com TRNSYS e utilizou como arquivo de dados climáticos o TMY (*Typical Meteorological Year*) de Nicosia, Chipre (35 ° de latitude). A demanda de condicionamento de ar e a produção de água quente da casa típica de 196 m² foram estimadas usando o componente Tipo 19 de TRNSYS, e um *chiller* de absorção brometo de lítio-água com capacidade de refrigeração de 3 TR, Tipo 7 de TRNSYS. Inicialmente, os autores realizaram uma otimização do sistema para selecionar o tipo apropriado de coletor solar que seria utilizado (placa plana, concentrador parabólico ou tubo evacuado), sua inclinação e área, tamanho ótimo de volume de reservatório, e a temperatura de ajuste do aquecedor auxiliar. O sistema final otimizado resultou em 15 m² de coletores do tipo CPC (*Compound Parabolic Collector*) inclinados 30 ° e 600 litros de capacidade no reservatório de água quente. A área de coletor foi determinada através de uma análise LCS (*Life Cycle Savings*). O sistema de refrigeração solar otimizado nesse trabalho proporcionou uma economia anual de US\$ 2353. A análise LCS de ciclo de vida econômico foi realizada considerando custo

de combustível sem subsídio. O sistema opera com máximo desempenho quando a temperatura no termostato do aquecedor auxiliar é ajustada em 87 °C. Finalmente, o desempenho no longo prazo mostrou que dos 84,24 MJ requeridos para condicionamento de ar e para produção de água quente, 41,26 MJ são fornecidos com energia solar, ou em outras palavras, a fração solar do sistema de condicionamento de ar é de aproximadamente 50 % .

Em Joudi e Abdul-Ghafour (2003), um modelo de simulação transiente foi desenvolvido para simular um sistema de condicionamento de ar solar por absorção para uma casa no Iraque, usando TRNSYS como ferramenta de projeto. O artigo foi dividido em quatro partes. A primeira descreve o sistema de refrigeração solar por absorção que foi considerado como referência para a obtenção do desempenho térmico no longo prazo. Este sistema utiliza coletores de placa plana de simples cobertura e um *chiller* de absorção brometo de lítio-água de 30 kW (10 TR) de refrigeração para simular um sistema de condicionamento de ar numa casa de 400 m² no Iraque. A carga térmica de condicionamento de ar foi calculada utilizando o método “CLTD” (*Cooling Load Temperature Difference*). A segunda parte do trabalho descreve a modelação matemática para cada componente do sistema de refrigeração solar por absorção. A simulação na base horária foi considerada adequada para simular o sistema em regime transiente. A terceira parte apresenta a estratégia computacional que foi utilizada, mostrando a preparação dos dados de entrada, as hipóteses admitidas no modelo e a preparação dos arquivos de saída. Na quarta e última parte, os resultados obtidos da simulação foram usados para desenvolver uma metodologia de projeto geral para sistemas de refrigeração solar. Esses resultados foram apresentados numa forma gráfica chamada “cooling *f* chart”. Os autores afirmam que usando tais gráficos é facilitada a tarefa do projetista de prever a energia de refrigeração que é fornecida em longo prazo por um arranjo de coletores solares servindo a um sistema de refrigeração por absorção. Ainda, também é apresentada uma correlação baseada nos resultados das simulações, a qual permite o cálculo da fração solar do sistema de refrigeração. Finalmente, foi apresentada também uma correlação para estimar o tamanho necessário do reservatório de água quente para o sistema de refrigeração solar.

CAPÍTULO 3

MODELO DO EJETOR

Na primeira parte da revisão bibliográfica apresentada no capítulo anterior, foram examinadas as contribuições mais relevantes em relação à modelação do ejetor. Dos modelos revisados, foi considerado apropriado o modelo de ejetor unidimensional apresentado em (Huang et al., 1999). Neste capítulo, este modelo é implementado computacionalmente para ser incorporado à modelação do ciclo de refrigeração com ejetor necessária para realizar a simulação temporal do sistema de refrigeração solar com ejetor.

3.1. Modelo de ejetor de Huang

3.1.1. Introdução

As partes principais de um sistema de refrigeração solar com ejetor: gerador, condensador, evaporador e o próprio ejetor, podem ser identificadas na Figura 3.1. Um ciclo de refrigeração com ejetor é similar a um ciclo de compressão mecânica de vapor, exceto que a compressão mecânica é substituída por uma compressão térmica produzida no ejetor.

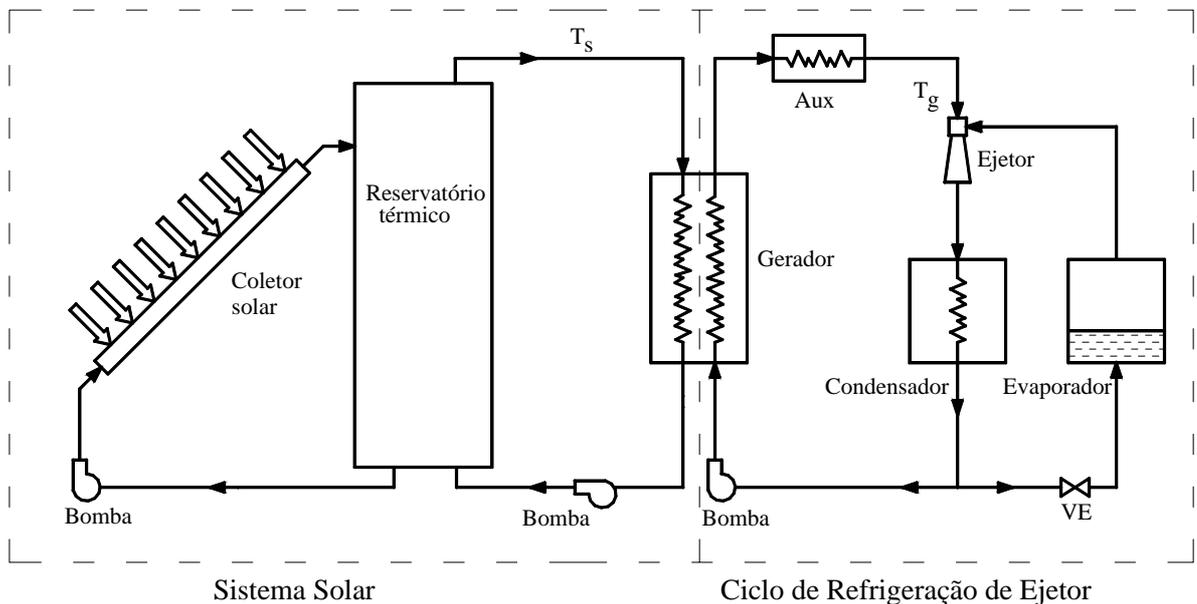


Figura 3.1 - Sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural.

O ejetor mostrado em detalhe na Figura 3.2 é um equipamento construtivamente simples que consiste de quatro partes principais: um bocal primário convergente-divergente (bocal de Laval), uma câmara de sucção, região de mistura, e um difusor divergente. Este dispositivo opera como um compressor que não tem partes móveis e pode usar como energia motriz qualquer calor residual disponível (calor de processo, energia solar, etc...). Uma corrente de fluido de alta pressão sofrendo uma expansão através de um bocal primário, o qual é projetado para atingir a máxima velocidade possível, fornece esta energia motriz.

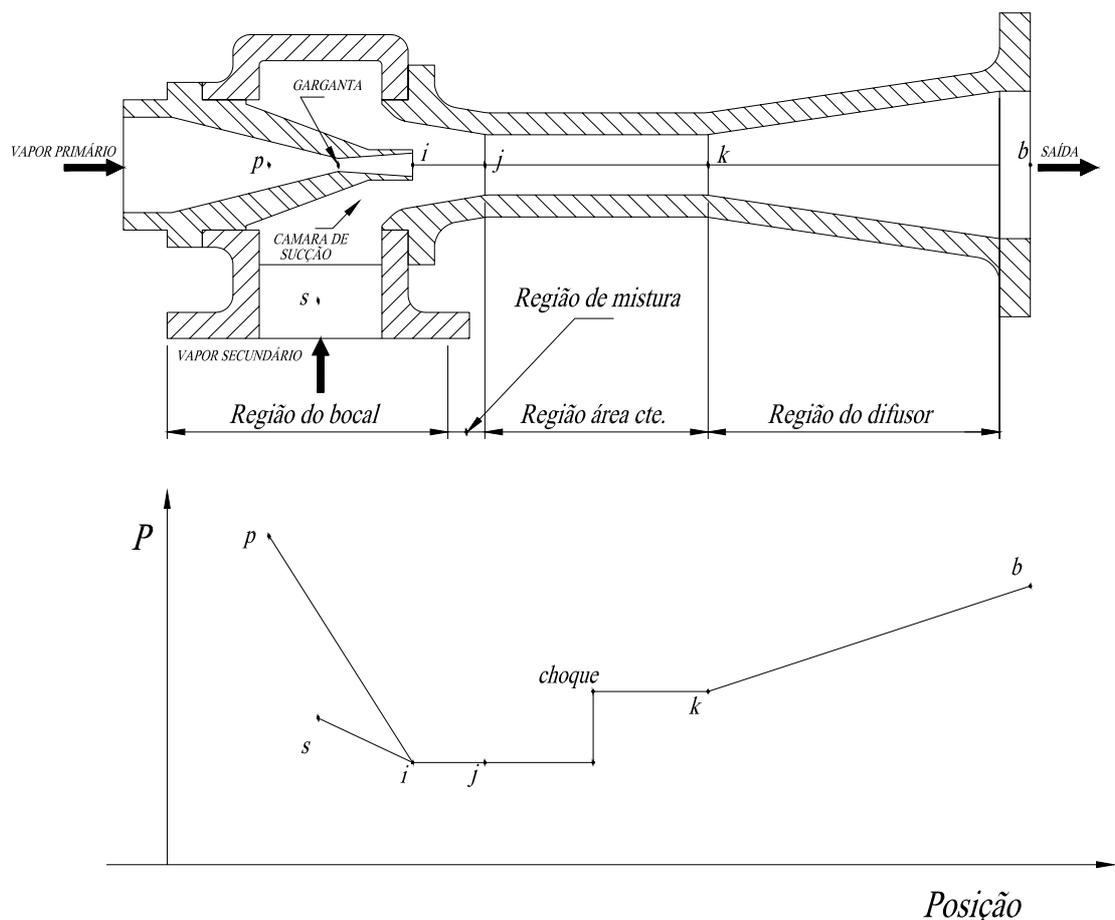


Figura 3.2 - Esquema do ejetor.

O jato de fluido em alta velocidade cria uma região de baixa pressão na região de mistura, fazendo com que o fluxo do vapor secundário ingresse no ejetor. Aqui, mediante um mecanismo de colisão molécula a molécula, certa quantidade de movimento linear é transferida do fluxo de vapor primário para o fluxo de vapor secundário. A seguir, a mistura, após passar pela garganta do difusor e ingressar na seção de compressão, experimenta uma diminuição de velocidade e um incremento de pressão. Assim, uma parte da energia motriz é transformada em trabalho de compressão.

É sabido que o desempenho destes ciclos de refrigeração depende fortemente do projeto do ejetor, cujos principais parâmetros são dependentes das seguintes variáveis de operação: temperatura e pressão do condensador (T_c , P_c), do gerador (T_g , P_g), e do evaporador (T_e , P_e); as quais são relacionadas com as necessidades específicas da aplicação e a capacidade do equipamento. A temperatura de evaporação se situa usualmente na faixa de 5 a 10 °C para propósitos de condicionamento de ar e em torno de -5 ou -6 °C para propósitos de refrigeração. A temperatura de condensação depende principalmente de dois fatores, a saber, o equipamento utilizado para rejeitar calor e o tipo de fluido de trabalho (água ou ar). Para diferentes tipos de climas a faixa da temperatura de condensação pode ter uma variação freqüentemente entre 28 a 40 °C. Por último, a temperatura de geração T_g é especialmente importante para este ciclo devido ao fato de que esta não somente afeta o coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração, COP_{ej} , mas também a eficiência do coletor solar. Um aumento em T_g incrementa o COP_{ej} mas diminui a eficiência do coletor, (Sokolov e Hershgal, 1993b).

O projeto do ejetor pode ser classificado em duas categorias de acordo com a posição do bocal (Sun e Eames, 1995). Para bocais com sua saída localizada dentro da região de área constante do ejetor, a mistura dos escoamentos primário e secundário ocorre dentro da região de área constante e o ejetor é conhecido como “ejetor de mistura de área constante”. Para o bocal com sua saída dentro da câmara de sucção, a qual fica na frente da região de área constante, o ejetor é conhecido como “ejetor de mistura a pressão constante”. Para este tipo de ejetor, admite-se que a mistura dos escoamentos primário e secundário ocorre na câmara de sucção a pressão constante. É sabido que o ejetor a pressão constante tem um melhor desempenho que o ejetor a área constante e é amplamente utilizado. Portanto, no presente trabalho foi escolhido o modelo de ejetor a pressão constante, mas com um novo conceito de que a mistura ocorre dentro da secção de área constante. A teoria de mistura a pressão constante do ejetor desenvolvida por Keenan, Neumann e Lustwerk (1950) supõe que as pressões dos escoamentos primário e secundário na saída do bocal possuem idêntica pressão. A mistura das duas correntes começa neste ponto com uma pressão uniforme, até a entrada na região de área constante como é mostrado na Figura 3.3.

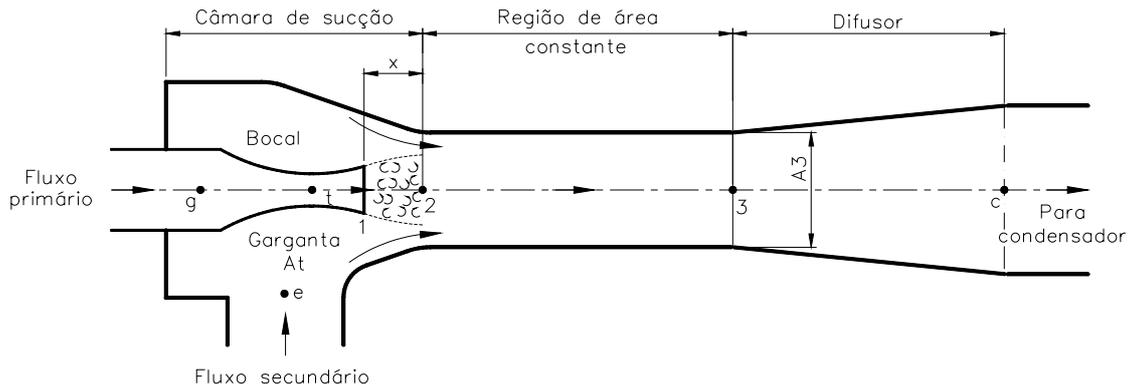


Figura 3.3 - Esquema do ejetor unidimensional.

Na prática, dois fenômenos de choque existem no desempenho do ejetor (Munday e Bagster, 1977); (Huang, Jiang e Hu, 1985): um deles no escoamento primário através do bocal, e outro no escoamento secundário. Além do choque no bocal, o segundo choque num ejetor resulta da aceleração do escoamento secundário de um estado de estagnação na porta de sucção até um fluxo supersônico na região de área constante. A Figura 3.4 mostra a variação da razão do fluxo de massa secundário sobre o fluxo de massa primário ($\zeta = \dot{w}_{ej,s} / \dot{w}_{ej,p}$), com a pressão de descarga P_c do ejetor, a uma pressão de sucção fixa P_e e pressão de fluxo primário P_g . O funcionamento do ejetor pode ser dividido em 3 modos de operação, conforme seja a pressão de descarga P_c :

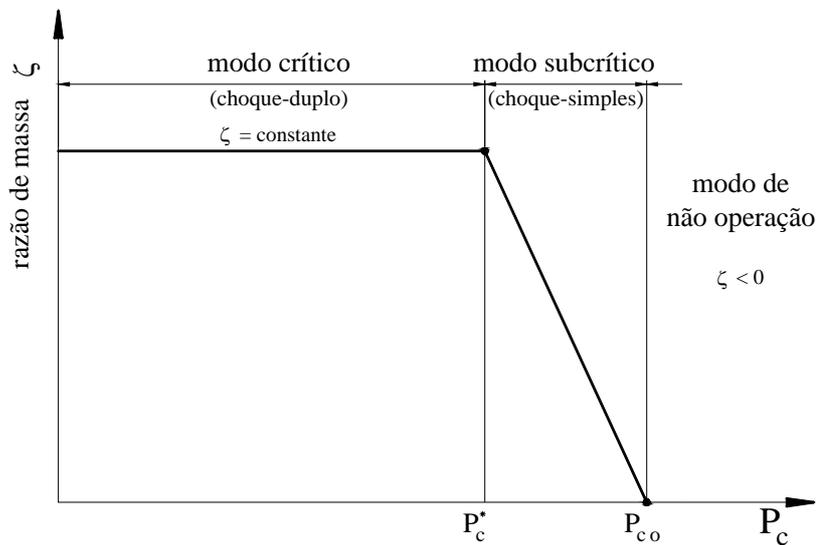


Figura 3.4 - Modos operacionais do ejetor.

1. Duplo choque ou modo crítico quando $P_c \leq P_c^*$. Nesta condição os fluxos primário e secundário estão em choque e ζ é constante.

2. Choque simples ou modo subcrítico, quando $P_c^* \leq P_c \leq P_{co}$. Nesta condição somente o fluxo primário está em choque e ζ varia com P_c .
3. *Backflow* ou modo de não operação quando $P_c \geq P_{co}$. Nesta condição nenhum dos fluxos está em choque e ζ é negativo (o fluxo é revertido).

Para um melhor desempenho do sistema de refrigeração, o ejetor deveria ser projetado e operado no modo de duplo choque ou modo crítico (Huang *et al.*, 1999). A operação em modo crítico é determinada pela pressão crítica P_c^* , a qual está relacionada com as pressões dos fluxos primário e secundário (P_g e P_e) e com o projeto do ejetor. Se a pressão de descarga aumentasse acima do valor de P_c^* , a razão de fluxos de massa sofreria uma queda significativa prejudicando o desempenho do ejetor. Portanto, P_c^* é uma variável de grande importância no projeto do ejetor.

3.1.2. Descrição do modelo e equações governantes

Keenan, Neumann e Lustwerk (1950) admitiram que a mistura das duas correntes acontece dentro da câmara de sucção a uma pressão constante desde a saída do bocal até a entrada da secção de área constante. Munday e Bagster (1977) postularam que, após a saída do bocal, o escoamento primário é espalhado sem se misturar com o escoamento secundário e isto induz a formação de um duto convergente virtual para o escoamento secundário (Figura 3.5). Este duto atua como um bocal convergente de tal forma que o escoamento secundário é acelerado até uma velocidade sônica em algum lugar, quer dizer, numa garganta hipotética que define uma área efetiva para o fluxo secundário no modo de operação crítica. Logo, a mistura dos dois escoamentos começa a uma pressão uniforme.

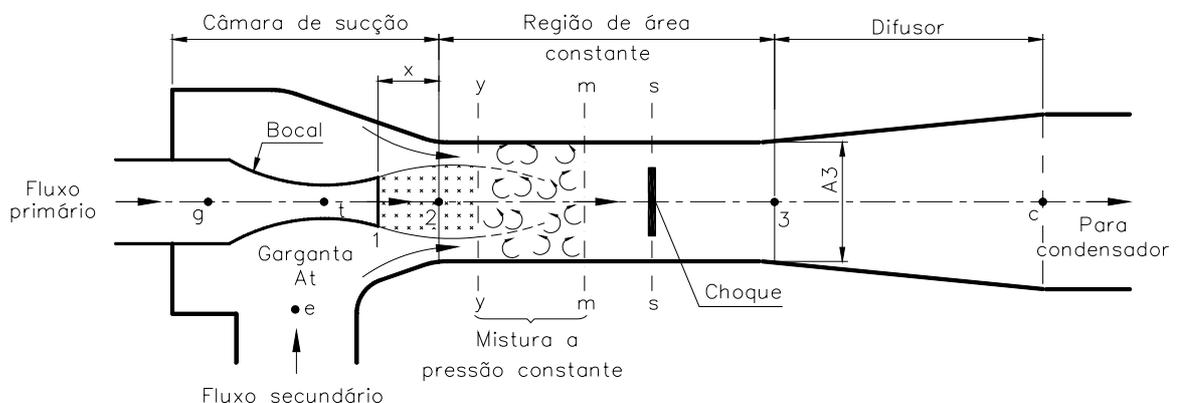


Figura 3.5 - Esquema do ejetor unidimensional de Huang.

O método de Huang supõe que a área efetiva (A_e) da garganta hipotética, (secção $y-y$ na Figura 3.5) encontra-se dentro da secção de área constante do ejetor. Portanto, a mistura das duas correntes acontece dentro da secção de área constante a uma pressão uniforme.

O modelo de Huang foi validado experimentalmente em Huang *et al.* (1999) considerando R-141b como fluido de trabalho. O refrigerante 141b mostrou-se adequado para operação do ciclo ejetor conforme Dorantes e Lallemand (1995), por causa dos altos valores de ζ obtidos em Huang e Chang (1999). O fluido R-141b tem um baixo ponto de vaporização (32,07 °C) e possui uma linha de vapor saturado com inclinação positiva no diagrama $T-s$, o qual evita a produção de condensação de vapor durante a expansão isentrópica no ejetor, reduzindo assim as perdas. No Apêndice A são apresentados alguns critérios encontrados em Al-Khalidy (1998) e que deveriam ser considerados no processo de seleção do fluido refrigerante para um ciclo de refrigeração com ejetor.

O modelo unidimensional de Huang admite as seguintes hipóteses para simplificar a análise:

1. O fluido de trabalho, R-141b, é considerado gás ideal com propriedades constantes c_p e γ .
2. O fluxo dentro do ejetor é permanente e unidimensional.
3. A energia cinética nas entradas primária, secundária (de sucção), e na saída do difusor é considerada desprezível.
4. Para simplicidade do modelo unidimensional, as relações isentrópicas são utilizadas como aproximação. Mas para levar em conta processos não ideais, os efeitos das perdas por atrito e misturas são considerados usando coeficientes introduzidos nas relações isentrópicas. Estes coeficientes estão relacionados com a eficiência isentrópica e são determinados experimentalmente.
5. Depois da saída do bocal, o escoamento primário é expandido sem se misturar com o fluxo secundário até alguma secção transversal $y-y$ (garganta hipotética) a qual fica dentro da região de área constante, (Figura 3.5).
6. As duas correntes começam a se misturar na secção $y-y$ (garganta hipotética) a pressão uniforme, quer dizer, $P_{py} = P_{sy}$ antes do choque que acontece na secção transversal $s-s$.
7. Os estados do fluido refrigerante vindo do gerador e vindo do evaporador são estados de vapor saturado.
8. O escoamento secundário atinge velocidade sônica na secção transversal $y-y$.
9. As paredes internas do ejetor são consideradas adiabáticas.

No Apêndice B, são apresentadas as equações governantes do modelo de ejetor unidimensional de Huang. Estas equações são implementadas computacionalmente conforme é explicado a seguir.

3.1.3. Implementação computacional do modelo ejetor

As equações (B-1)-(B-18) do Apêndice B são resolvidas utilizando o programa computacional EES (Klein e Alvarado, 2001). Isto facilita a resolução, pois o EES possui sub-rotinas prontas para o cálculo das propriedades do refrigerante 141b utilizado no modelo.

A seguir na Tabela 3.1 e 3.2, são apresentados resultados da razão de fluxo de massa ζ estimados com o programa computacional e comparados com os resultados teóricos reportados em Huang *et al.* (1999) .

Tabela 3.1 - Comparação de valores de ζ , para $T_e = 8\text{ }^\circ\text{C}$.

$T_g, \text{ }^\circ\text{C}$	$T_c^*, \text{ }^\circ\text{C}$	ζ_{Huang}	ζ_{EES}	Erro, %
78	24,4	0,694	0,688	0,87
84	28,0	0,522	0,523	-0,19
90	31,5	0,418	0,397	5,29
95	33,6	0,348	0,334	4,19

Tabela 3.2 - Comparação de valores de ζ , para $T_e = 12\text{ }^\circ\text{C}$.

$T_g, \text{ }^\circ\text{C}$	$T_c^*, \text{ }^\circ\text{C}$	ζ_{Huang}	ζ_{EES}	Erro, %
78	25,7	0,863	0,879	-1,82
84	28,9	0,691	0,693	-0,29
90	32,0	0,557	0,552	0,91
95	34,5	0,471	0,458	2,84

Pode-se observar que a concordância entre os resultados teóricos de ζ obtidos em Huang *et al.* (1999) e os resultados do programa computacional desenvolvido no EES, se mostra satisfatória, pois os erros encontrados são menores que 6% . As diferenças observadas

em ambos os casos podem ser atribuídas à necessidade de se estimar um valor para o parâmetro γ que não é fornecido no trabalho de Huang.

Com a razão de fluxos ζ conhecida através do modelo de ejetor unidimensional de Huang, será desenvolvido um modelo de ciclo de refrigeração com ejetor que represente da melhor forma possível seu funcionamento e desempenho.

3.2. Modelo do ciclo de refrigeração com ejetor

3.2.1. Introdução

A transferência de calor do fluido de trabalho do sistema solar para o fluido de trabalho do ciclo ejetor no trocador gerador da Figura 3.1 ocorre com mudança de fase, o que implica que o calor trocado no processo é uma função não-linear da temperatura do fluido de trabalho do sistema solar. O gerador do ciclo ejetor é o equipamento de conexão entre o sistema de aquecimento solar e o ejetor propriamente. O trocador gerador define a forma com que o calor absorvido nos coletores é fornecido ao fluido refrigerante para movimentar o ciclo de refrigeração com ejetor. Existem três opções de conexão, discutidas nos trabalhos de Chunnanond e Aphornratana (2004) e Sun e Eames (1995) e que são apresentadas em detalhe no Apêndice C. Contudo, no presente trabalho é escolhida a configuração mais utilizada para esta conexão (Chunnanond e Aphornratana, 2004) e apresentada na Figura 3.1.

Nesta configuração, o calor removido do sistema é determinado pela própria temperatura de operação T_s (temperatura de saída do reservatório) que, por sua vez depende da radiação solar incidente, das perdas térmicas, além de que o calor máximo depende da temperatura de geração de vapor do fluido refrigerante para suprimento de vapor do fluxo primário do ejetor.

A Figura 3.6 apresenta o esquema que será utilizado para acompanhar a modelação do ciclo de refrigeração com ejetor (CRE) e que será posteriormente implementado no EES. A teoria aqui apresentada é reproduzida no relatório final apresentado em Colle, Vidal e Pereira (2004b) no qual o autor desta tese atuou como pesquisador. Resultados parciais da modelação são apresentados em Colle, Vidal e Pereira (2004a).

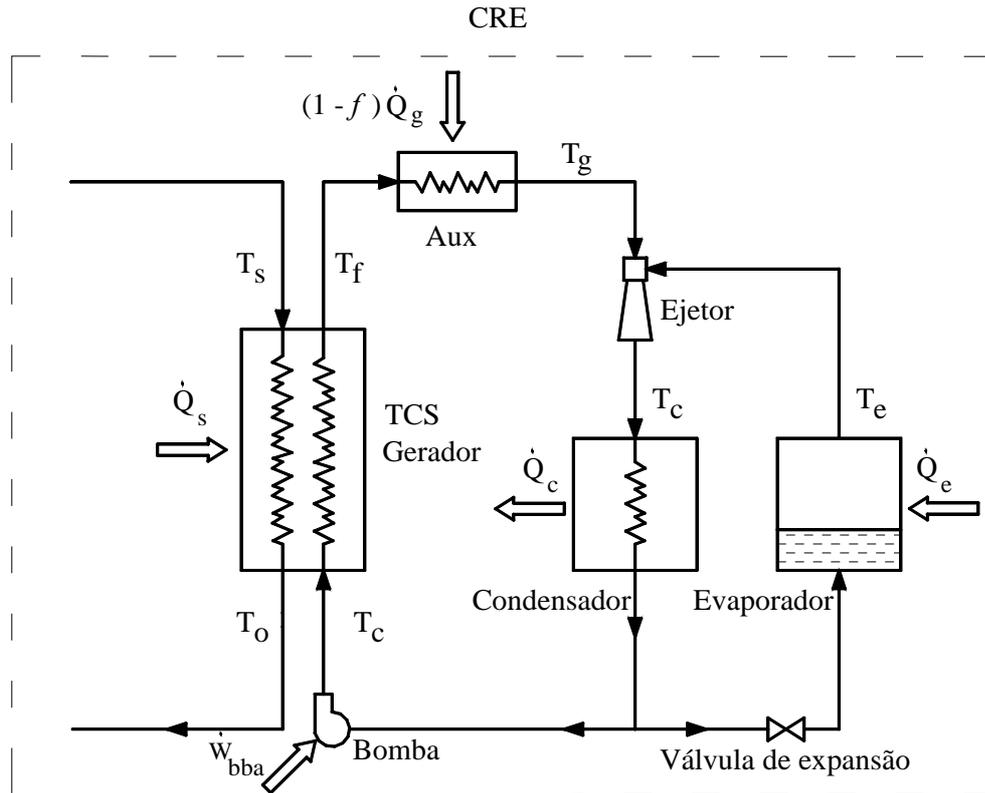


Figura 3.6 - Esquema do ciclo de refrigeração com ejetor.

Em modelos de simulação encontrados na literatura (Sokolov e Hershgal, 1993a e b), (Arbel e Sokolov, 2004) T_s é admitido ser igual a T_f (Figura 3.6), o que quer dizer que a condição de trocador de calor ideal (área infinita) está sendo considerada. Outros trabalhos consideram T_s 10 °C maior que a temperatura T_f (Huang *et al.*, 1998), (Huang *et al.*, 2001b). No entanto, deve ser notado que a fração solar $f = \dot{Q}_s / \dot{Q}_g$ dependerá do processo de transferência de calor com mudança de fase no trocador de calor e dependerá, portanto, da temperatura de saída do refrigerante, T_f . Se o vapor do refrigerante não alcançar a condição de vapor saturado, energia deverá ser suprida por um aquecedor auxiliar, conforme o esquema da Figura 3.6. O máximo valor do calor solar \dot{Q}_s para o qual a fração solar é a unidade é $\dot{Q}_g = \dot{Q}_e / COP$, na qual COP é calculado admitindo-se temperaturas fixas e especificadas T_g , T_c , T_e para o fluxo de vapor no gerador, condensador e evaporador, respectivamente. A carga de refrigeração do sistema será considerada constante.

3.2.2. Modelo de trocador de calor gerador com mudança de fase

No processo de transferência de calor do gerador do ciclo com ejetor, a temperatura T_s varia com os ganhos e perdas de energia do sistema e determina os diferentes regimes de troca de calor como segue:

Caso I: Regime de Calor Sensível ($T_f < T_g$)

Neste caso, como é mostrado na Figura 3.7, a temperatura T_f do fluido refrigerante na saída do trocador de calor é menor que a temperatura do gerador de vapor T_g e portanto a troca de calor é sensível e expressa pela equação:

$$\dot{Q}_s = W_{\min} \varepsilon_s (T_s - T_c) = \dot{w}_{ej,p} c_{rl} (T_f - T_c) \quad (3.1)$$

na qual a efetividade do trocador de calor que é expressa por:

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{w}_{ej,p} c_{rl} (T_f - T_c)}{W_{\min} (T_s - T_c)} \quad (3.2)$$

sendo $\varepsilon_s = \varepsilon_s \left(\frac{U_s A_s}{W_{\min}} \right)$, e A_s é a área de trocador de calor sensível,

$W_{\min} = \min\left\{(\dot{w} c_p)_s, \dot{w}_{ej,p} c_{rl}\right\}$, $(\dot{w} c_p)_s$ é a capacitância térmica horária do escoamento do fluido referente ao sistema de aquecimento solar, c_{rl} é o calor específico do fluido refrigerante na temperatura T_c e $\dot{w}_{ej,p}$ é o fluxo de massa estacionário no gerador de vapor do ciclo ejetor. O máximo valor de T_s para o qual $T_f = T_g$ é obtido da Eq. (3.1) e é expresso como segue:

$$T_{sl} = T_c + \frac{\dot{w}_{ej,p} c_{rl} (T_g - T_c)}{W_{\min} \varepsilon_s} \quad (3.3)$$

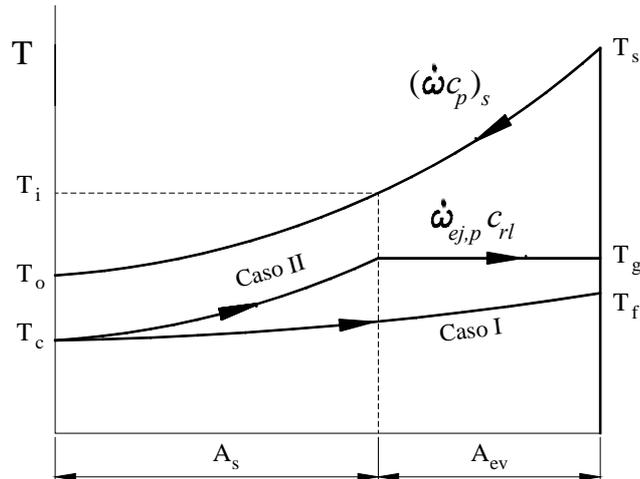


Figura 3.7 - Distribuição de temperaturas no trocador de calor TCS com mudança de fase.

Enquanto a temperatura T_f permanece menor que T_g (e portanto que T_s permanece menor que T_{sl}), o calor \dot{Q}_s deve ser calculado pela Eq. (3.1), isto é:

$$\dot{Q}_s = W_{\min} \varepsilon_s (T_s - T_c) \quad (3.4)$$

O processo numérico tem seqüência até que T_s alcance a temperatura T_{sl} (ou T_f alcance a temperatura T_g). Note-se que pela Eq. (3.1) T_f pode ser expressa por:

$$T_f = T_c + \frac{\dot{Q}_s}{\dot{\omega}_{ej,p} c_{rl}} \quad (3.5)$$

Caso II: Regime de Mudança de Fase ($T_f = T_g$)

Neste caso, ocorrerá mudança de fase em determinada área A_{ev} de troca de calor e o calor trocado é expresso por:

$$\dot{Q}_s = \dot{\omega}_{ej,p} (h_f - h_c) \quad (3.6)$$

na qual $h_f = h_f(T = T_g, x = x_f)$, $h_c = h_c(T = T_c, x = 0)$ e x_f é o título do vapor refrigerante, que é determinado a seguir.

Na secção de calor sensível, conforme a Figura 3.7, a efetividade de calor sensível é expressa por:

$$\varepsilon_s = \varepsilon_s \left(\frac{U_s A_s}{W_{\min}} \right) = \frac{\dot{w}_{ej,p} c_{rl} (T_g - T_c)}{W_{\min} (T_i - T_c)} \quad (3.7)$$

sendo $A_s = A_{TCS} - A_{ev}$. Na secção de mudança de fase tem-se,

$$\varepsilon_{ev} = \varepsilon_{ev} \left(\frac{U_{ev} A_{ev}}{(\dot{w} c_p)_s} \right) = \frac{(T_i - T_s)}{(T_g - T_s)} \quad (3.8)$$

com

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp \left(\frac{-U_{ev} A_{ev}}{(\dot{w} c_p)_s} \right) \quad (3.9)$$

Eliminando T_i das Eqs. (3.7) e (3.8) resulta,

$$T_c + \frac{\dot{w}_{ej,p} c_{rl}}{\varepsilon_s W_{\min}} (T_g - T_c) = T_s + \varepsilon_{ev} (T_g - T_s) \quad (3.10)$$

Na Eq. (3.6)

$$\begin{aligned} h_f - h_c &= h_l - h_c + h_{lv} x_f \\ h_c &= h_c(p_g, T_c), p_g = p_{sat.}(T_g), h_l = h_l(T_g), h_{lv} = h_{lv}(T_g) \end{aligned} \quad (3.11)$$

Do balanço energético na secção de mudança de fase e utilizando a equação da temperatura média logarítmica *LMTD* resulta:

$$(LMTD)_{ev} U_{ev} A_{ev} = \dot{w}_{ej,p} (h_f - h_l) = \dot{w}_{ej,p} h_{lv} x_f \quad (3.12)$$

na qual, por definição,

$$(LMTD)_{ev} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (3.13)$$

sendo $\Delta T_2 = T_s - T_g$, e $\Delta T_1 = T_i - T_g$ (Fig. 3.7). Substituindo na equação (3.13) resulta:

$$(LMTD)_{ev} = \frac{T_s - T_i}{\ln\left(\frac{T_s - T_g}{T_i - T_g}\right)} \quad (3.14)$$

Eliminando $(LMTD)_{ev}$ das Eqs. (3.12) e (3.14) resulta:

$$(T_s - T_i)U_{ev}A_{ev} = \dot{\omega}_{ej,p}h_{lv}x_f \ln\left(\frac{T_s - T_g}{T_i - T_g}\right)$$

ou

$$(T_i - T_s)U_{ev}A_{ev} = \dot{\omega}_{ej,p}h_{lv}x_f \ln\left(\frac{T_i - T_g}{T_s - T_g}\right) \quad (3.15)$$

Da Eq. (3.8) tem-se que:

$$(T_i - T_s) = (T_g - T_s)\varepsilon_{ev} \quad (3.16)$$

ou

$$(T_i - T_g) = (T_s - T_g) + (T_g - T_s)\varepsilon_{ev}$$

ou ainda,

$$(T_i - T_g) = (T_s - T_g)(1 - \varepsilon_{ev}) \quad (3.17)$$

Substituindo-se $(T_i - T_s)$ expressa pela Eq. (3.16) e $(T_i - T_g)$ expressa pela Eq. (3.17) na Eq. (3.15) resulta:

$$(T_g - T_s) \varepsilon_{ev} U_{ev} A_{ev} = \dot{w}_{ej,p} h_{lv} x_f \ln(1 - \varepsilon_{ev}) \quad (3.18)$$

Pela Eq. (3.10) tem-se que:

$$T_c - T_g + \frac{\dot{w}_{ej,p} c_{rl}}{\varepsilon_s W_{\min}} (T_g - T_c) = (T_g - T_s) (\varepsilon_{ev} - 1)$$

ou

$$(T_g - T_s) (\varepsilon_{ev} - 1) = (T_g - T_c) \left(\frac{\dot{w}_{ej,p} c_{rl}}{\varepsilon_s W_{\min}} - 1 \right) \quad (3.19)$$

Eliminando $(T_g - T_s)$ das Eqs. (3.18) e (3.19) resulta:

$$(T_g - T_c) \left(\frac{\dot{w}_{ej,p} c_{rl}}{\varepsilon_s W_{\min}} - 1 \right) U_{ev} A_{ev} \varepsilon_{ev} = \dot{w}_{ej,p} h_{lv} x_f (\varepsilon_{ev} - 1) \ln(1 - \varepsilon_{ev}) \quad (3.20)$$

Substituindo ε_{ev} , expressa pela Eq. (3.9) na Eq. (3.20) x_f pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$x_f = (T_g - T_c) (\dot{w} c_p)_s \left(\frac{\dot{w}_{ej,p} c_{rl}}{\varepsilon_s W_{\min}} - 1 \right) \left[1 - \exp\left(\frac{-U_{ev} A_{ev}}{(\dot{w} c_p)_s} \right) \right] / \dot{w}_{ej,p} h_{lv} \exp\left(\frac{-U_{ev} A_{ev}}{(\dot{w} c_p)_s} \right) \quad (3.21)$$

A temperatura de água quente do sistema solar que corresponde à condição de vapor saturado, $x_f = 1$ na saída do gerador de vapor, pode ser determinada pela equação (3.10) fazendo-se um balanço de energia no trocador de calor, do que resulta na seguinte expressão:

$$T_{sv} = \left[T_c + \frac{\dot{w}_{ej,p} c_{rl}}{\varepsilon_s W_{\min}} (T_g - T_c) - \varepsilon_{ev} T_g \right] / (1 - \varepsilon_{ev}) \quad (3.22)$$

O valor de $\dot{\omega}_{ej,p} c_{rl}$ é admitido constante e especificado pelo projeto do ciclo de refrigeração com ejetor considerando uma capacidade de carga de refrigeração constante. Quando $T_s > T_{sv}$ a capacidade térmica $(\dot{\omega} c_p)_s$ é controlada para alcançar sempre a condição de vapor saturado na saída do gerador de vapor. Usando a equação (3.1) e (3.6), a temperatura de água quente de retorno do sistema solar é determinada como segue:

$$T_o = T_s - \frac{\dot{Q}_s}{(\dot{\omega} c_p)_s} \quad (3.23)$$

3.2.3. Procedimento de cálculo e implementação computacional do ciclo de refrigeração com ejetor

Para simplificar a análise do ciclo de refrigeração com ejetor admite-se que:

- O sistema opera em regime permanente;
- As quedas de pressão em todos os componentes e nas tubulações são desprezíveis;
- Perdas de calor ao ambiente são desprezíveis com exceção dos componentes que requerem troca de calor com o ambiente;
- O fluido de trabalho R-141b na saída do gerador, evaporador e ejetor, é considerado no estado de vapor saturado;
- Na saída do condensador o fluido refrigerante é considerado em estado de líquido saturado;
- O aumento de temperatura através da bomba de circulação do fluido refrigerante é desconsiderado, $h_4 = h_5$;
- O processo através da válvula de expansão é considerado uma restrição isoentálpica à passagem do fluido, quer dizer, $h_4 = h_6$.
- O trocador de calor gerador possui um arranjo em contra corrente e sua efetividade é dada por

$$\varepsilon_s = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (3.24)$$

na qual $C_r = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$ e $NUT = \frac{UA}{W_{\min}}$

A Figura 3.8 mostra o esquema típico que será utilizado para analisar as principais variáveis que compõem um ciclo de refrigeração com ejetor.

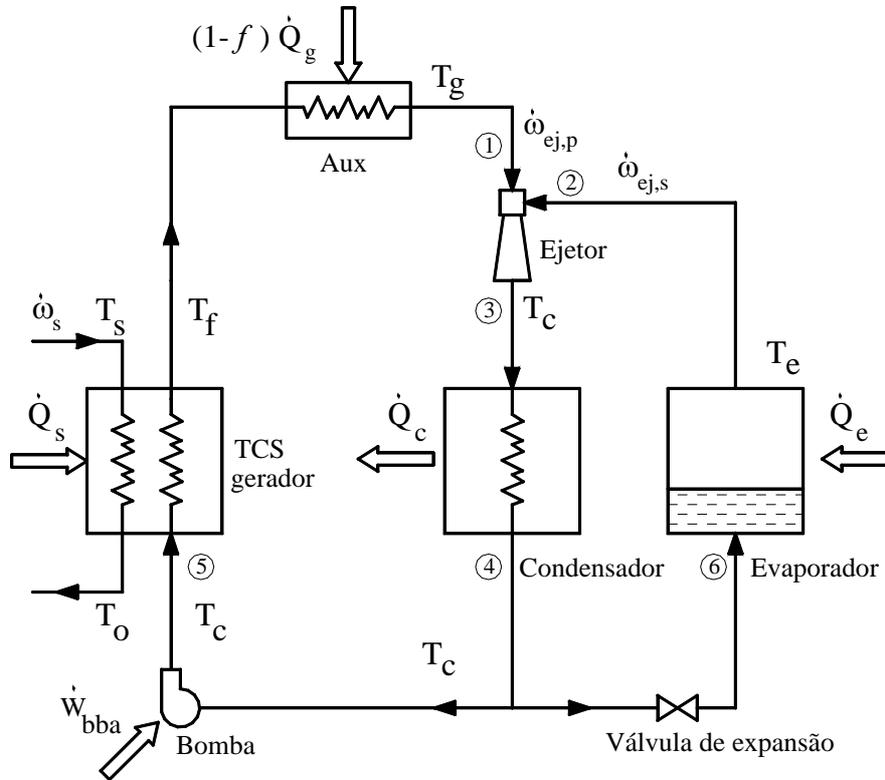


Figura 3.8 - Esquema do ciclo de refrigeração com ejetor.

O ciclo termodinâmico do sistema de refrigeração com ejetor pode ser representado através do diagrama $P-h$ como é mostrado na Figura 3.9.

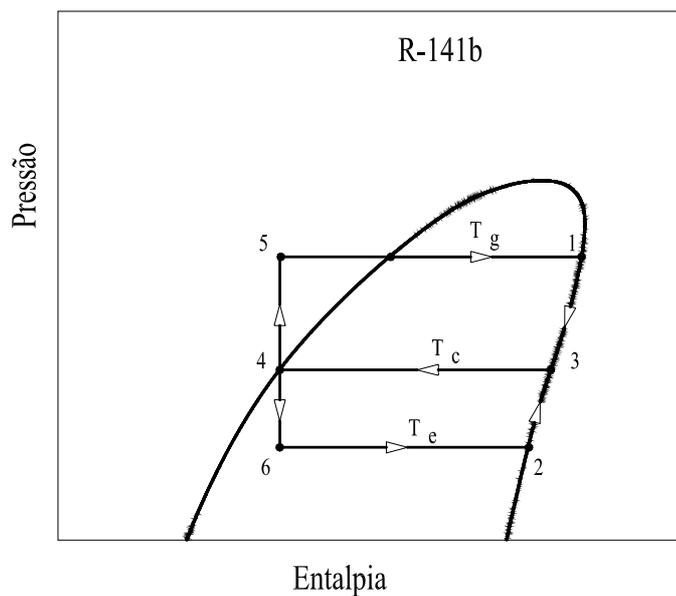


Figura 3.9 – Diagrama $P-h$ do ciclo de refrigeração com ejetor.

Da Figura 3.9, o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração com ejetor é definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (3.25)$$

com $\dot{Q}_e = \dot{w}_{ej,s}(h_2 - h_6)$ e $\dot{Q}_g = \dot{w}_{ej,p}(h_1 - h_5)$

$$h_2 = h_2(T = T_e, x = 1); h_6 = h_4 = h_4(T = T_c, x = 0)$$

$$h_1 = h_1(T = T_g, x = 1); h_5 = h_4 = h_4(T = T_c, x = 0)$$

A Eq. (3.25) pode ser expressa alternativamente por:

$$COP = \zeta \frac{h_2 - h_6}{h_1 - h_5} \quad (3.26)$$

sendo ζ a razão dos fluxos de massa, definida como a razão do fluxo de massa secundário, $\dot{w}_{ej,s}$, sobre o fluxo de massa primário $\dot{w}_{ej,p}$, e que é calculada utilizando o modelo de ejetor unidimensional de Huang apresentado na seção 3.2.1.

A fração solar é definida como:

$$f = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_g} \quad (3.27)$$

na qual \dot{Q}_s é calculada conforme o regime de transferência de calor no gerador, como foi apresentado nos casos *I* e *II* da seção 3.3 deste capítulo.

Uma vez que a fração solar é conhecida, o calor auxiliar pode ser calculado com a seguinte expressão:

$$\dot{Q}_{aux} = (1 - f)\dot{Q}_g \quad (3.28)$$

e a temperatura de água quente de retorno do sistema solar T_o é determinada utilizando a equação (3.23).

A implementação computacional das equações termodinâmicas e de transferência de calor que foram obtidas anteriormente, é realizada utilizando o programa computacional EES.

O programa computacional EES possui uma base de dados com propriedades termodinâmicas e de transporte de vários refrigerantes o qual simplifica os cálculos de forma importante. Com ajuda do EES é possível escrever diretamente equações executáveis da mesma forma que elas são usadas em FORTRAN. A vantagem do EES é que essas equações são escritas num formato algébrico em vez de um formato de linguagem de programação. O EES também permite o uso de comandos do tipo *Dynamic Data Exchange* (DDE) para intercâmbio de informações com outros programas, como TRNSYS. Esta característica será utilizada para enfrentar a simulação na base horária do sistema de refrigeração solar com ejetor que será apresentada no capítulo a seguir.

CAPÍTULO 4

SIMULAÇÃO HORÁRIA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR ASSISTIDO POR ENERGIA SOLAR E GÁS NATURAL

4.1. Introdução

Poucos estudos de simulação dinâmica tem sido desenvolvidos para sistemas de refrigeração solar com ejetor. Alguns autores têm realizado simulação de sistemas de refrigeração solar com ejetor, porém, tais autores não consideraram as variações no desempenho do sistema decorrentes da climatologia do local em estudo, adotam a hipótese de irradiação solar constante e consideram o gerador de vapor do ciclo ejetor como um trocador de calor ideal (Huang *et al.*, 2001b; Arbel e Sokolov, 2004). O anterior representa uma motivação adicional para simular dinamicamente o sistema de refrigeração solar com ejetor.

O objetivo deste capítulo é configurar nos ambientes TRNSYS e EES um modelo computacional para simular na base horária o sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural mostrado no esquema da Figura 4.1. Este modelo permite conhecer os efeitos das principais variáveis sobre o desempenho do sistema visando sua otimização através de um estudo paramétrico das mesmas.

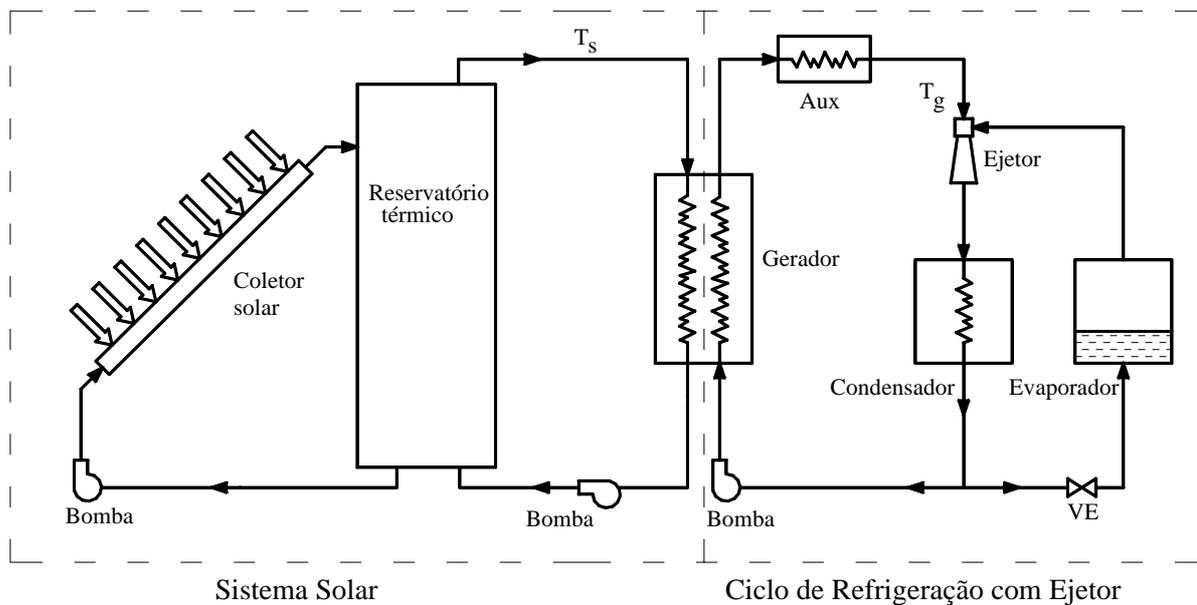


Figura 4.1 - Sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural.

A simulação é realizada utilizando TRNSYS, que é um programa computacional de característica modular, portanto o modelo desenvolvido neste capítulo será aproveitado em grande parte para a implementação de um segundo modelo que permita a simulação de um sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio. Porém, na biblioteca de componentes do TRNSYS não existe um componente “ciclo de refrigeração com ejetor”. Portanto, deverá ser desenvolvido um componente TRNSYS que represente da melhor forma possível as características termodinâmicas e de desempenho de um ciclo de refrigeração com ejetor. No capítulo anterior, foi implementado no EES o modelo que representa um ciclo de refrigeração com ejetor. A seguir, este modelo será incorporado como um componente de TRNSYS permitindo, desta forma, a simulação de um sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural.

4.2. Breve descrição do TRNSYS

TRNSYS é um programa computacional com estrutura modular adequado para simular a eficiência de sistemas que possuem um comportamento dinâmico. Este é o caso de um sistema de refrigeração solar, cujo comportamento é influenciado por condições externas, tais como as condições climáticas do local em estudo.

A simulação modular de um sistema requer a identificação de componentes nos quais a eficiência coletiva descreva a eficiência global do sistema. Cada componente é modelado através de equações matemáticas que descrevem seu comportamento físico, como por exemplo, módulos que calculam a radiação solar sobre superfícies inclinadas utilizando os diversos modelos de estimativa de radiação (modelos de céu isotrópico e anisotrópico). Os modelos matemáticos para componente são formulados em FORTRAN, de modo que se algum componente do sistema não é parte da biblioteca de componentes de TRNSYS, seu modelo físico pode ser programado em FORTRAN e incorporado ao programa.

Uma vez que o sistema está completamente especificado, o programa computacional pode rodar com um intervalo de tempo definido pelo usuário. Este intervalo de tempo é dividido em um número igual de passos de tempo. Em cada passo de tempo o programa chama cada componente e resolve as equações matemáticas que o definem. O programa continua rodando iterativamente até que o estado estacionário seja atingido.

Na parte dos componentes que simulam partes físicas do sistema, existem predefinidos componentes utilitários que podem ser utilizados na simulação. Um deles, por exemplo, é o leitor de dados (*data reader*), que possui a capacidade de ler informação de um arquivo de

dados fornecido pelo usuário (ex. um arquivo do tipo TMY) . Portanto, em cada passo de tempo o *data reader* obterá os valores desejados do arquivo de dados sendo possível que sejam utilizados pelos componentes que o necessitem.

4.3. Construção do modelo

4.3.1. Descrição do funcionamento de um sistema de refrigeração solar com ejetor

O sistema de refrigeração solar com ejetor, mostrado esquematicamente na Figura 4.1, é modelado dinamicamente na base horária. A operação deste sistema inicia-se com o armazenamento de energia no reservatório térmico de água, pela transferência de energia solar nos coletores solares. A seguir, a água quente do reservatório é conduzida até o gerador de vapor do sistema de refrigeração, fornecendo a energia necessária para vaporizar o refrigerante. Quando a energia solar não é suficiente, a fonte de energia auxiliar representada por um aquecedor a gás natural fornece o adicional de calor necessário para assegurar a temperatura de operação requerida pelo ejetor. A seguir, o vapor gerado forma a corrente primária de refrigerante de alta pressão que é usada no ejetor para comprimir o vapor de baixa pressão vindo do evaporador, a uma pressão intermediária entre a pressão do gerador e a do evaporador. Este vapor numa pressão intermediária é condensado rejeitando calor ao sistema de resfriamento. A parte apropriada de líquido refrigerante é conduzida depois da expansão ao evaporador, onde o mesmo absorve calor de baixa temperatura do sistema de circulação de ar. O restante do líquido refrigerante é pressurizado pela bomba de refrigerante e vaporizado novamente no gerador usando o calor fornecido pelos coletores solares.

4.3.2. Dados climáticos e de carga

Para uma boa previsão do desempenho a longo prazo de um sistema de refrigeração solar, os métodos de simulação exigem dados climáticos representativos do local em que o sistema será instalado. Costuma-se, para este fim, estabelecer um ano típico que representa hora a hora as condições meteorológicas (radiação solar, temperatura, pressão atmosférica, umidade, e ventos) mais provavelmente encontradas no local.

O desempenho do sistema de refrigeração solar com ejetor foi simulado ao longo do ano para a cidade de Florianópolis – SC (27,6°S / 48,5°O). A cidade de Florianópolis situa-se na região Sul do Brasil e tem o clima caracterizado por estações bem definidas. Para realizar

a simulação, foi utilizada uma base de dados para um ano meteorológico típico (Typical Meteorological Year - TMY), formado pelos meses que melhor representam a média histórica do período de 1990 a 1999 (Abreu *et al.*, 2000). Estes dados foram coletados no Laboratório de Energia Solar da UFSC e posteriormente modificados para que possam ser lidos no formato de dados do TRNSYS. A radiação diária média mensal sobre superfície horizontal e a temperatura ambiente média mensal correspondentes à base de dados utilizada na simulação são apresentadas na Figura 4.2.

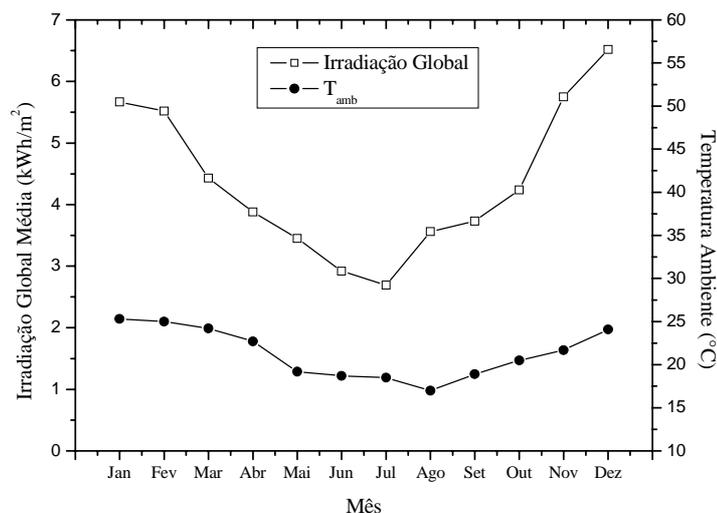


Figura 4.2 - Irradiação global e temperatura ambiente em Florianópolis.

As principais cargas térmicas num sistema de condicionamento de ar predial são:

- Condicionamento do ar de ventilação (fornecimento de ar fresco)
- Cargas internas sensíveis (pessoas, equipamento, iluminação artificial)
- Cargas internas latentes (pessoas, plantas, cozinha, etc..)
- Cargas solares (janelas, coberturas)
- Cargas de condução (paredes, janelas)

O cálculo desta demanda de condicionamento de ar pode ser feita utilizando TRNSYS através de três dos seus componentes, a saber:

- Type 12 – Energy/(Degree Day) Space Cooling Load.
- Type 19 – Detailed Zone (Transfer Function).

- Type 56 – Multi-Zone Building.

Neste estudo, adotou-se a hipótese simplificadora de representar a carga térmica total de uma edificação através de um valor constante e igual a 10,5 kW (3 TR) para atender a demanda de um sistema de condicionamento de ar que opera somente durante o dia na cidade de Florianópolis-SC. O motivo desta hipótese é o de facilitar a análise do comportamento do modelo de simulação horária, que é objeto deste estudo. Desta forma temos um modelo de simulação horária que possui oferta variável de energia solar e demanda fixa.

4.3.3. Modelo TRNSYS

O programa TRNSYS consiste de várias sub-rotinas que modelam partes de sistemas térmicos. Por conseguinte, é necessária a identificação das partes que formam o sistema de refrigeração solar com ejetor mostrado na Figura 4.1. Uma vez identificados os sub-sistemas térmicos e as interferências entre eles, determinam-se os componentes TRNSYS a serem utilizados no modelo. Os principais tipos de componentes usados no TRNSYS para modelar o sistema de refrigeração solar com ejetor são mostrados na Figura 4.3.

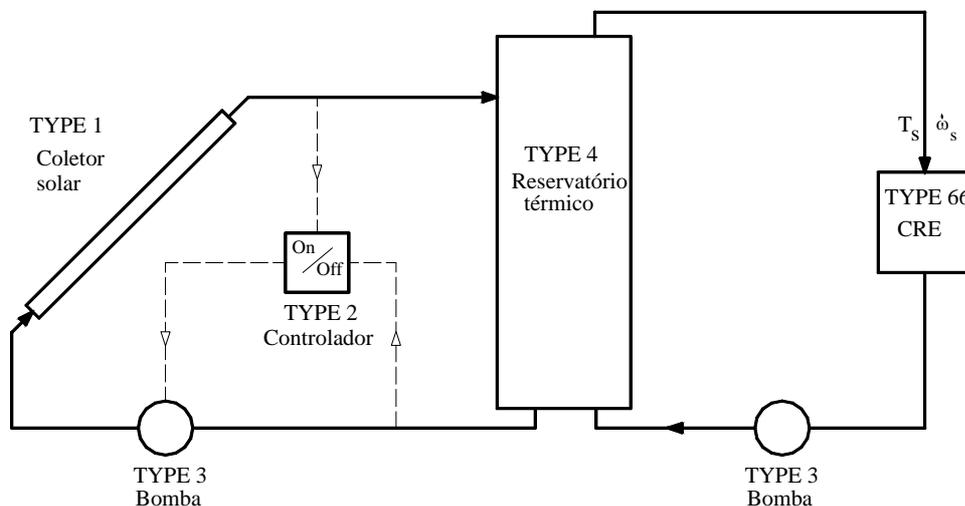


Figura 4.3 - Componentes principais utilizados na simulação TRNSYS.

O sub-sistema de ciclo de refrigeração com ejetor (CRE) mostrado na Figura 4.1, é representado na Figura 4.3 pelo componente Type 66 do TRNSYS. Este componente permite ao TRNSYS chamar um arquivo EES (*Engineering Equation Solver*), receber informações em forma de dados de entrada de um componente TRNSYS ($T_s, \dot{\omega}_s$) e enviar dados de saída para

outros componente TRNSYS (T_o , COP, $\dot{\omega}_s$, f , \dot{Q}_{aux}), como pode ser observado no esquema da Figura 4.4.

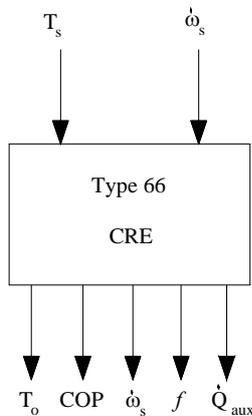


Figura 4.4 - Esquema do componente Tipo 66.

O arquivo EES que é chamado durante o processo de simulação de TRNSYS contém as equações termodinâmicas e de transferência de calor que governam o ciclo de refrigeração com ejetor e que foram apresentadas no Capítulo 3.

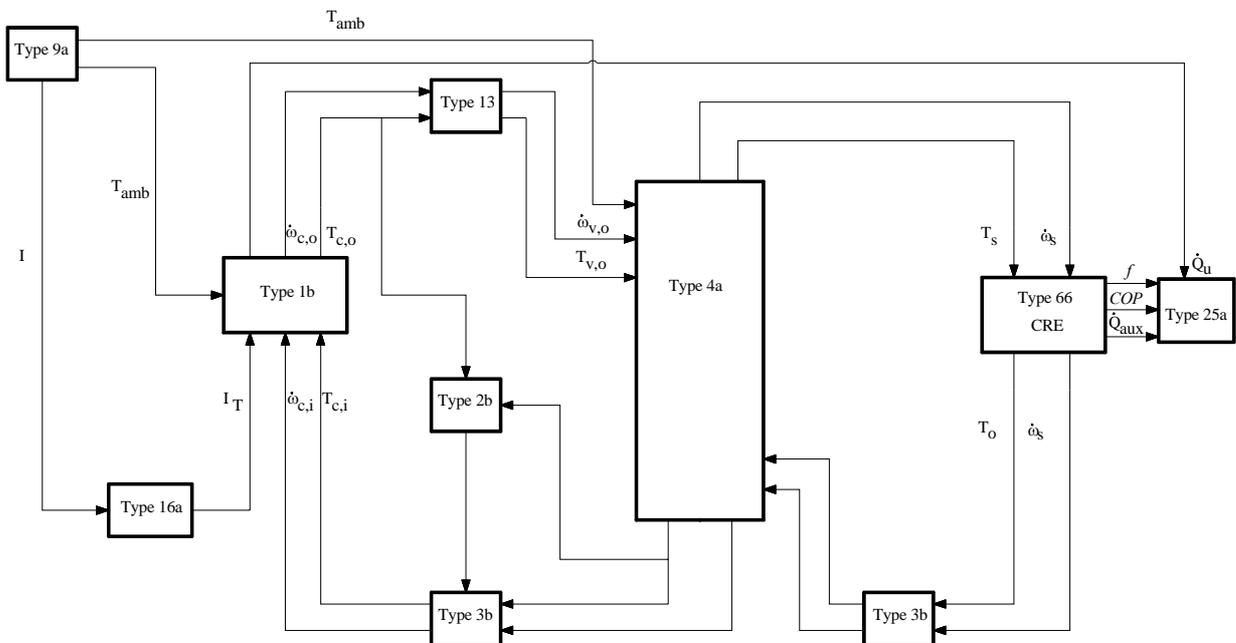


Figura 4.5 - Diagrama de fluxo de informação dos componentes do sistema de refrigeração solar com ejetor.

Na figura 4.5, o diagrama de fluxo de informação mostra como todo o sistema está interconectado. Cada componente é representado por um número de parâmetros constantes, dados de entrada e de saída dependentes do tempo de simulação. Um dado de saída de um componente pode ser usado como dado de entrada para qualquer outro (ou outros) componente (s). O sistema final é montado conectando todas as entradas e saídas de forma apropriada para simular o sistema real. Uma descrição detalhada dos modelos matemáticos utilizados em cada componente TRNSYS pode ser encontrada em Klein *et al.* (2000).

Para realizar uma simulação dinâmica de um sistema solar é necessário estudá-lo num passo de tempo arbitrariamente curto. Passo de tempo horário de 0,5 (h) tem sido considerado conveniente e razoável para a simulação. A seguir são apresentadas algumas considerações levadas em conta na construção do modelo de simulação TRNSYS:

Dados da simulação TRNSYS e de operação do sistema de refrigeração solar com ejetor

- a) É utilizado o componente Type 9a (*Data Reader*) para fazer a leitura dos dados meteorológicos. Esta rotina possui a capacidade de ler um arquivo de dados fornecido pelo usuário (ex. um arquivo do tipo TMY) e em cada passo de tempo fornecer estes dados para outros componentes do TRNSYS.
- b) Para calcular, através de dados de medição de radiação total horária sobre superfície horizontal, as radiações direta, difusa e refletida para uma superfície de coletor com inclinação e direção especificadas, é utilizado um processador de radiação solar representado pelo componente Type 16a (*Solar Radiation Processor*). Nesta rotina existe a opção para adoção de diversos modelos de cálculo da radiação difusa. Contudo, no presente trabalho utilizou-se um modelo de céu anisotrópico que utiliza a correlação de Pérez (Klein *et al.*, 2000), que é a mais apropriada tendo em vista os dados climáticos disponíveis.
- c) O coletor solar é representado pelo componente Type 1b, o qual modela o desempenho térmico de coletores solares de placa plana. Foram selecionados dois tipos de coletores solares utilizados em Huang *et al.* (2001b), para estudar sua influência sobre o fornecimento de calor ao sistema de refrigeração com ejetor. O coletor Tipo I é um coletor de placa plana de simples cobertura de vidro com superfície seletiva e parâmetros de desempenho $F_R U_L = 3,5$ (W/m² K) e $F_R(\tau\alpha)_n = 0,8$. O coletor Tipo II é um coletor solar de tubo-vácuo, com $F_R U_L = 2,0$ e $F_R(\tau\alpha)_n = 0,8$.

- d) Para modelar o reservatório térmico é usado o componente Type 4a, o qual representa um reservatório totalmente misturado (*fully mixed model*).
- e) São utilizadas duas bombas de circulação representadas pelo componente Type 3b.
- f) Um controlador on/off, permitindo ao fluido circular quando a diferença de temperatura através dos coletores exceder 10 °C , e parar quando esta diferença for menor que 1 °C, é representado pelo componente Type 2b.
- g) É utilizado o componente TRNSYS Type 66 para conter o modelo matemático que representa o desempenho do ciclo de refrigeração com ejetor, programado no EES.
- h) Uma válvula de alívio, representada pelo componente Type 13, é utilizada quando a temperatura da água de saída do coletor excede 98 °C para evitar, desta forma, a formação de vapor.
- i) É considerado o componente Type 25a para armazenar os resultados das variáveis de interesse.

Simplificações da modelação

1. A fração solar é considerada ser parte da carga do gerador que pode ser suprida pelo sistema solar. Consumos de potência de outros equipamentos (bombas de circulação, ventiladores e controladores) são desconsiderados (Joudi e Abdul-Ghafour, 2003).
2. O fluxo de massa por unidade de área de coletor é considerado ser igual a 50 (kg/hm²).
3. O reservatório térmico é mantido fora da edificação, pelo fato de que a temperatura ambiente média é maior que a do interior da edificação, de maneira que as perdas de energia do reservatório para o ambiente sejam minimizadas (Joudi e Abdul-Ghafour, 2003).
4. A altura do reservatório térmico é considerada ser 2m.

4.4. Otimização paramétrica e análise de resultados da simulação

São realizadas múltiplas simulações no TRNSYS para otimizar os vários fatores que afetam o sistema de refrigeração solar com ejetor visando obter seu melhor desempenho. Inicialmente, a influência da área e do tipo de coletor solar é analisada. As condições de operação do ciclo de refrigeração com ejetor são consideradas fixas e iguais a $T_g = 80$ °C, $T_e = 8$ °C, $T_c = 32$ °C, $COP_{ej} = 0,39$, $\dot{Q}_e = 10,5$ (kW). Na configuração inicial do subsistema solar é considerado um volume de reservatório de 3 m³, uma inclinação da placa coletora de 27 ° e

uma razão de fluxos de massa ($\dot{\omega}_s / \dot{\omega}_{ej,p}$) igual a 8. São consideradas variações de 20 até 140 m² de área de coletor solar. Na Figura 4.6 pode se observar o efeito da área de coletor sobre o calor requerido no aquecedor auxiliar do ciclo de refrigeração com ejetor. Observa-se que um aumento na área de coletor produz uma diminuição no consumo da energia auxiliar. Este efeito é amplificado quando um coletor de maior desempenho é utilizado (Tipo II).

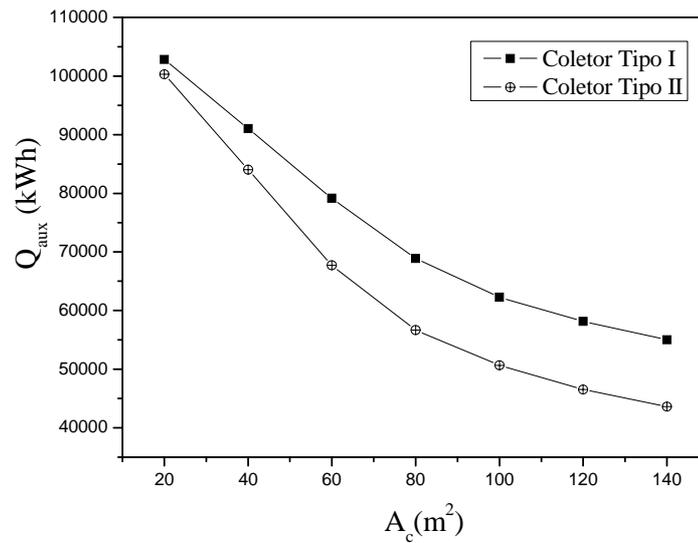


Figura 4.6 - Efeito da área de coletor sobre o calor auxiliar requerido pelo sistema.

A influência da área de coletor solar sobre o ganho de calor é observado na Figura 4.7. Como esperado, um aumento na área provoca um aumento no ganho de calor útil do coletor solar, efeito que também é aumentado com um coletor de melhor qualidade térmica.

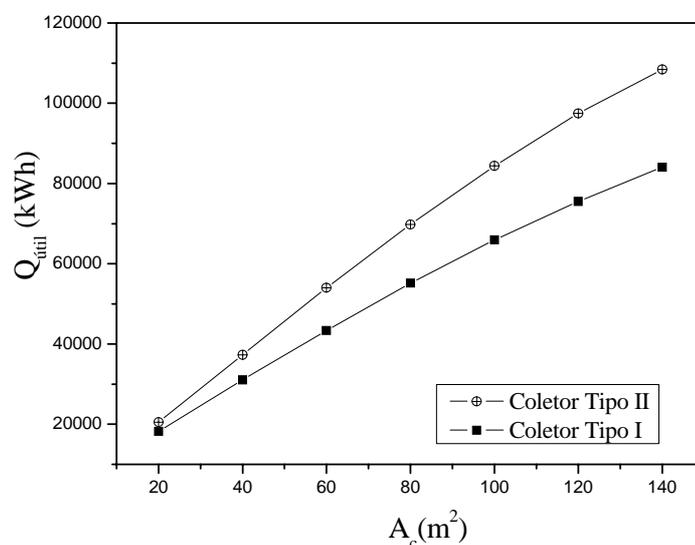


Figura 4.7 - Efeito da área de coletor no ganho de calor útil.

A Figura 4.8 apresenta o comportamento da fração anual do sistema para diferentes áreas de coletor. Para $A_c = 80 \text{ m}^2$, $f = 0,42$ e $f = 0,52$ para o coletor tipo I e tipo II, respectivamente.

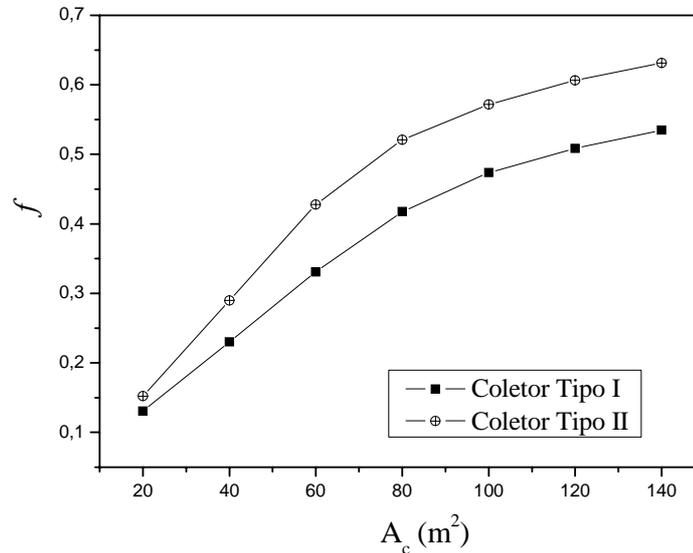


Figura 4.8 - Efeito da área e do tipo de coletor sobre a fração solar anual do sistema.

O ganho de calor útil no coletor para diferentes volumes de reservatório é mostrado na Figura 4.9. Como pode ser observado, o aumento de tamanho do reservatório térmico acima de $2,5 \text{ m}^3$ resulta num leve aumento no ganho de calor no coletor. Deveria ser observado que o sistema opera somente durante o dia, enquanto a radiação solar é proporcional à demanda de

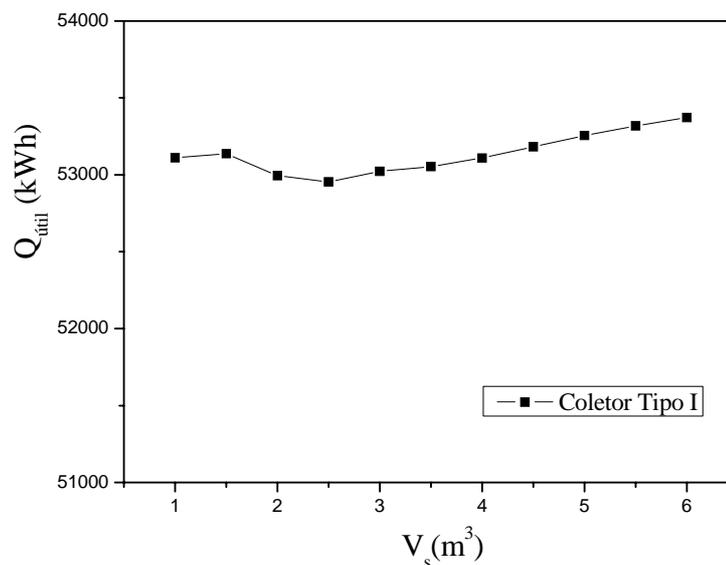


Figura 4.9 - Efeito do tamanho do reservatório térmico sobre o calor útil do coletor solar.

refrigeração, o que faz com que o efeito do tamanho de reservatório sobre o ganho de calor útil no coletor não seja muito significativo. Portanto, faz-se necessário investigar o efeito que terá o tamanho do volume de reservatório sobre o consumo de energia auxiliar.

Na Figura 4.10 são apresentados resultados da simulação correspondentes ao comportamento do consumo de energia auxiliar no aquecedor de passagem do ciclo de refrigeração com ejetor, para variações no volume do reservatório de 1 até 6 m³, considerando 80 m² de área de coletor solar. Pode-se observar que a energia auxiliar utilizada, alcança um valor mínimo para um reservatório térmico de 4 m³ de volume. Este valor resulta menor quando comparado com a recomendação de Duffie e Beckman (1991) para um reservatório padrão igual a 75 l/m² de coletor solar.

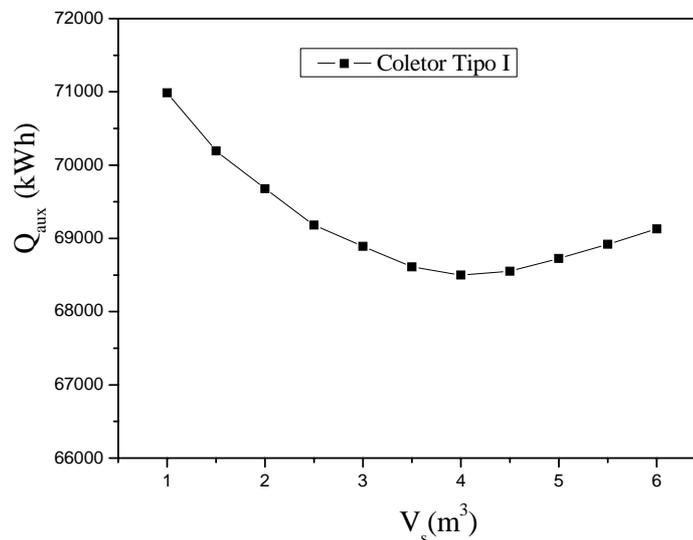


Figura 4.10 - Efeito do tamanho do reservatório térmico sobre o calor auxiliar do sistema.

Um outro parâmetro importante que afeta a performance de um sistema que utiliza energia solar é o ângulo de inclinação da placa coletora com a horizontal. Uma recomendação usualmente utilizada é a de posicionar a placa coletora orientada para o equador terrestre e inclinada num ângulo igual à latitude mais 10 graus. Este ângulo procura maximizar o ganho de energia no período de inverno. Outra recomendação diz que a energia total anual varia menos que 5% quando o ângulo de inclinação varia $\pm 20\%$ da latitude (Duffie e Beckman, 1991).

Nos resultados obtidos na presente simulação, o ganho de calor solar útil não é muito sensível às variações no ângulo de inclinação do coletor solar. Porém, na Figura 4.11 pode-

se observar um valor máximo para o ganho de calor útil num ângulo de inclinação de 22° para o coletor tipo I e para Florianópolis (latitude 27°).

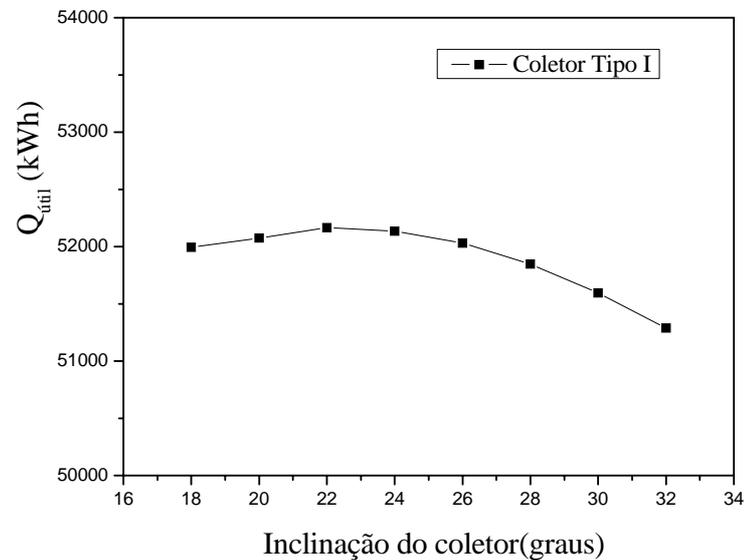


Figura 4.11 - Efeito do ângulo de inclinação sobre o ganho de calor útil (coletor tipo I).

A Figura 4.12 apresenta o comportamento do consumo de energia auxiliar com a razão de fluxos de massa $r_f = (\dot{\omega}_s / \dot{\omega}_{ej,p})$. Como $\dot{\omega}_{ej,p}$ é considerado fixo no ciclo de refrigeração com ejetor, um aumento de r_f equivale a um aumento no fluxo de água quente do circuito solar. Um pequeno aumento de r_f na faixa entre 0 e 6 (entre 0 e 2278 kg/h de água quente), faz diminuir rapidamente o consumo de energia auxiliar. Após desta faixa, aumentos sucessivos no valor de r_f acima de um valor igual a 6 não farão diminuir significativamente o consumo de calor auxiliar.

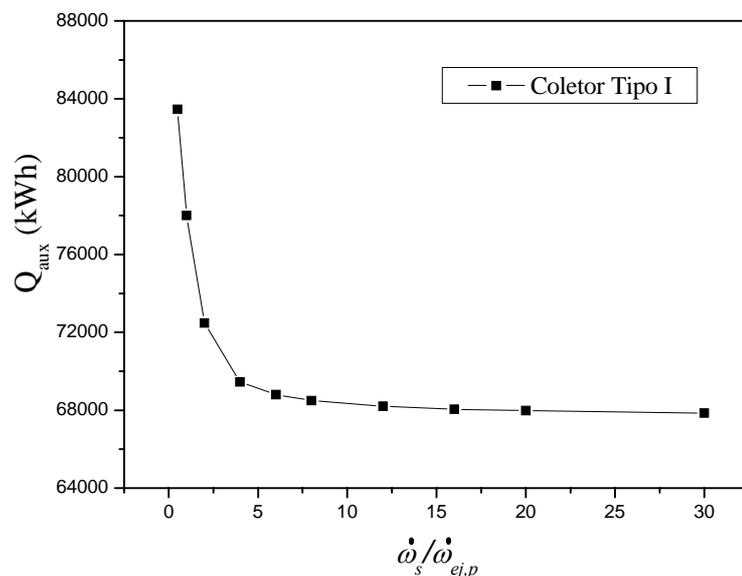


Figura 4.12 - Efeito da razão de fluxos de massa sobre o calor auxiliar do sistema.

O comportamento da fração solar mensal é apresentado para um caso particular do sistema de refrigeração solar com ejetor na Figura 4.13.

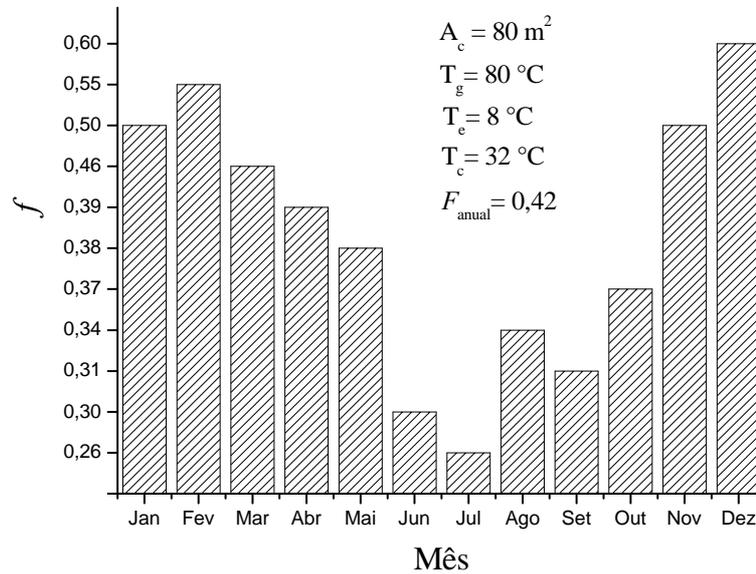


Figura 4.13 - Fração solar mensal do sistema de refrigeração solar com ejetor.

Pode-se observar que o mês de Julho apresenta o menor valor da fração solar. Isto coincide com o comportamento do consumo de calor auxiliar mensal mostrado na Figura 4.14 na qual, justamente no mês de Julho apresenta-se o maior consumo de energia auxiliar.

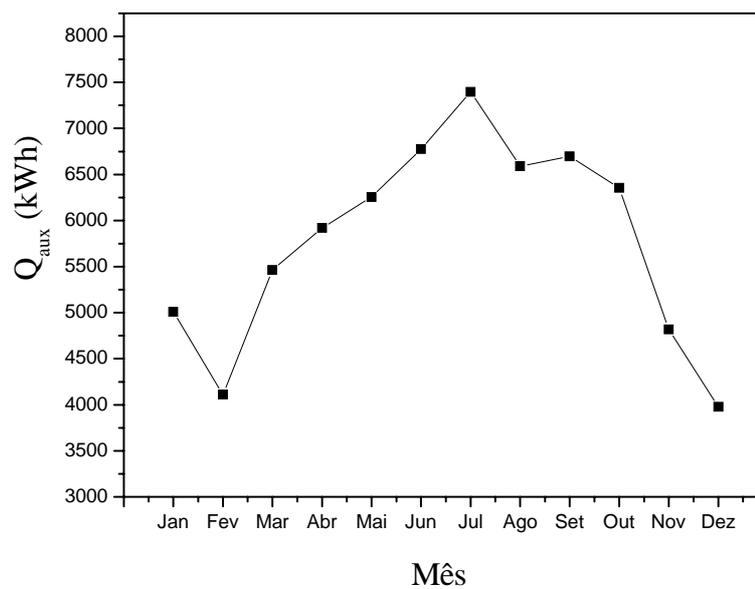


Figura 4.14 - Consumo de calor auxiliar mensal do sistema de refrigeração solar com ejetor.

Um modelo computacional TRNSYS de um sistema de refrigeração solar com ejetor foi desenvolvido com o objetivo de realizar um estudo paramétrico que permitisse ter uma idéia do tamanho ótimo do sistema. O modelo foi utilizado para investigar o efeito da área, inclinação e tipo de coletor solar, volume do reservatório térmico e taxa de fluxo de água quente sobre a fração solar, ganho de calor útil e consumo de calor auxiliar.

O consumo de energia auxiliar diminui de forma importante quando se aumenta a área de coletor solar de 20 para 80 m². Porém, a área de coletor ótima deveria ser encontrada através de uma análise econômica de ciclo de vida do sistema. O tamanho do reservatório térmico influencia levemente o ganho de calor útil do sistema e tem um efeito maior sobre o consumo de calor auxiliar.

O sistema final otimizado para uma capacidade de 10,5 kW de refrigeração consiste de 80 m² de coletor de placa plana inclinado 22° da horizontal, um reservatório térmico de 4 m³ e uma razão de fluxo de massa igual a 8, resultando numa fração solar do sistema igual a 42% quando se emprega o coletor solar de placa plana tipo I.

O valor moderado de fração solar anual obtido na recente simulação sugere que seja considerada a simulação de um sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio para satisfazer a mesma demanda de refrigeração. A análise desta alternativa será o motivo do próximo capítulo.

CAPÍTULO 5

SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR EM DUPLO ESTÁGIO ASSISTIDO POR ENERGIA SOLAR E GÁS NATURAL

5.1. Introdução

Nos últimos 15 anos têm sido realizados esforços na pesquisa para enfrentar o problema de melhorar o desempenho do ciclo ejedor em aplicações de refrigeração e condicionamento de ar. O ciclo de refrigeração com ejedor, combinado com outros ciclos, apresenta-se como solução deste problema. Pesquisas teóricas e experimentais em sistemas combinados de ejedor-absorção desenvolvidas por Aphornratana (1994) e Sun *et al.* (1996), mostraram que tais sistemas podem ter valores de *COP* entre 20-40% maiores que ciclos de absorção operando nas mesmas condições de operação. Porém, a alternativa que propõe um ciclo combinado de ejedor e compressão mecânica tem recebido maior atenção contando, entre outras, as contribuições de Sokolov e Hershgal (1990a e b, 1993a), Arbel e Sokolov (2004), Sun (1997), Huang *et al.* (2001a), Hernández *et al.* (2004).

Este sistema de duplo estágio possui um subsistema solar, um subsistema de refrigeração de ejedor (estágio térmico) e um subsistema de compressão mecânica de vapor (estágio mecânico). Esta configuração permite ao sistema funcionar com uma combinação adequada de energia térmica e mecânica visando satisfazer uma determinada demanda de refrigeração ou ar condicionado. O esquema de um sistema de refrigeração solar com ejedor em duplo estágio é mostrado na Figura 5.1.

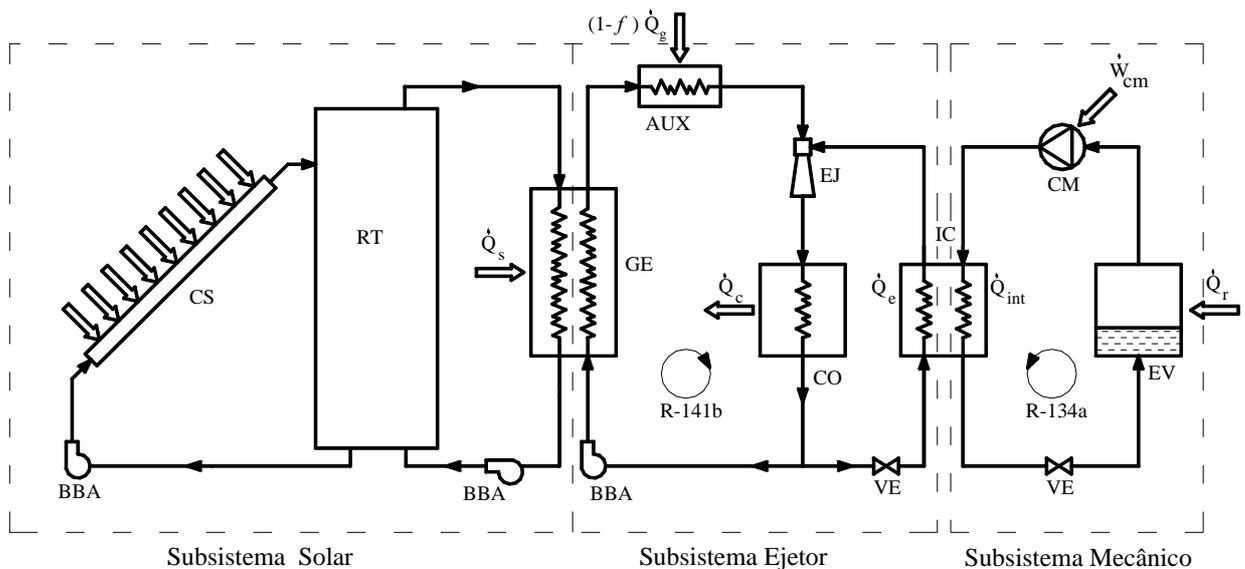


Figura 5.1 - Esquema de um sistema de refrigeração solar com ejedor em duplo estágio.

A Figura 5.1 mostra a configuração de um sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio. O primeiro estágio é executado por um ciclo térmico com ejetor (Subsistema ejetor, CTE) operando entre o condensador (CO) e o *intercooler* (IC) com R-141b como fluido de trabalho. O segundo estágio é executado por um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor (subsistema mecânico, RCM) operando entre o *intercooler* e o evaporador (EV) com R-134a como fluido de trabalho. A interface entre os dois subsistemas é um trocador de calor fechado chamado *intercooler*. Neste trocador de calor a corrente fria fica do lado esquerdo fazendo o papel de “evaporador” para o subsistema ejetor, enquanto que a corrente quente fica no lado direito fazendo o papel de “condensador” para o subsistema de compressão mecânica. As correntes interagem diretamente e a única troca de calor interna é para reduzir o superaquecimento na saída do compressor até a condição de saturação.

O subsistema ejetor inclui o gerador de vapor (GE), o condensador, o próprio ejetor (EJ), a corrente fria do *intercooler*, o aquecedor auxiliar (AUX), a bomba (BBA) e uma válvula de expansão (VE). O subsistema mecânico inclui a corrente quente do *intercooler*, uma válvula de expansão, o evaporador e o compressor mecânico (CM).

Na Figura 5.1, a energia absorvida pelos coletores solares (CS) e armazenada no reservatório térmico (RT) é transferida ao ciclo térmico de ejetor através de um trocador de calor gerador de vapor. A Figura 5.1 mostra também como o calor \dot{Q}_r é retirado do ambiente no evaporador do estágio mecânico, sendo entregue ao trocador de calor chamado *intercooler* que representa o ponto de conexão entre os dois estágios. Em seguida este calor é retirado através do ciclo térmico com ejetor que finalmente rejeita este calor ao ambiente no condensador do ciclo. Pode-se observar na Figura 5.1 que o evaporador do ciclo ejetor é substituído pelo trocador chamado de *intercooler*. A temperatura de evaporação neste trocador será maior que num ciclo com ejetor simples, por causa da compressão sofrida no estágio mecânico, produzindo um ciclo com ejetor mais eficiente.

No presente capítulo é apresentada uma descrição detalhada do funcionamento e das características termodinâmicas mais relevantes do sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio. Ainda neste capítulo é mostrada a modelação do estágio mecânico que será acoplada à modelação do estágio térmico com ejetor apresentada no Capítulo 3. Desta forma, foi implementado no EES um modelo computacional de um ciclo de refrigeração com ejetor em duplo estágio (CREDE) que é incorporado como um novo componente ao modelo TRNSYS apresentado no Capítulo 3. Este modelo computacional permite a simulação na base horária de um sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio requerida para a análise termo-econômica apresentada no Capítulo 6 deste trabalho.

5.2. Descrição e funcionamento de um ciclo de refrigeração com ejetor em duplo estágio

A seguir são examinadas as características termodinâmicas e de funcionamento do ciclo de refrigeração com ejetor em duplo estágio (CREDE) mostrado na Figura 5.2 .

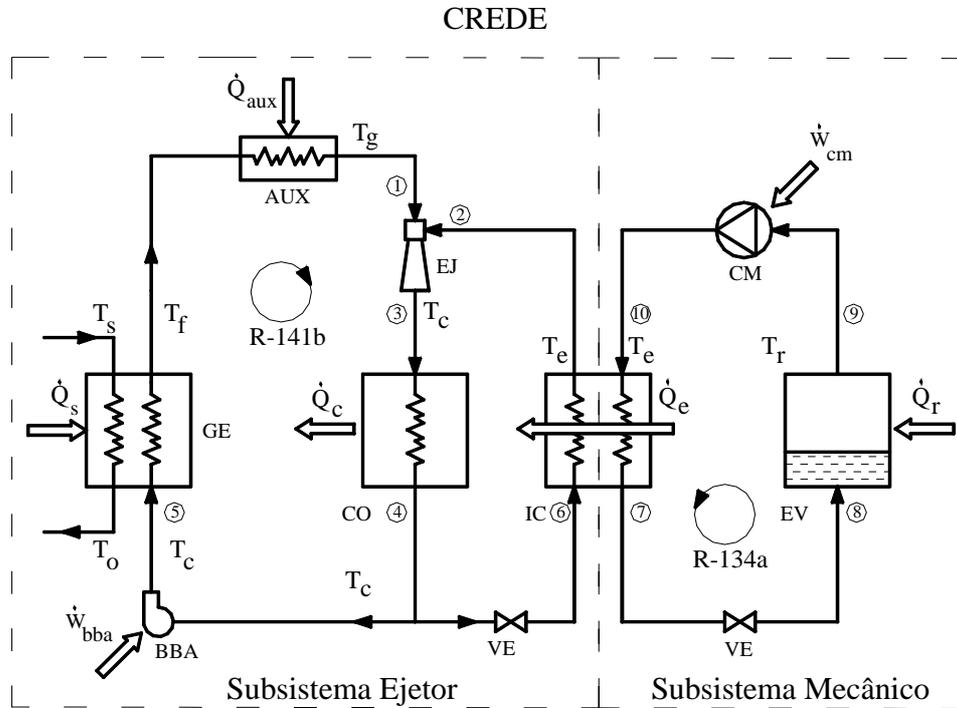


Figura 5.2 – Esquema do ciclo refrigeração com ejetor em duplo estágio.

No subsistema ejetor mostrado no esquema da Figura 5.2, o vapor saturado proveniente do aquecedor auxiliar no estado 1, e o vapor saturado deixando o *intercooler*, no estado 2, ingressam ao ejetor resultando vapor saturado no estado 3. Este vapor é conduzido até o condensador, onde uma mudança de fase acontece com pressão constante P_c e o estado de líquido saturado é atingido no estado 4 através da rejeição de calor ao sistema de resfriamento. Este líquido saturado é dividido em duas correntes, uma parte é conduzida até a bomba e a outra até a válvula de expansão. A bomba recebe o líquido e o comprime até o estado de líquido sub-resfriado em 5. O gerador vaporiza o líquido sub-resfriado com pressão constante P_g até atingir o estado de vapor saturado em 1 através da entrada de calor \dot{Q}_s . No caso de o calor no gerador não ser suficiente para atingir o estado de vapor saturado, o aquecedor auxiliar fornece a energia necessária para garantir esta condição no estado 1, através do calor \dot{Q}_{aux} . A outra parte do líquido saturado proveniente do condensador, flui através da válvula de expansão e uma mistura de vapor no estado do ponto 6 é obtida através de uma expansão adiabática.

Esta mistura de vapor ingressa ao *intercooler* onde é transformada em vapor saturado no estado 2 através do calor \dot{Q}_e .

Por outra parte, no subsistema de compressão mecânica, o líquido saturado deixando o *intercooler* no estado 7 flui até a válvula de expansão resultando numa mistura saturada líquido-vapor no estado 8. Esta mistura ingressa no evaporador, onde o líquido saturado é vaporizado a uma pressão constante P_r , absorvendo a quantidade de calor \dot{Q}_r até atingir o estado 9. Assim, o compressor recebe este vapor e o comprime através da potência mecânica \dot{W}_{cm} até que a condição de vapor superaquecido é atingida no estado 10. Desta forma, o subsistema de compressão mecânica e o subsistema de ciclo ejetor são fechados.

5.3. Análise termodinâmica do sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio

Para realizar a análise termodinâmica deste sistema de refrigeração, são consideradas equações de energia e massa em regime permanente, sem considerar perdas mecânicas nem térmicas, à exceção do ejetor no qual foram consideradas perdas mecânicas. A seguir são apresentadas as relações termodinâmicas mais relevantes do sistema:

Desempenho do sistema de duplo estágio

Observando a Figura 5.2, o *COP* do ciclo térmico com ejetor é definido por:

$$COP_{ej} = \dot{Q}_e / \dot{Q}_g \quad (5.1)$$

enquanto que o *COP* do ciclo de refrigeração mecânica é definido por:

$$COP_m = \dot{Q}_r / \dot{W}_{cm} \quad (5.2)$$

sendo \dot{W}_{cm} é a potência mecânica de entrada ao ciclo.

Dado que $\dot{Q}_e = \dot{Q}_r + \dot{W}_{cm}$, e utilizando a equação (5.2)

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_r \left(1 + \frac{1}{COP_m} \right) \quad (5.3)$$

Definindo o COP do ciclo de duplo estágio por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{Q}_g + \dot{W}_m} \quad (5.4)$$

a expressão anterior resulta:

$$COP = \frac{COP_{ej} COP_m}{COP_{ej} + COP_m + 1} \quad (5.5)$$

O desempenho ideal do ciclo de duplo estágio pode ser obtido considerando as respectivas eficiências de Carnot. Assim,

$$(COP_m)_{Carnot} = \frac{T_r}{T_e - T_r} \quad (5.6)$$

$$(COP_{ej})_{Carnot} = \frac{T_e(T_g - T_c)}{T_g(T_c - T_e)} \quad (5.7)$$

Substituindo as equações (5.6) e (5.7) em (5.5) resulta:

$$(COP)_{Carnot} = \frac{T_r(T_g - T_c)}{T_g(T_c - T_e) + (T_e - T_r)(T_g - T_c)} \quad (5.8)$$

Para a análise termodinâmica do subsistema mecânico mostrado na Figura 5.2, as seguintes hipóteses serão admitidas no modelo:

- O sistema opera em regime permanente;
- No compressor, será admitido um processo de compressão isentrópico;
- As quedas de pressão em todos os componentes e nas tubulações são desconsideradas;
- Perdas de calor ao ambiente são desprezíveis com exceção dos componentes que requerem troca de calor com o ambiente;
- O fluido de trabalho R-134a na saída do evaporador é considerado no estado de vapor saturado;

- Na saída do *intercooler* (que faz o papel do condensador do ciclo mecânico) o fluido refrigerante é considerado em estado de líquido saturado;
- O processo através da válvula de expansão considera-se uma restrição isoentálpica à passagem do fluido, quer dizer, $h_7 = h_8$;
- O *intercooler* é considerado funcionando como um trocador de calor ideal;

Observando a Figura 5.2, considerando as hipóteses anteriores e realizando um balanço térmico em cada um dos componentes do subsistema mecânico, foram obtidas as seguintes equações:

Fluxo de calor no evaporador:

$$\dot{Q}_r = \dot{\omega}_{fr}(h_9 - h_8) \quad (5.9)$$

na qual

$$h_9 = h_9(T = T_r, x = 1); \quad h_8 = h_7 = h_7(T = T_e, x = 0)$$

Potência mecânica do compressor:

Será admitido um processo de compressão isentrópico, sendo a potência mecânica requerida pelo compressor representada pela seguinte equação:

$$\dot{W}_{cm} = \dot{\omega}_{fr}(h_{10} - h_9) \quad (5.10)$$

na qual

$$h_{10} = h_9 + \frac{h_{10i} - h_9}{\eta_s}; \quad h_{10i} = h_{10i}(P = P_{10}, s = s_{10})$$

$$P_{10} = P_7 = P_7(T = T_e, x = 0)$$

$$s_{10} = s_9 = s_9(T = T_r, x = 1)$$

Fluxo de calor no intercooler (lado da corrente quente):

$$\dot{Q}_{int} = \dot{\omega}_{fr}(h_{10} - h_7) \quad (5.11)$$

Considerando a hipótese do *intercooler* como trocador de calor ideal (área infinita) e fazendo um balanço de energia obtém-se:

$$\dot{Q}_{\text{int}} = \dot{Q}_e \quad (5.12)$$

$$\dot{w}_{fr}(h_{10} - h_7) = \dot{w}_{ej,s}(h_2 - h_6) \quad (5.13)$$

Desta forma, conhecidos T_g , T_c , T_e , T_r , \dot{Q}_r e utilizando a equação 5.13, o fluxo secundário no ejetor, $\dot{w}_{ej,s}$, pode ser calculado. Por outro lado, com T_g , T_c , T_e a razão de fluxos de massa no ejetor, ζ , pode ser determinada e assim, o valor de $\dot{w}_{ej,p}$ encontrado.

A implementação computacional das equações termodinâmicas e de transferência de calor que governam o sistema de refrigeração com ejetor de duplo estágio e que foram obtidas anteriormente é realizada utilizando o programa computacional EES. Da mesma forma que no caso do ciclo de refrigeração com ejetor simples estágio, foi desenvolvido um componente no EES que permite simular na base horária do sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio.

5.4. Resultados preliminares do sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio

A seguir são apresentados alguns resultados obtidos com a implementação computacional do ciclo de refrigeração com ejetor em duplo estágio analisado anteriormente.

A Figura 5.3 mostra um gráfico do coeficiente de desempenho ideal, dado pela equação (5.8) e do *COP* real do sistema de duplo estágio dado pela equação (5.5), em relação a temperatura de *intercooler* T_e para temperaturas de condensador de 32 e 34 °C e uma temperatura de gerador igual a 80 °C.

Para cada temperatura de condensador, quanto maior for a temperatura do *intercooler*, maior será o valor do *COP* do sistema. Pode-se observar que o *COP* real do sistema segue a tendência do *COP* ideal, como esperado. Ainda pode ser verificado que um aumento na temperatura do condensador produz uma diminuição no *COP* do ciclo com ejetor de duplo estágio para uma determinada T_e , como é reportado em Hernández *et al.* (2004) e Sun (1997).

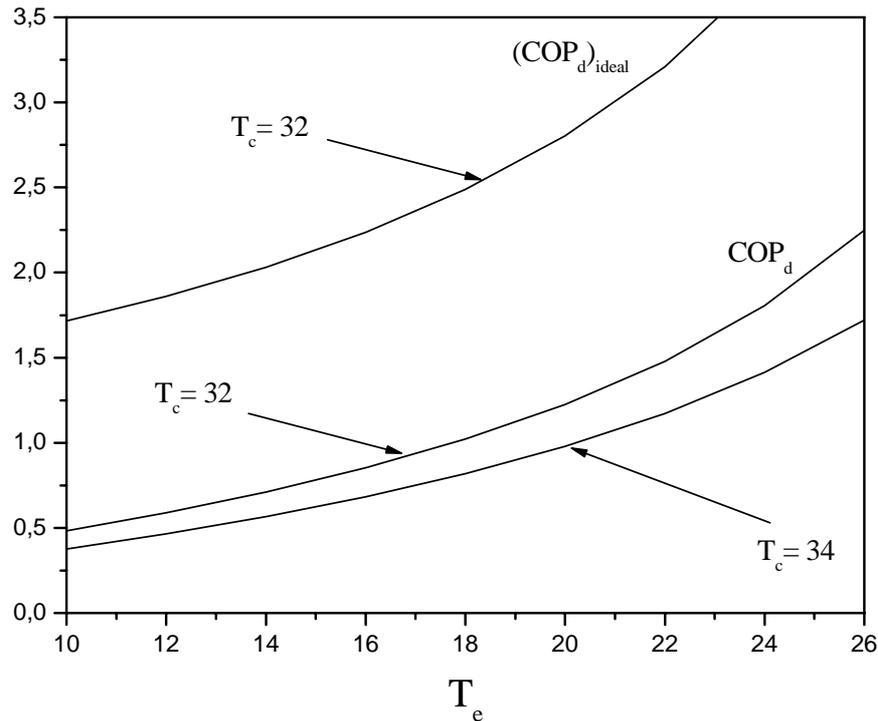


Figura 5.3 - Coeficientes de desempenho real e ideal em função de T_e para dois valores de T_c , com $T_g = 80$ °C, $T_r = 8$ °C e $\dot{Q}_r = 10,5$ kW.

Na Figura 5.4 são apresentadas as curvas do ciclo com ejetor em duplo estágio e simples estágio, as quais permitem comparar os coeficientes de desempenho das duas configurações para diferentes valores de temperatura do condensador. O simples estágio opera com uma temperatura de gerador igual a 80 °C e uma temperatura no evaporador de 8 °C para uma carga de ar condicionado de 10,5 kW, enquanto que o ciclo com ejetor em duplo estágio opera com as mesmas temperaturas de gerador e evaporador e uma temperatura de *intercooler* igual a 16 °C para a mesma carga especificada anteriormente. Pode-se observar na Figura 5.4 o benefício da utilização de um ciclo com ejetor em duplo estágio refletido na melhora do desempenho do ciclo com ejetor em simples estágio para as mesmas condições de operação.

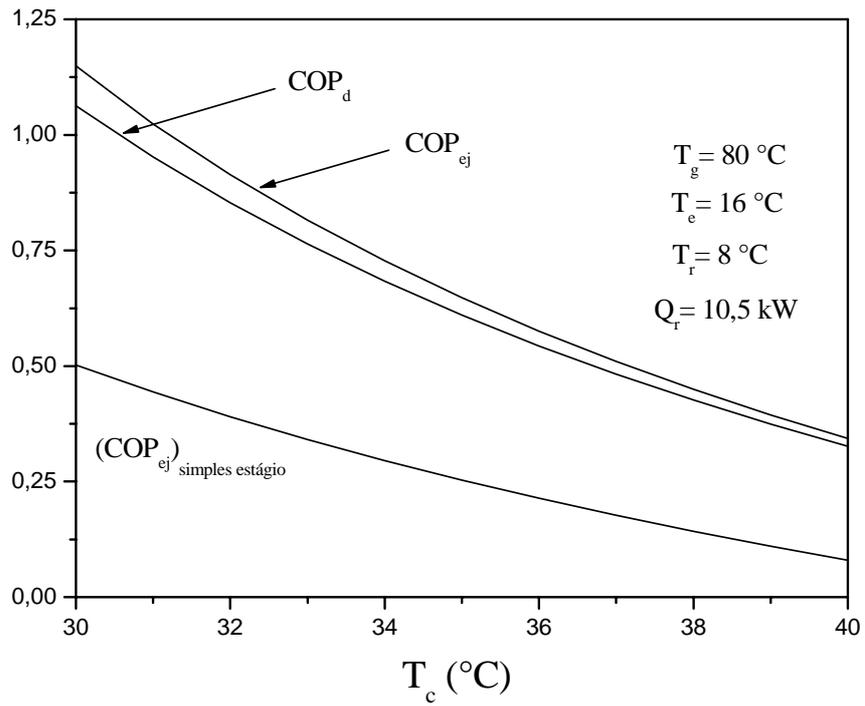


Figura 5.4 - Comparação do desempenho do ciclo com ejetor em duplo estágio com o ciclo com ejetor em simples estágio.

CAPÍTULO 6

OTIMIZAÇÃO TERMO-ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO SOLAR COM EJETOR EM DUPLO ESTÁGIO

6.1. Introdução e objetivos

Geralmente os processos que visam o aproveitamento da energia solar em sistemas de refrigeração requerem a utilização de energia auxiliar, cujas despesas costumam representar uma parcela importante em todo o ciclo econômico do sistema. Em essência, o equipamento de energia solar é comprado hoje para reduzir a conta de combustível ou eletricidade amanhã.

Devido a isto, é necessário efetuar uma análise termo-econômica sobre o sistema de refrigeração solar para determinar se poderia chegar a ser economicamente competitivo quando comparado com um ciclo convencional de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

O objetivo do presente capítulo é realizar uma otimização termo-econômica de um sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio. Este sistema, que foi analisado em profundidade no Capítulo 5, consiste de um primeiro estágio realizado por um ciclo de refrigeração com ejetor, enquanto que o segundo estágio é executado por um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

Neste tipo de sistemas térmicos assistidos por energia solar a análise econômica consiste em determinar o dimensionamento do sistema que resulte na combinação de energia solar e energia auxiliar de mais baixo custo. Portanto, faz-se necessário conhecer a fração de energia solar que será aproveitada para satisfazer uma determinada demanda térmica. Esta fração solar pode ser determinada através de duas abordagens cuja escolha vai depender dos tipos de dados de radiação disponíveis no local de estudo e dos recursos computacionais. Se dados diários médios mensais são disponíveis no local, então recomenda-se utilizar o método $f-\bar{\phi}$ chart desenvolvido por Klein e Beckman (1979) e ajustado para sistemas de refrigeração solar com ejetor em Colle, Vidal e Pereira (2004a,b). Se de outro modo, dispõe-se de uma base de dados climática horária, resulta mais adequado determinar a fração solar através de uma simulação horária utilizando pacotes computacionais tais como TRNSYS. No caso de Florianópolis, dispõe-se de uma base de dados na base horária para um ano típico (Abreu *et al.*, 2000) e também são conhecidos os dados climáticos na base de médias mensais (Apêndice D). Desta forma, foi possível utilizar as duas metodologias e compará-las com o objetivo de verificar o efeito delas sobre os parâmetros econômicos do sistema.

Finalmente é apresentada a otimização econômica de um sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio, utilizando os resultados obtidos na simulação horária realizada com TRNSYS. Esta otimização econômica é realizada com relação à área específica de coletor solar, a_c , e à temperatura do *intercooler*, T_e , embora as variáveis possíveis de otimizar não sejam somente essas. Poderia se otimizar, por exemplo, com relação à temperatura do gerador, T_g , ou à temperatura de condensador, T_c , ou ao volume do reservatório, V_s . Porém, neste trabalho buscou-se verificar qual é a melhor combinação entre a área da placa coletora A_c e a temperatura do *intercooler* T_e que resulte no cenário econômico em que o sistema solar possa competir com um sistema convencional de refrigeração por compressão de vapor para a cidade de Florianópolis.

6.2. Análise e otimização termo-econômica

6.2.1. Introdução

A alternativa tecnológica que produz a maior eficiência não é necessariamente a que traz a maior economia financeira (Borges, 2000). Por isso, um dimensionamento adequado deve levar em consideração fatores técnicos e econômicos.

Muitos métodos de análise econômica têm sido propostos e usados para avaliar e otimizar os sistemas que utilizam energia solar. Mesmo assim não há um acordo universal sobre quais devem ser utilizados (Duffie e Beckman, 1991). Entre os métodos econômicos de mérito podemos citar:

- Mínimo custo de energia
- Custo do ciclo de vida econômico (*Life Cycle Cost* – LCC)
- Economia do ciclo de vida econômico (*Life Cycle Saving* – LCS)
- Custo do ciclo de vida econômico anualizado (*Annualized Life Cost* – ALC)
- Economia do ciclo de vida econômico anualizado (*Annualized Life Cycle Saving* – ALCS)
- Tempo de retorno do investimento e taxa de retorno do investimento (*Payback Time and Return Investment* – ROI)

Nesta tese, foi escolhido o método de análise do ciclo de vida econômico, conhecido como método LCS (*Life Cycle Saving*). O método LCS é definido como a diferença entre o custo do ciclo de vida econômico de um sistema convencional e o custo do ciclo de vida

econômico de um sistema com energia solar e auxiliar. Esta análise no ciclo de vida econômico será utilizado juntamente ao método P_1-P_2 , que é basicamente um método de análise econômica de valor presente, o 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.

6.2.2. Metodologia utilizada: Método P_1-P_2

A seguir é apresentada uma função objetivo simples de um sistema de aquecimento solar com o objetivo de ilustrar a aplicação do método P_1-P_2 .

Em Brandemuehl e Beckman (1979) foi proposta uma formulação simples para o ganho econômico durante a vida útil de um sistema de aquecimento solar. Este ganho é a diferença entre a redução do custo operacional devido à energia auxiliar e à despesa decorrente do investimento no capital do sistema de aquecimento solar. O saldo é a função expressa como segue:

$$LCS = P_1 C_{EI} L f - P_2 (C_A A_c + C_E) \quad (6.1)$$

na qual C_{EI} é o custo de energia convencional em (US\$/GJ) no primeiro ano do período da análise econômica, L é a demanda média anual de aquecimento em (GJ), f é a fração anual da demanda suprida por energia solar, C_A é o custo do coletor por unidade de área (US\$/m²), A_c é a área do coletor em (m²), C_E é o custo do sistema de energia solar independente da área do coletor em (US\$); P_1 é o fator de valor presente do ganho decorrente da economia de energia auxiliar e P_2 é a relação entre os custos devido ao investimento no período de vida útil e o investimento inicial. P_2 leva em consideração o juro do empréstimo para aquisição do equipamento, o período de amortização, a depreciação do capital, o valor de revenda e o imposto patrimonial. Esses fatores são descritos no Apêndice E.

Na equação (6.1) pode-se verificar que o primeiro termo é diretamente proporcional ao valor monetário da energia elétrica no primeiro ano, enquanto que o segundo termo corresponde aos termos relacionados diretamente ao investimento inicial no sistema.

Para um dado local, demanda e situação econômica, é possível otimizar as variáveis de projeto do sistema que resultem num LCS máximo (ganho máximo na vida útil do sistema).

Embora existam muitas variáveis que influenciam a eficiência de um sistema solar, a principal delas é a área do coletor. A Figura 6.1 ilustra o comportamento da função LCS para diferentes valores dos parâmetros de custo, referentes ao exemplo mostrado em Brandemuehl e Beckman (1979).

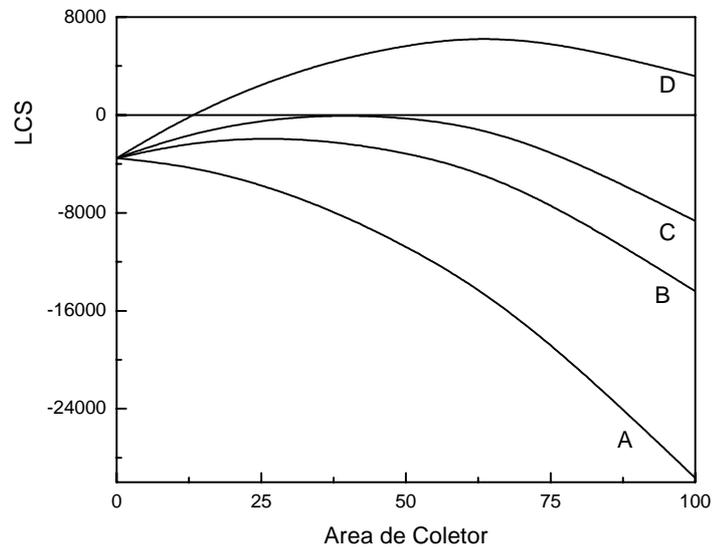


Figura 6.1 - LCS versus área do coletor para quatro tipos diferentes de cenários econômicos.

- A curva A corresponde a um cenário econômico no qual a energia solar não pode competir, sendo o sistema convencional a escolha econômica.
- A curva B mostra uma área ótima diferente de zero, mas o sistema convencional é ainda o mais econômico.
- A curva C, corresponde à condição crítica, quer dizer, o sistema solar pode competir com o sistema convencional.
- A curva D corresponde a um cenário econômico que é favorável para a energia solar, sendo esta a alternativa econômica.

Cada curva da Figura 6.1 começa com valores de LCS negativos para uma área de coletor zero. A magnitude desta perda decorre da presença de custos fixos do sistema de energia solar sem qualquer possibilidade de economia de combustível. Como a área de coletor aumenta, todas as curvas, à exceção da curva A, mostram os incrementos nos ganhos até atingir um máximo para alguma área de coletor ótima. Na medida em que a área do coletor aumenta, os ganhos continuam aumentando, mas os custos excessivos pelo aumento no tamanho do sistema fazem com que os ganhos solares diminuam.

O máximo LCS e, por conseguinte a área ótima de coletor, é caracterizado pelo ponto no qual a derivada de LCS relativamente à área do coletor é igualada a zero. Isto é expresso pela seguinte equação:

$$\frac{\partial LCS}{\partial A_c} = P_1 C_{E1} L \frac{\partial f}{\partial A_c} - P_2 C_A = 0 \quad (6.2)$$

cujo resultado para a derivada parcial de f com relação à área específica de coletor é

$$\frac{\partial f}{\partial a_c} = \frac{P_2 C_A}{P_1 C_{E1}} \quad (6.3)$$

onde $a_c = \frac{A_c}{L}$

A equação (6.3) descreve o ótimo para qualquer conjunto de condições econômicas. Porém, a Figura 6.1 mostra que não são todos os cenários econômicos que resultam em projetos ótimos com ganhos positivos. Existe um conjunto de condições econômicas para o qual o LCS de um sistema de refrigeração solar ótimo é igual ao sistema convencional. Esta condição é chamada crítica e é definida pela curva C da Figura 6.1, na qual observa-se que LCS é igual a zero no ponto de máximo.

A abordagem descrita acima através do exemplo de um sistema solar simples será aplicada ao sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio descrito no Capítulo 5 e apresentada no presente capítulo.

6.2.3. Otimização e função objetivo

Os problemas de otimização buscam maximizar ou minimizar uma função numérica de uma ou mais variáveis (ou funções), na qual as variáveis (ou funções) estão sujeitas a determinadas limitações (Fritzsche, 1978). O problema de otimização pode ser genericamente expresso por :

- Maximizar ou minimizar a função com n variáveis x_1, x_2, \dots, x_n :

$$z = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (6.4)$$

- Sujeita a m desigualdades ou equações:

$$g_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \begin{cases} \geq \\ = \\ \leq \end{cases} b_i \quad (6.5)$$

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

A relação (6.4) chama-se função objetivo ou função de otimização e as relações (6.5) chamam-se restrições. A solução do problema será um ponto caracterizado pelo vetor $\vec{x}^* = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ que satisfaz a função objetivo e as restrições. Este vetor $\vec{x}^* = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ também é conhecido como solução ótima.

Neste trabalho a função objetivo a ser otimizada será a função de ganho anual no ciclo de vida econômico (*LCS*), cuja expressão depende de parâmetros termo-econômicos representativos do sistema. Resultados preliminares da formulação que será apresentada a seguir, foram reportados em Colle, Vidal e Gerbasi (2003).

A Figura 6.2 mostra a concepção de um sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio assistido por energia solar. A fonte de energia auxiliar representada pelo aquecedor de passagem que utiliza gás natural, complementa a fração f da energia solar fornecida pelo sistema solar conjugado ao trocador de calor gerador do ciclo ejetor.

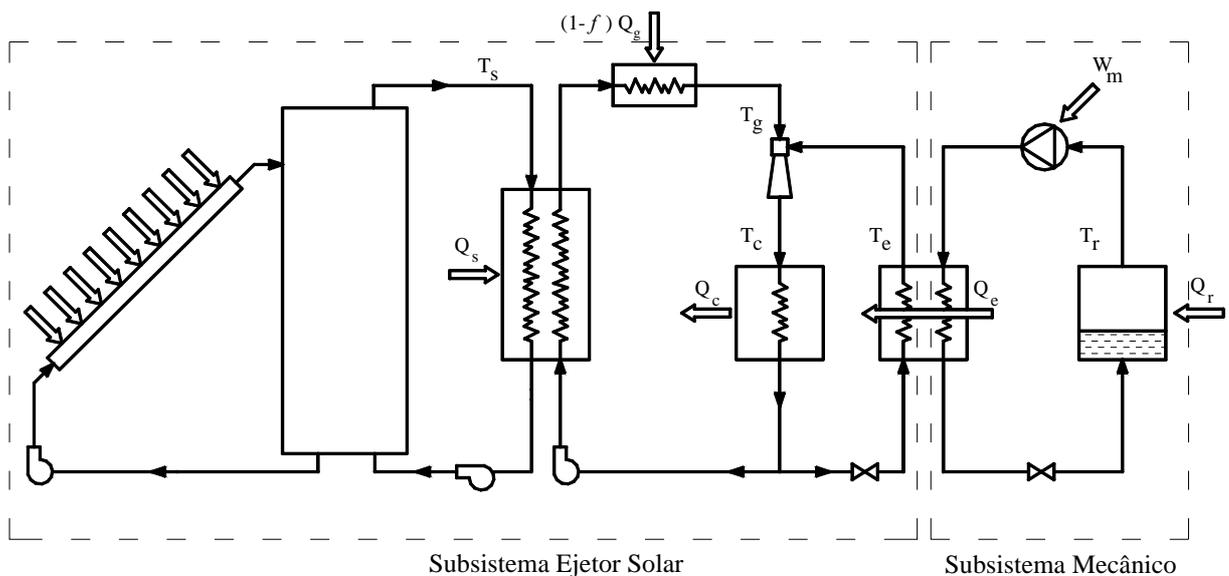


Figura 6.2 - Fluxos de energia no sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio.

Com base nos fluxos de energia mostrados na Figura 6.2 e nos custos operacionais e de capital associados a um sistema de refrigeração mecânico equivalente, é apresentada neste trabalho uma expressão para a função objetivo LCS que representa os ganhos obtidos no período de vida útil de um sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio. Esta função objetivo é expressa como segue:

$$LCS = P_1[C_{E1}W_{el} - C_{E1}W_m] - P_1C_{F1}Q_g(1-f) - P_2[(C_A A_C + C_E) + (C_{ej} + C_M - C_{EL})] \quad (6.6)$$

sendo

C_{F1} = custo de energia auxiliar no primeiro ano de análise econômica (US\$/kWh);

C_{E1} = custo de energia elétrica para mover o ciclo de compressão mecânica convencional (US\$/kWh);

C_A = custo de coletor por unidade de área (US\$/m²);

C_M = custo de capital do sistema de refrigeração por compressão eletro-mecânica do primeiro estágio (US\$);

C_E = custo de instalação e outros custos menores do sistema coletor (US\$);

C_{EL} = custo de capital do sistema de refrigeração por compressão eletro-mecânica com a mesma capacidade de refrigeração Q_r (US\$);

C_{ej} = custo de capital do sistema de refrigeração movido termicamente (sistema com ejetor) (US\$);

A_C = área do coletor (m²);

f = fração anual de energia economizada com energia solar;

W_m = Trabalho do sistema de refrigeração por compressão eletro-mecânica do segundo estágio (GJ);

W_{el} = Trabalho do sistema de refrigeração por compressão eletro-mecânica com a mesma capacidade de refrigeração (GJ).

Na equação (6.6), Q_g é a quantidade de calor anual requerida para mover o ciclo de refrigeração para uma capacidade de refrigeração anual especificada Q_r . Q_g representa também a soma do calor fornecido pelo queimador auxiliar e o calor fornecido pelo sistema térmico solar. A fração de energia que é economizada pelo sistema solar é definida como $f = Q_s / Q_g$, de tal modo que o calor a ser fornecido pelo queimador auxiliar para o período de

um ano é igual a $(1 - f) Q_g$. P_1 é o fator de valor presente e P_2 é um fator econômico que leva em conta o custo do investimento, seguro, valor de revenda do coletor e impostos estadual e federal, como é descrito em Duffie e Beckman (1991), e suas expressões são mostradas no Apêndice E.

O sistema de refrigeração solar mostrado na Figura 6.2 possui um estágio térmico (ciclo com ejetor) e um estágio mecânico (ciclo de compressão convencional). Para avaliar a eficiência termodinâmica destes ciclos, costumam-se definir os seguintes coeficientes de desempenho:

Para o ciclo termo-movido (CTM) o coeficiente de desempenho é definido por:

$$COP_{ej} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (6.7)$$

enquanto que o coeficiente de desempenho do ciclo movido mecanicamente (CMM) é definido por:

$$COP_m = \frac{Q_r}{W_m} \quad (6.8)$$

no qual $W_m > 0$ é o trabalho mecânico de entrada ao segundo estágio do ciclo combinado.

Dado que $Q_e = Q_r + W_m$ e utilizando a equação (6.8) resulta $Q_e = Q_r(1 + 1/COP_m)$. Lembrando a equação (5.4) e devido ao fato de que $Q_g \gg W_m$, pode ser definido um coeficiente de desempenho simplificado para o ciclo com ejetor em duplo estágio igual a $COP = Q_r / Q_g$, do qual resulta:

$$COP = \frac{COP_{ej} COP_m}{1 + COP_m} \quad (6.9)$$

Substituindo-se as expressões anteriores na equação (6.6) tem-se:

$$LCS = P_1 Q_r C_{E1} \left(\frac{1}{COP_{el}} - \frac{1}{COP_m} \right) - P_1 Q_r C_{F1} \left(\frac{1-f}{COP} \right) - P_2 C_A A_C + P_2 (C_{EL} - C_M - C_{ej} - C_E) \quad (6.10)$$

O primeiro termo na equação (6.10) é o valor presente da diferença entre o custo operacional de um CMM equivalente com um dado COP_{el} , e o custo operacional devido ao segundo estágio do CMM. O segundo termo é o valor presente do custo da energia de aquecimento auxiliar do CTM a um custo específico de combustível C_{F1} . O terceiro termo representa o custo de capital devido à área de coletor solar. O último termo é a diferença entre o custo de capital, C_{EL} , de um CMM equivalente com COP_{el} , o custo de capital do segundo estágio do CMM, C_M , com COP_m , o custo de capital do primeiro estágio do CTM, C_{ej} , e o custo independente de área de coletor, C_E .

Na equação (6.10) pode ser observado que quanto maior for a área de coletor adquirido a um custo C_A , maior será o valor de f e menor será então o custo operacional de energia auxiliar. Note-se que esse custo é um débito na função LCS . Também pela equação (6.10), pode-se verificar que um baixo valor de COP diminui a vantagem econômica do sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio, da mesma forma que um elevado custo de capital deste sistema. Por outro lado, a vantagem econômica do sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio é aumentada para valores elevados do custo de energia elétrica, valores baixos do custo de energia auxiliar ou para uma diminuição no custo do coletor solar.

A função LCS , contudo, deverá exibir um máximo para algum valor de A_c , já que f cresce com A_c e o termo contendo f é somado a um termo que representa uma reta decrescente com A_c .

As expressões para P_1 e P_2 mostradas no Apêndice E não dependem da área do coletor e da fração solar e, no caso de Q_r ser independente de A_c , é possível otimizar a área do coletor a partir da equação (6.10), na qual a principal variável é A_c . Esta otimização permitirá a determinação da área de coletor solar que deve proporcionar o maior ganho na combinação da energia solar e convencional. Essa área ótima certamente existe, dado que um investimento elevado no coletor onera os gastos tanto quanto uma alta despesa operacional devida ao consumo de energia elétrica correspondente à refrigeração convencional.

A equação (6.10) pode ser expressa de forma alternativa como segue:

$$\ell = \alpha_E \left(\frac{1}{COP_{el}} - \frac{1}{COP_m} \right) - \alpha_F \left(\frac{1-f}{COP} \right) - a_c + \frac{d}{C_A} \quad (6.11)$$

onde $\ell = LCS / P_2 C_A Q_r$, $\alpha_E = P_1 C_{E1} / P_2 C_A$, $\alpha_F = P_1 C_{F1} / P_2 C_A$, $d = (C_{EL} - C_M - C_{ej} - C_E) / Q_r$, e $a_c = A_c / Q_r$.

Supondo-se somente o caso limite em que $\ell = 0$, da equação (6.11) resulta:

$$\alpha_E \left(\frac{1}{COP_{el}} - \frac{1}{COP_m} \right) + \frac{d}{C_A} - a_c = \alpha_F \left(\frac{1-f}{COP} \right) \quad (6.12)$$

A desigualdade anterior mostra que a área específica a_c é limitada por alguma área específica máxima, definida como:

$$a_{max} = \alpha_E \left(\frac{1}{COP_{el}} - \frac{1}{COP_m} \right) + \frac{d}{C_A} \quad (6.13)$$

Derivando-se parcialmente a equação (6.11) com relação a a_c e igualando-se a derivada a zero resulta:

$$\frac{\partial f}{\partial a_c} = \frac{COP}{\alpha_F} \quad (6.14)$$

A equação (6.12) pode ser expressa na forma que segue:

$$a_{max} - a_c = \alpha_F \left(\frac{1-f}{COP} \right) \quad (6.15)$$

na qual pode-se observar que a_c é sempre menor ou igual que a_{max} , visto que f é menor ou igual à unidade.

Substituindo α_F da equação (6.14) na equação (6.15) resulta:

$$(a_{max} - a_c) \frac{\partial f}{\partial a_c} = 1 - f \quad (6.16)$$

A seguir são definidas duas funções que servirão para analisar a equação (6.16), a saber:

$$g = 1 - f \quad (6.17)$$

$$h = (a_{\max} - a_c) \frac{\partial f}{\partial a_c} \quad (6.18)$$

Para cada valor especificado de a_{\max} e uma dada temperatura T_e a equação (6.16) pode ser resolvida em termos de a_c , e assim o loci correspondente à solução da equação (6.16) pode ser visualizado num gráfico como na Figura 6.3.

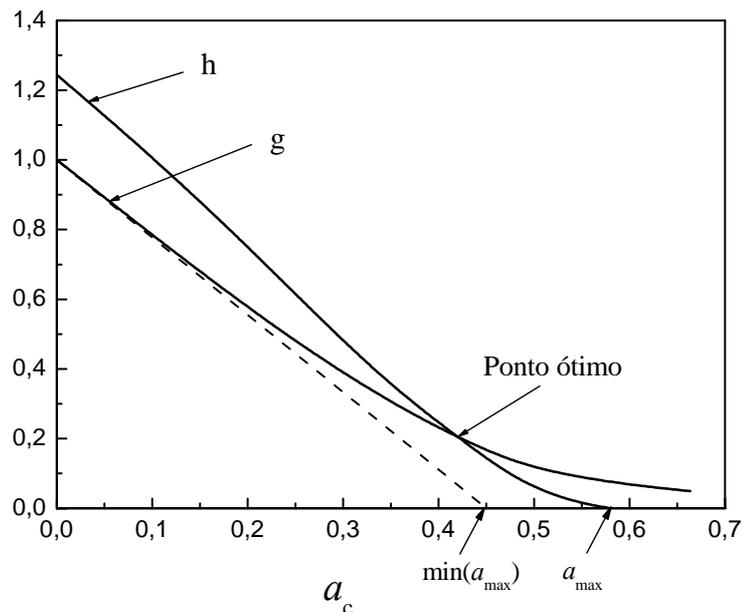


Figura 6.3 - Solução gráfica da equação (6.16).

A Figura 6.3 mostra a área crítica correspondente ao valor ótimo de LCS e que é solução da equação (6.16). Esta área é uma função do COP do sistema com ejetor em duplo estágio como pode ser verificado através da equação (6.15). Conforme pode ser observado na equação (6.9), o COP do sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio depende dos coeficientes de desempenho do ciclo térmico e do ciclo mecânico, COP_{ej} e COP_m , respectivamente, e estes dependem da temperatura do *intercooler*, T_e . A otimização com relação a esta temperatura é justificável pelo fato de que para valores de T_e próximos da temperatura de evaporador T_r corresponderam valores baixos de COP_{ej} e valores altos de COP_m e por conseguinte serão necessárias áreas de coletor maiores para compensar a queda no COP_{ej} . Por outro lado, quando a temperatura do *intercooler* aproxima-se à temperatura do

condensador, T_c , ocorrerá a situação inversa, isto é, o COP_m terá valores baixos e o COP_{ej} terá valores altos precisando de áreas de coletor menores. Portanto, torna-se interessante investigar qual é o efeito da temperatura de *intercooler*, T_e , parâmetro do qual COP depende, sobre a área ótima.

A seguir é mostrado o comportamento de LCS relativamente à temperatura de *intercooler*, T_e .

A equação (6.11) pode ser reescrita como:

$$\ell = \frac{\alpha_E}{COP_{el}} - \psi - a_c + \frac{d}{C_A} \quad (6.19)$$

na qual ψ é dado por:

$$\psi = \frac{\alpha_E}{COP_m} + \alpha_F \left(\frac{1-f}{COP} \right) \quad (6.20)$$

Derivando-se parcialmente a equação (6.19) com relação a T_e obtém-se:

$$\frac{\partial \ell}{\partial T_e} = -\frac{\partial \psi}{\partial T_e} = \frac{\alpha_E}{COP_m^2} \frac{\partial COP_m}{\partial T_e} + \frac{\alpha_F}{COP} \left[\frac{\partial f}{\partial T_e} + \frac{(1-f)}{COP} \frac{\partial COP}{\partial T_e} \right] \quad (6.21)$$

ou

$$\frac{\partial \ell}{\partial T_e} = -\frac{\partial \psi}{\partial T_e} = \frac{[\alpha_E + \alpha_F(1-f)/COP_{ej}]}{COP_m^2} \frac{\partial COP_m}{\partial T_e} + \frac{\alpha_F}{COP} \left[\frac{\partial f}{\partial T_e} + \frac{(1-f)}{COP_{ej}} \frac{\partial COP_{ej}}{\partial T_e} \right] \quad (6.22)$$

Igualando a zero a equação (6.21), o valor ótimo para T_e pode ser determinado, e uma relação entre os parâmetros econômicos α_F e α_E é obtida, como segue:

$$\alpha_E = \frac{\alpha_F COP_m^2 \left[\frac{\partial COP}{\partial T_e} (f-1) - \frac{\partial f}{\partial T_e} COP \right]}{\frac{\partial COP_m}{\partial T_e} COP^2} \quad (6.23)$$

As equações obtidas anteriormente serão utilizadas no processo de otimização do sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio. Na equação (6.11) pode-se observar que a variável área específica de coletor solar $a_c = A_c/Q_r$ aparece explicitamente na função objetivo. Por outro lado, a interferência da temperatura do *intercooler* T_e na função objetivo é calculada de forma implícita através de COP_m e COP , o qual pode ser observado na equação (6.20). Isto mostra que a área de placa coletora A_c , juntamente com a temperatura do *intercooler* T_e , influenciam no valor da função objetivo, através do consumo da fonte auxiliar de energia. Este consumo anual de gás natural intervém no valor da função objetivo através da fração solar f do sistema e é neste ponto que uma metodologia para o cálculo desta fração solar anual deve ser escolhida. Isto dependerá da disponibilidade de dados climáticos no local em estudo e dos recursos computacionais, o qual será aprofundado mais adiante.

6.3. Caso de estudo: Sistema de Condicionamento de Ar Solar

O caso em estudo será dimensionado para atender a uma demanda de condicionamento de ar de 10,5 kW (3 TR), sujeita ao clima da cidade de Florianópolis-SC. Serão utilizados coletores de placa plana com cobertura única de vidro e superfície seletiva.

O primeiro estágio do sistema de condicionamento de ar com ejetor em duplo estágio assistido por energia solar e gás natural compreende um ciclo térmico com ejetor que utiliza R-141b como fluido refrigerante, enquanto que o segundo estágio compreende um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor funcionando com R-134a como fluido de trabalho.

6.4. Resultados da otimização

6.4.1. Metodologias de obtenção da fração solar

Como foi mencionado anteriormente, a metodologia de otimização termoeconômica necessita do conhecimento da fração solar anual do sistema, f . O método de obtenção desta fração depende da disponibilidade de dados climáticos no local em estudo. Se um conjunto de dados climáticos na base horária encontra-se disponível, recomenda-se o cálculo da fração solar utilizando uma simulação dinâmica alimentada com dados hora a hora. Porém, deve ser mencionado que não é comum ter bases de dados horárias de um ano representativo em todos os locais de estudo e também existe um custo associado ao trabalho computacional que deve ser considerado. Se por outro lado dados médios mensais forem a informação existente, recomenda-se o uso do método $f-\bar{\phi}$ chart validado para sistemas de refrigeração solar por absorção (Klein e Beckman, 1979) e para sistemas de refrigeração solar com ejetor (Colle, Vidal e Pereira, 2004a). Este método possui a vantagem de reduzir o tempo computacional e exigir essencialmente dados médios mensais que são mais facilmente encontrados.

No caso de Florianópolis, dispõe-se de uma base de dados na base horária para um ano típico (Abreu *et al.*, 2000) e também são conhecidos os dados climáticos na base de médias mensais (Apêndice D). Desta forma, é possível utilizar as duas metodologias e compará-las com o objetivo de verificar o efeito delas sobre o cálculo do LCS crítico do sistema. O modelo de simulação dinâmica desenvolvido no presente trabalho utilizando TRNSYS será utilizado para obter a fração solar f a partir dos dados na base horária. No caso da utilização dos dados médios mensais, será utilizado o método $f-\bar{\phi}$ chart ajustado para um sistema de refrigeração solar com ejetor. Um dos parâmetros mais importantes do método $f-\bar{\phi}$ chart é a temperatura mínima de operação do sistema, T_{min} , que foi considerada ser aproximadamente igual à temperatura do gerador do ciclo ejetor, T_g . O método $f-\bar{\phi}$ chart ajustado para um sistema de refrigeração solar com ejetor é apresentado com maior detalhe em Colle, Vidal e Pereira (2004b).

Com o objetivo de comparar as duas metodologias de cálculo da fração solar, foram escolhidos dois casos de um sistema de condicionamento de ar solar com ejetor em duplo estágio com as seguintes condições de operação:

Tabela 6.1 - Condições de operação Casos A e B.

	T_g (°C)	T_c (°C)	T_e (°C)	T_r (°C)	Q_r (kW)
Caso A	80	34	16	8	10,5
Caso B	80	34	19	8	10,5

Os resultados obtidos para a fração solar são apresentados nas Figuras 6.4 e 6.5

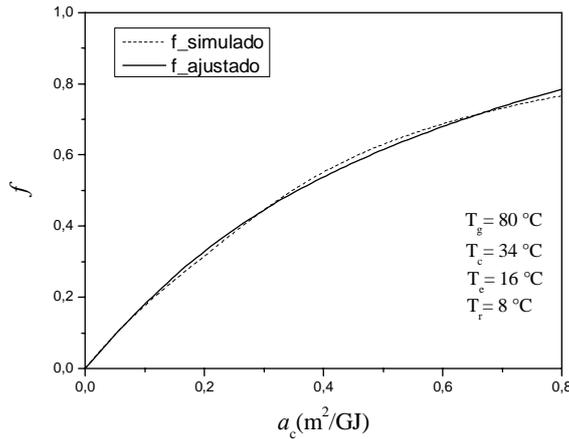


Figura 6.4 – Fração solar para $T_e = 16$ °C. (Caso A)

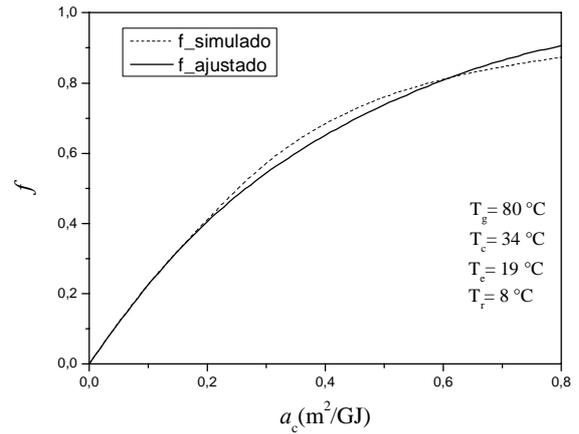


Figura 6.5 – Fração solar para $T_e = 19$ °C. (Caso B)

Observa-se que as curvas de f para o caso de $T_e = 16$ °C ($erro_{abs} = 0,001028$) apresentam um melhor ajuste que as curvas do caso em que $T_e = 19$ °C ($erro_{abs} = 0,005617$). Estas curvas foram obtidas utilizando o ajuste mostrado em Colle, Vidal e Pereira (2004a,b) considerando como critério de ajuste a minimização da função de erro expressa na seguinte forma:

$$erro_{abs} = \sum_{A_j} (f_j - \bar{f}_{\phi_j})^2 \tag{6.24}$$

na qual f_j e \bar{f}_{ϕ_j} referem-se a área A_j .

Dos gráficos das Figuras 6.4 e 6.5 pode-se concluir que o método $f-\bar{\phi}$ chart para um sistema de refrigeração solar de ejetor ajustado se apresenta como uma boa alternativa para o cálculo da fração solar anual do sistema. Porém, quando utilizado para o cálculo da obtenção da área crítica do sistema os resultados podem ser limitados. Embora o ajuste das curvas da

fração solar resulte satisfatório, a derivada $\partial f / \partial a_c$ que está envolvida na condição de LCS crítico não apresenta o mesmo nível de ajuste. O comportamento do LCS crítico do sistema respectivo a cada um dos casos anteriormente citados é mostrado nas Figuras 6.6 e 6.7. A diferença de área crítica de coletor decorrente da diferença entre as derivadas parciais calculadas com as frações solares de um e outro método pode ser observada na Figura 6.6. Para o caso mostrado na Figura 6.7, no qual $T_e = 19\text{ }^\circ\text{C}$, este efeito resulta ainda maior.

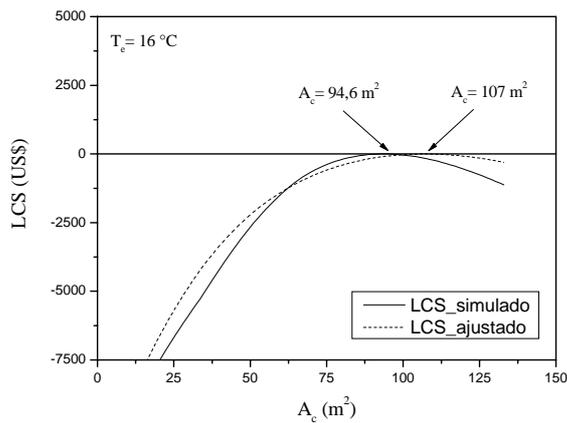


Fig. 6.6 – LCS para $T_e = 16\text{ }^\circ\text{C}$.
(Caso A)

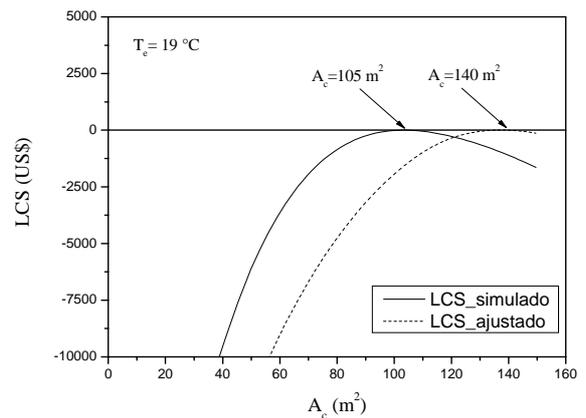


Fig. 6.7 – LCS para $T_e = 19\text{ }^\circ\text{C}$.
(Caso B)

Foi testado também o ajuste das curvas da fração solar considerando o erro relativo, resultando um $\text{erro}_{\text{rel}} = 0,003180$ (maior que o erro absoluto) para o caso de $T_e = 16\text{ }^\circ\text{C}$ e resultando numa área crítica $A_c = 111\text{ m}^2$.

Em decorrência das discrepâncias observadas, optou-se por utilizar o modelo de simulação na base horária desenvolvido no TRNSYS para otimizar o sistema.

6.4.2. Parâmetros econômicos utilizados

A função objetivo proposta no presente trabalho é analisada considerando um ciclo de vida de 20 anos, que é a vida útil usualmente adotada para sistemas de refrigeração solar. Os custos envolvidos neste funcional foram considerados em dólar-americano (US\$) e são apresentados a seguir. Detalhes são apresentados no Apêndice F.

$C_{EI} = 0,1008$ (US\$/kWh) custo de energia elétrica para mover o ciclo de compressão mecânica convencional.

C_{FI}	= 0,0288 (US\$/kWh)	custo de energia auxiliar (gás natural) no primeiro ano de análise econômica.
C_A	= 100 (US\$/m ²)	custo de coletor por unidade de área.
C_M	= 1200 (US\$)	custo de capital do sistema de refrigeração por compressão eletro-mecânica do segundo estágio.
C_E	= 4000 (US\$)	custo de instalação e outros custos menores do sistema coletor.
C_{EL}	= 2000 (US\$)	custo de capital do sistema de refrigeração por compressão eletro-mecânica com a mesma capacidade de refrigeração.
C_{ej}	= 3500 (US\$)	custo de capital do sistema de refrigeração com ejetor (ciclo ejetor).

6.4.3. Resultados da solução ótima

Como já foi citado, a implementação de uma rotina de busca do ótimo baseada em algum dos métodos descritos em Fritzsche (1978) e Borges (2000) não é parte dos objetivos da presente análise econômica. Portanto, optou-se por utilizar o método de substituição sucessiva na busca do ótimo do sistema de condicionamento de ar solar com ejetor em duplo estágio. O funcional proposto na equação (6.11) quando diferenciado com relação às variáveis escolhidas para a otimização A_c e T_e geram expressões que contêm derivadas parciais, como mostrado nas equações (6.16) e (6.21). A dificuldade que representa a obtenção destas derivadas de forma analítica faz com que estas sejam determinadas através de algum método numérico. No presente trabalho é utilizado o método numérico da derivada central para o cálculo das derivadas parciais e que é implementado na rotina de otimização programada no EES. Este método numérico foi utilizado também no processo de otimização apresentado em Borges (2000) e mostrou-se mais preciso do que uma derivada *forward* ou *backward*.

Após o processo de busca por substituição sucessiva através de múltiplas simulações feitas com TRNSYS, é gerada a Figura 6.8 que representa a solução da equação (6.16) em termos de a_c , para valores dados de T_e , e da solução da equação (6.21) em termos de T_e , para

valores dados de a_c . Na Figura 6.8 os valores numéricos correspondentes ao ponto de ótimo são $T_e = 19\text{ °C}$ e $a_c = 0,6312$ (que corresponde a uma área de placa coletora de 105 m^2).

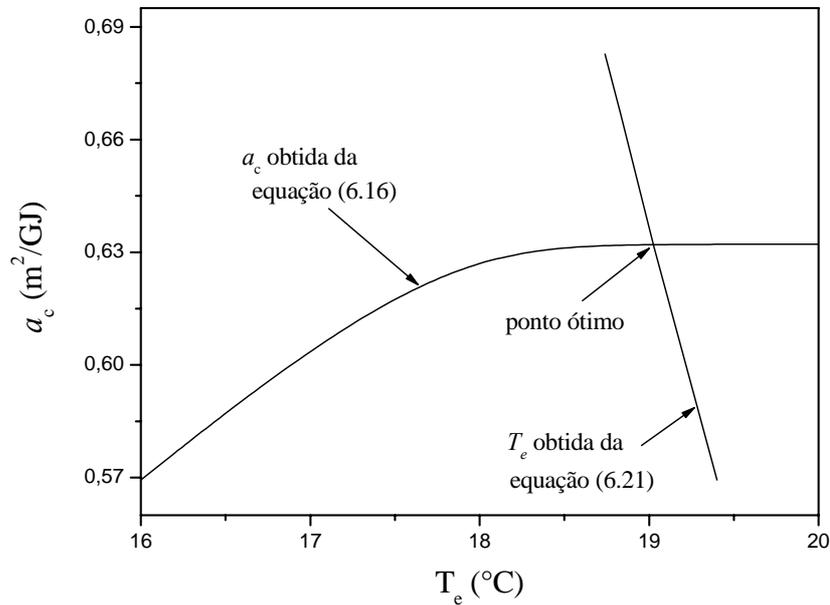


Figura 6.8 - Solução ótima do sistema.

O valor da temperatura ótima T_e obtida nesta análise fica próxima da faixa de temperaturas de *intercooler* recomendadas em Sun (1997). Este autor estabelece que temperaturas de *intercooler* entre 10 e 15 °C menores que a temperatura do condensador podem chegar a ser economicamente justificáveis.

A seguir são apresentados nas Figuras 6.9 e 6.10, os valores correspondentes à fração solar para Florianópolis no ponto de ótimo com um valor de 82%.

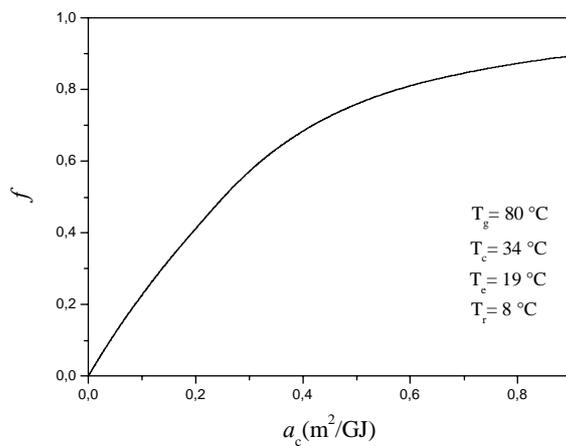


Figura 6.9 – Fração solar com relação a a_c .

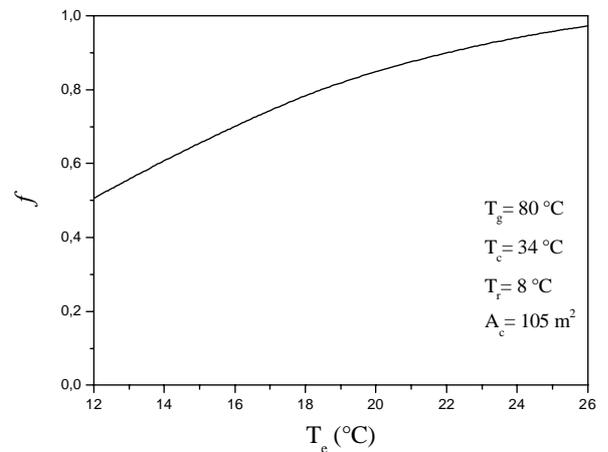


Figura 6.10 – Fração solar com relação a T_e .

Na Figura 6.11 ilustra-se a solução da equação (6.16) para o caso de estudo proposto, na qual pode ser confirmada a condição de a_c ótima, correspondente a um valor de $COP = 0,89$ do sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio, para $T_e = 19\text{ °C}$.

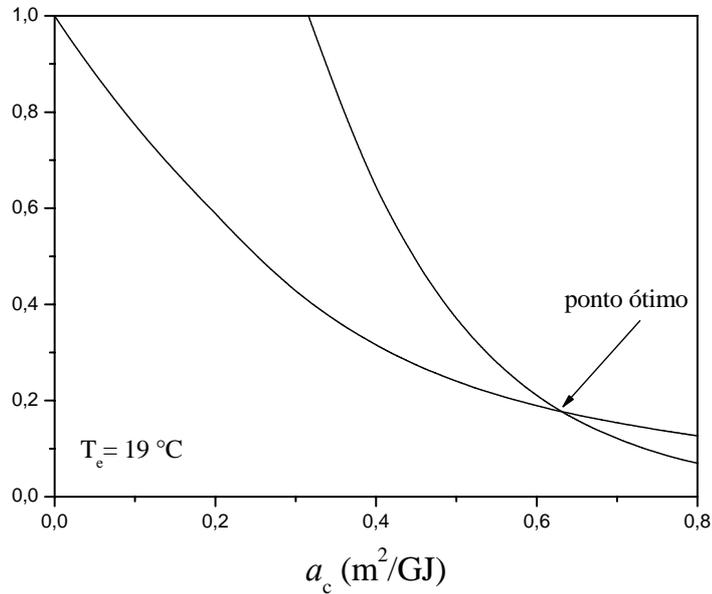


Figura 6.11 - Solução ótima de a_c para uma T_e ótima.

O valor de a_c ótima mostrado na figura anterior corresponde a uma área de 105 m^2 de coletor solar e sua condição de área ótima pode ser verificada através da Figura 6.12, a qual mostra a curva de LCS crítico.

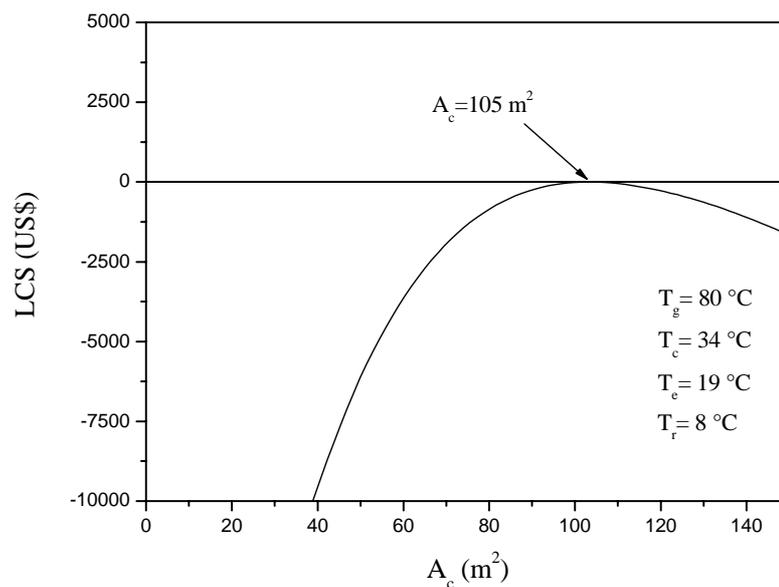


Figura 6.12 - Curva de LCS crítico.

Na Figura 6.13, é ilustrada a forma da função ψ representada pela equação (6.20) para diferentes valores de temperatura de *intercooler* T_e . Também pode ser observado que no ponto em que $T_e = 19$ °C (temperatura correspondente ao ponto de ótimo) a função ψ atinge seu valor mínimo, confirmando o valor máximo da função LCS conforme mostrado na equação (6.19).

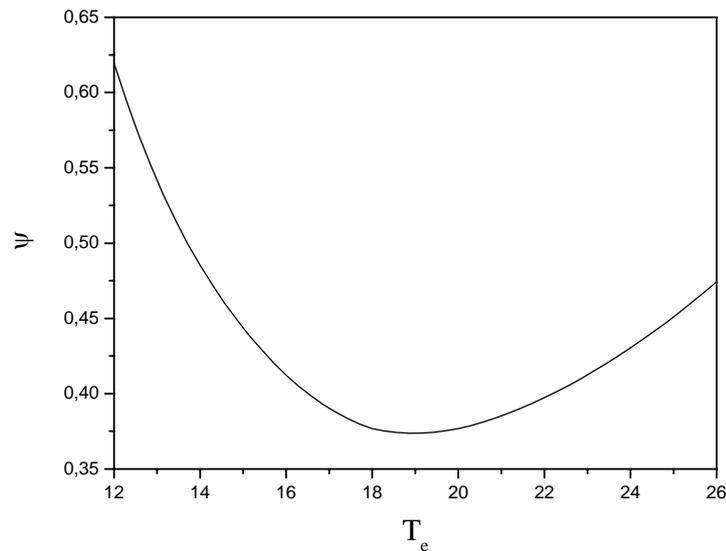


Figura 6.13 - Curva da função ψ para diferentes T_e .

A verificação da condição de derivada nula da função ψ no ponto de ótimo representada pela equação (6.22) é confirmada através da Figura 6.14.

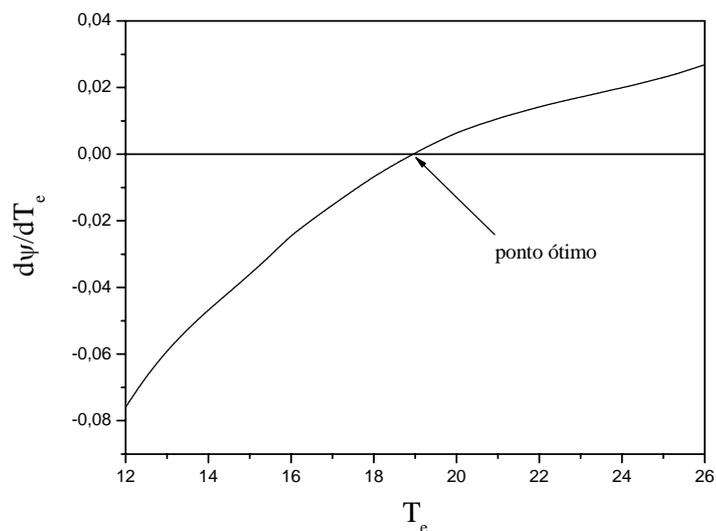


Figura 6.14 - Curva da derivada parcial $\partial\psi/\partial T_e$.

A Figura 6.15 mostra curvas de $LCS = 0$ para o caso do sistema de condicionamento de ar solar com ejetor em duplo estágio operando em condições de ótimo, e o caso de um sistema de absorção brometo de lítio-água com a mesma demanda de refrigeração. Estas curvas são apresentadas como função dos parâmetros econômicos α_E e α_F , correspondentes às equações (6.13) e (6.14) respectivamente. Deve ser lembrado que pontos à direita e abaixo das curvas de LCS correspondem a casos que são economicamente atrativos. Na Figura 6.15 pode-se observar que para um determinado valor de α_F corresponde um valor de $(\alpha_E)_{duplo}$ representado pelo ponto A e um valor de $(\alpha_E)_{abs}$ representado pelo ponto B, sendo $(\alpha_E)_{abs} > (\alpha_E)_{duplo}$. Isto quer dizer que pelo fato de o COP do sistema de absorção ser menor que o COP do sistema com ejetor em duplo estágio, o sistema de absorção teria que considerar um valor de custo elétrico maior para alcançar um cenário econômico favorável. Para o caso particular em que o valor de $\alpha_F = 0,75$, o sistema de absorção deveria considerar um custo elétrico 25 % maior que o custo elétrico do sistema de duplo estágio de ejetor para satisfazer a condição crítica de $LCS = 0$. Assim, o sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio apresenta-se mais vantajoso que o sistema de absorção para a mesma carga de condicionamento de ar.

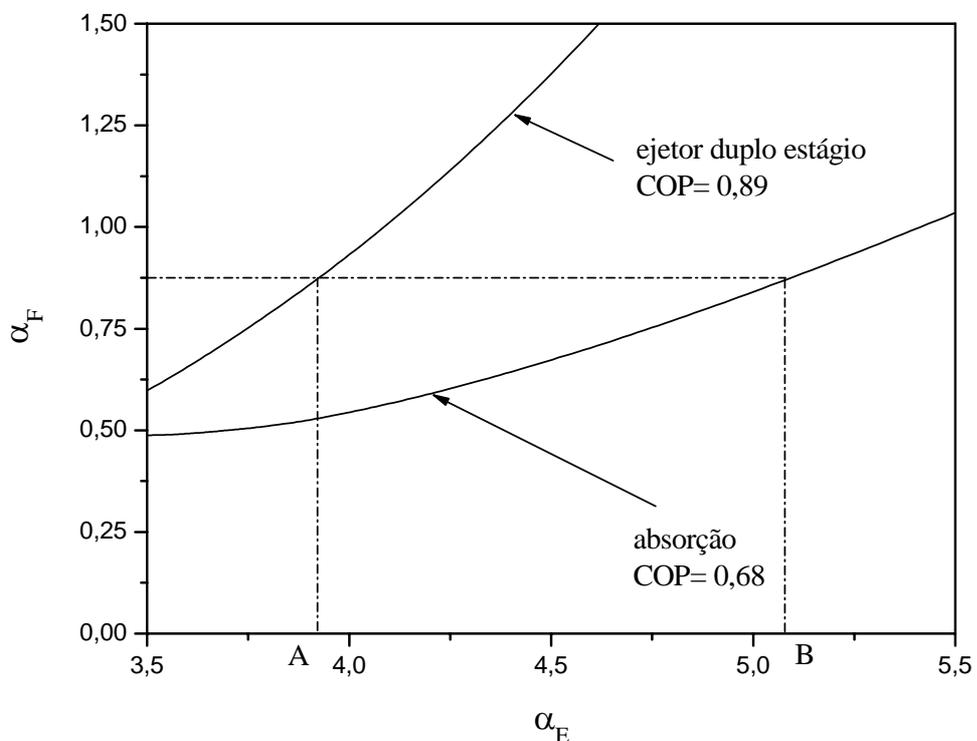


Figura 6.15 - Curvas de $LCS = 0$ para um sistema de absorção e um sistema com ejetor em duplo estágio.

6.4.4. Análise de sensibilidade

Com o objetivo de analisar os efeitos das variações de alguns dos parâmetros de custos mais relevantes sobre o ganho na vida útil do sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio, é realizada uma análise de sensibilidade. Foram escolhidos para esta análise o custo da energia elétrica, C_{EI} , e o custo do combustível auxiliar do sistema (gás natural), C_{FI} .

A contínua diminuição das reservas de combustíveis fósseis ou eventuais situações de desabastecimento faz com que no mundo a tendência do custo da energia elétrica seja continuar em aumento.

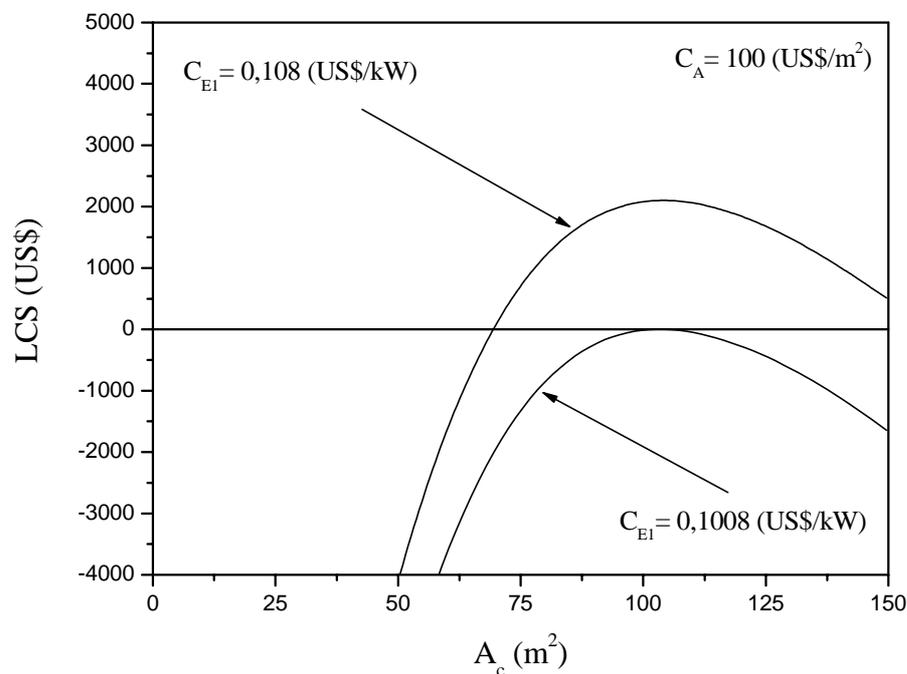


Figura 6.16 - Sensibilidade com relação a C_{EI} para custo de coletor fixo.

A Figura 6.16 mostra o efeito do preço da energia elétrica sobre o LCS do sistema para um valor fixo do custo de coletor solar igual a 100 (US\$/ m^2). Pode-se observar que o aumento na tarifa de energia elétrica resulta num ganho financeiro para o sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio, traduzido pelo acréscimo de LCS para uma área ótima determinada.

Por outro lado, o aumento da oferta de gás natural no mercado energético brasileiro traz novas perspectivas de expansão para os sistemas que utilizam energia auxiliar para seu funcionamento, como é o caso dos sistemas de refrigeração assistidos por energia solar.

Na Figura 6.17 observa-se o efeito da diminuição no preço do gás natural sobre o LCS do sistema para um valor fixo do custo de energia elétrica igual a 0,1008 (US\$/kW).

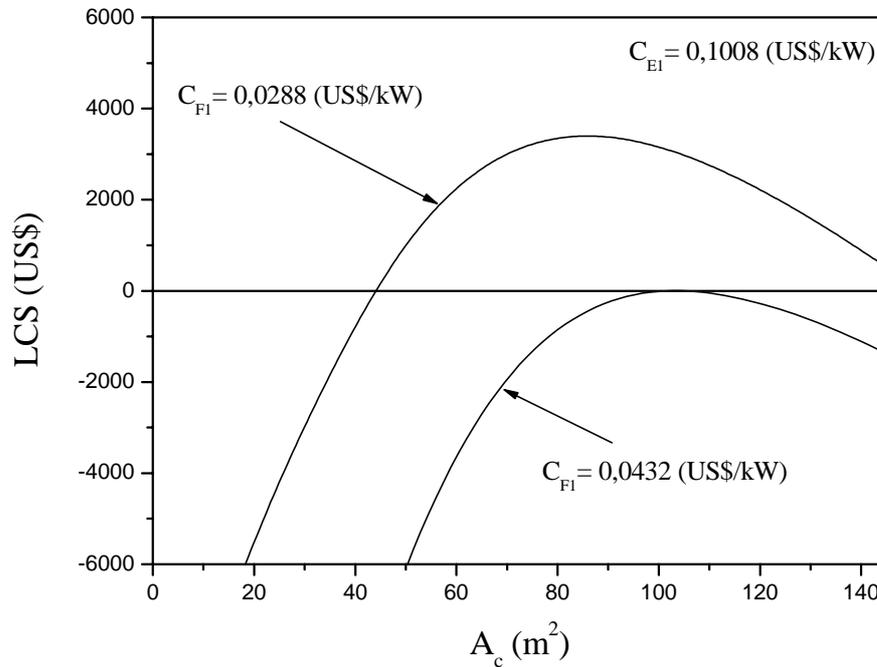


Figura 6.17 - Sensibilidade com relação a C_{FI} para custo elétrico fixo.

O preço de 0,0288 US\$/kW (0,9422 R\$/ m^3) corresponde à tarifa de gás natural praticada em novembro do ano 2004. Esta tarifa resulta num ganho financeiro traduzido pelo incremento no LCS do sistema e que corresponde a 3500 US\$ para uma área de coletor de 83 m^2 .

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1. Conclusões

O principal objetivo neste trabalho foi analisar economicamente sistemas de refrigeração com ejetor assistidos por energia solar e gás natural, através de um modelo computacional que permitisse simular o sistema na base horária. Este objetivo foi alcançado satisfatoriamente, pois com o modelo não somente foi possível dimensionar alguns parâmetros de projeto como também proporcionar a possibilidade de otimizá-los, resultando no maior benefício econômico para o sistema.

O desenvolvimento do modelo computacional foi realizado conjugando os ambientes EES e TRNSYS. Esta conjugação permitiu implementar o ciclo de refrigeração com ejetor no EES e incorporá-lo como um componente TRNSYS para simular o sistema de refrigeração solar na base horária.

Na modelação do ciclo de refrigeração com ejetor, foi empregado um modelo para o trocador de calor gerador do ciclo considerando mudança de fase, ao invés de se limitar a admitir algumas das hipóteses simplificadoras encontradas na literatura.

Com o modelo computacional TRNSYS de simulação horária de um sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural, foi possível realizar um estudo paramétrico que permitiu conhecer os efeitos das principais variáveis de projeto sobre o dimensionamento e o desempenho do sistema. A influência da área, inclinação e tipo de coletor solar, volume do reservatório térmico e taxa de fluxo de água quente sobre o ganho de calor útil, consumo de energia auxiliar (gás natural) e fração solar foram analisadas através deste modelo. Os resultados obtidos através das simulações levaram às seguintes conclusões:

- O consumo de energia auxiliar diminui de forma importante quando a área de coletor solar aumenta de 20 para 80 m², observando-se também que este efeito se mostra amplificado quando é utilizado um coletor de melhor qualidade térmica.
- O tamanho do reservatório térmico influencia levemente o ganho de calor útil do sistema e tem um efeito maior sobre o consumo de calor auxiliar, revelando um valor mínimo para um volume de reservatório térmico de 4 m³.
- As simulações mostraram que o ganho de calor solar útil não é muito sensível às variações no ângulo de inclinação do coletor solar.

- Com relação ao comportamento do consumo de energia auxiliar com a razão de fluxos de massa $r_f = (\dot{\omega}_s / \dot{\omega}_{ej,p})$, observou-se que um pequeno aumento de r_f , que representa também um aumento no fluxo de água quente do circuito solar, faz diminuir rapidamente o consumo de energia auxiliar.

O sistema de refrigeração solar com ejetor de simples estágio de 10,5 kW de capacidade resultou em 80 m² de coletor de placa plana inclinados 22° da horizontal, um reservatório térmico de 4 m³ e uma razão de fluxo de massa igual a 8, obtendo-se uma fração solar do sistema igual a 42% usando o coletor de placa plana tipo I. O valor moderado de fração solar anual obtido nesta simulação motivou a consideração da simulação de um sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio como uma alternativa de melhorar o desempenho do sistema de simples estágio, para a mesma capacidade de refrigeração.

No Capítulo 5, a vantagem do ciclo combinado ejetor-compressão mecânica foi comprovada através dos resultados obtidos com a modelação computacional desenvolvida para o sistema. Esta simulação ainda proporciona a possibilidade de explorar o desempenho do sistema caso alternativas diferentes às examinadas neste trabalho precisem ser avaliadas quanto a:

- fluidos refrigerantes diferentes, tanto para o ciclo ejetor quanto para o ciclo mecânico e
- climas diferentes, sobretudo em cidades brasileiras do nordeste do país.

No Capítulo 6 desta tese foi realizada a otimização termo-econômica de um sistema de refrigeração com ejetor em duplo estágio. No processo de obtenção da fração solar do sistema, constatou-se a validade aceitável e limitada do método $f-\bar{\phi}$ chart ajustado para um sistema de refrigeração solar com ejetor, utilizando-se finalmente os resultados obtidos na simulação horária realizada com TRNSYS para a determinação desta fração. A otimização econômica foi realizada com relação à área específica de coletor solar, a_c , e à temperatura do *intercooler*, T_e , procurando encontrar qual é a melhor combinação entre estas duas variáveis que resulte no cenário econômico em que o sistema solar possa competir com o sistema convencional para a cidade de Florianópolis. Os resultados obtidos após o processo de otimização foram uma área de 105 m² de coletor solar de placa plana, para uma temperatura de *intercooler* de 19 °C. Esta combinação resulta numa fração solar de 82% e um coeficiente de desempenho de 0,89 para o sistema de refrigeração solar em duplo estágio.

Fazendo-se uma análise de sensibilidade do sistema, verificou-se que se fosse praticado um custo do gás natural de 0,0288 US\$/kW (0,9422 R\$/m³), o sistema teria um ganho econômico anual de 3500 US\$ e precisaria de 83 m² de área de coletor.

Com estes resultados e no cenário econômico proposto para Florianópolis, o sistema de refrigeração solar com ejetor em duplo estágio assistido por energia solar e gás natural apresenta-se como uma alternativa economicamente viável para demandas pequenas de condicionamento de ar. Cabe mencionar que a região onde localiza-se a cidade de Florianópolis, aparentemente, exibe uma das menores médias anuais de irradiação solar global incidente do país (Colle e Pereira, 1998), sendo este o cenário mais desfavorável para a análise apresentada neste trabalho.

7.2. Recomendações

No presente trabalho, a modelação do ciclo de refrigeração com ejetor foi realizada considerando os principais parâmetros de operação do ciclo, T_g , T_c e T_e constantes. Porém, devido à natureza dinâmica da fonte de energia solar, às condições de clima locais ou às variações no perfil de carga de condicionamento de ar, as temperaturas mencionadas sofrem variações hora a hora. Portanto, recomenda-se em trabalhos futuros levar em conta a variação destas temperaturas, bem como considerar um sistema de controle que permita garantir o funcionamento do ciclo de refrigeração com ejetor operando fora das condições nominais de projeto. Recomenda-se adicionalmente, considerar um perfil de demanda de condicionamento de ar variável calculado com alguns dos componentes disponíveis no TRNSYS.

A simulação do sistema de refrigeração solar utilizando o acoplamento EES-TRNSYS apresenta-se como uma boa alternativa para modelar este tipo de sistemas de refrigeração solar. Porém, o tempo de trabalho computacional resulta excessivo quando comparado ao tempo que utilizaria uma simulação do sistema de refrigeração solar feita integralmente no ambiente TRNSYS. Devido a isto, recomenda-se o desenvolvimento de um componente TRNSYS programado em FORTRAN que modele o ciclo de refrigeração com ejetor.

Finalmente, recomenda-se que em trabalhos futuros o modelo computacional proposto nesta tese seja confrontado com um protótipo experimental de um sistema de refrigeração solar com ejetor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABREU, S.; COLLE, S.; ALMEIDA, A.; MANTELLI, S. Qualificação e recuperação de dados de radiação solar medidos em superfície em Florianópolis-SC. ENCIT 2000, **8th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences**, Porto Alegre, 3 a 6 de outubro, 2000.

AL-KHALIDY, N. An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 21, No. 8, pp. 617-625, 1998.

ALIZADEH, S. Multi-pressure Absorption cycles in solar refrigeration: a technical and economical study. **Solar Energy**, Vol. 69, No. 1, pp. 37-44, 2000.

APHORNRATANA, S. **Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator**. 1994. Ph.D. Thesis, Department of Mechanical and Process Engineering, University of Sheffield, UK, 1994.

ARBEL, A.; SOKOLOV, M. Revisiting solar-powered ejector air conditioner-the greener the better. **Solar Energy**, Vol. 77, No. 1, 57-66, 2004.

BORGES, T.P.F. **Síntese otimizada de sistemas de aquecimento solar de água**. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2000.

BRANDEMUEHL, M. J.; BECKMAN, W. A. Economic evaluation and optimization of solar heating systems. **Solar Energy**, Vol. 23, pp. 1, 1979.

CHUNNANOND K.; APHORNRATANA S. An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. **Applied Thermal Engineering**, Vol. 24, Nos. 2-3, pp. 311-322, 2004.

CIZUNGU, K.; MANI, A.; GROLL, M. Performance comparison of vapor jet refrigeration system with environment friendly working fluids. **Applied Thermal Engineering**, Vol. 21, pp. 585-598, 2001.

COLLE, S.; PEREIRA, E. B. **Atlas de Irradiação Solar do Brasil**. Laboratório de Energia Solar – LABSOLAR/EMC/UFSC, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais – INPE e Instituto Nacional de Meteorologia – INMET, Brasília – DF, Outubro 1998.

COLLE, S.; VIDAL, H. Upper bounds for thermally driven cooling cycles optimization derived from the $f - \bar{\phi}$ chart method. In **Proceedings of the ISES - International Solar Energy Society 2001 Solar World Congress**, Adelaide, Austrália, 2001.

COLLE, S.; VIDAL, H. Upper bounds for thermally driven cooling cycles optimization derived from the $f - \bar{\phi}$ chart method. **Solar Energy**, Vol. 76, No. 1-3, pp. 125-133, 2004.

COLLE, S.; VIDAL, H.; GERBASI, A. Thermoeconomic evaluation and optimization of solar assisted thermally driven cooling cycles with irreversibility constraint. **Proceedings of the ISES - International Solar Energy Society 2003 Solar World Congress**, Göteborg, Suécia, 2003.

COLLE, S., VIDAL, H.; PEREIRA, G. Limites de validade do método de projeto $f - \bar{\phi}$ chart para ciclos de refrigeração de ejetor assistidos por energia solar. In: CIES 2004, Setembro, Vigo, Espanha. **Anais do VII Congresso Ibero-americano de Energia Solar (CIES)**, 2004a.

COLLE, S.; VIDAL, H.; PEREIRA, G. **Sistemas de refrigeração híbridos solar-gás natural por ciclo ejetor**. Departamento de Engenharia Mecânica – UFSC, Florianópolis, Brasil, 2004b. Relatório Técnico, Projeto CTPETRO No. 6504153016.

DORANTES, R.; LALLEMAND, A. Prediction of performance of a jet cooling system operating with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 18, No. 1, pp. 21-30, 1995.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W. A. **Solar engineering of thermal processes**. 2nd Ed., New York, John Wiley & Sons, 1991.

EAMES, I. W.; APHORNRATANA S.; HAIDER, H. A theoretical and experimental study of a small scale steam jet refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 18, No. 6, pp. 378-386, 1995.

FLORIDES, G. A.; KALOGIROU, S. A.; TASSOU, S. A.; WROBEL, L. C. Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus. **Solar Energy**, Vol. 72, pp. 43-51, 2002.

FLÜGEL, G. Berechnung von Strahlapparaten. **VDI Forschungsheft 395**, *Suppl. to* Forshung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, Ausgabe B, 10, pp 1-21, Verlag-Berlin, 1939.

FRITZSCHE, H. **Programação não linear: análise e métodos**. São Paulo: Edgard Blücher: Ed. Da Universidade de São Paulo, 168p , 1978.

GHADDAR, N. K.; SHIHAB, M.; BDEIR F. Modeling and simulation of solar absorption system performance in Beirut. **Renewable Energy**, Vol. 10, No. 4, pp. 539-558, 1996.

GOODHEART, K. A. **Low Firing Temperature Absorption Chiller System**. 2000. Master Thesis, SEL – Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, USA, 2000.

GOPU, S. **Simulation of a solar absorption cooling system for hot climate**. 2002. Master Thesis, European Solar Engineering School, Dalarna, 2002.

HERNÁNDEZ, J. I.; DORANTES, R. J.; BEST, R.; ESTRADA, C. A. The behaviour of a hybrid compressor and ejector refrigeration system with refrigerants 134a and 142b. **Applied Thermal Engineering**, Vol. 24, No 13, pp. 1765-1783, 2004.

HUANG, B. J.; JIANG, C. B.; HU, F. L. Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. **J. Eng. Gas Turb. Power**, Transaction of the ASME, Vol. 107, pp. 792-802, 1985.

HUANG, B. J.; CHANG, J. M.; PETRENKO, V. A.; ZHUK, K. B. Solar ejector cooling system using refrigerant R141b. **Solar Energy**, Vol. 64, Nos. 4-6, pp. 223-226, 1998.

HUANG, B. J.; CHANG, J. M.; WANG, C. P.; PETRENKO, V. A. A 1-D analysis of ejector performance. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 22, pp. 354-364, 1999.

HUANG, B. J.; CHANG, J. M. Empirical correlation for ejector design. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 22, pp. 379-388, 1999.

HUANG, B. J.; PETRENKO, V. A.; CHANG, J. M.; LIN, C. P.; HU, S. S. A combined-cycle refrigeration system using ejector-cooling cycle as the bottom cycle. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 24, pp. 391-399, 2001a.

HUANG, B. J.; PETRENKO, V. A.; SAMOFATOV, I. YA.; SHCHETININA, N. A. Collector selection for solar ejector cooling system, **Solar Energy**, Vol. 71, No. 4, pp. 269-274, 2001b.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, Solar Heating and Cooling Programme, (2003). **Task 25: Solar assisted air conditioning of building**. Disponível em <<http://www.iea-shc-task25.org/english/hps1/index.html>>. Acesso em: setembro 2003.

JOUDI, K. A.; ABDUL-GHAFOUR, J. Q. Development of design charts for solar cooling systems. Part I: Computer simulation for a solar cooling system and development of solar cooling design charts. **Energy Conversion & Management**, Vol. 44, pp. 313-339, 2003.

KEENAN, J. H.; NEUMANN, E.P.; LUSTWERK, F. An investigation of ejector design by analysis and experiment. **ASME Journal of Applied Mechanics**, pp. 299-309, 1950.

KLEIN, S. A.; ALVARADO, F. L. **EES-Engineering Equation Solver**. F-Chart Software, Middleton, Wisconsin, 2001.

KLEIN, S. A.; BECKMAN, W. A. A general design method for closed-loop solar energy systems. **Solar Energy**, Vol. 22, pp. 269-282, 1979.

KLEIN, S. A., et al. **TRNSYS 15 - Reference Manual**. 15 ed. Madison; Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, 2000.

LU, L. T. **Etudes théorique et expérimentale de la production de froid par machine tritherme a ejecteur de fluide frigorigè**. 1986. Ph. D. Thesis, Laboratoire d' Energétique et d' Automatique, de l'INSA de Lyon, France, 1986.

LUCAS. IIR news. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 21, No. 2, pp. 88, 1998.

MUNDAY, J. T.; BAGSTER, D. F. A new ejector theory applied to steam jet refrigeration. **Ind. Eng. Chem., Process Des. Dev.**, Vol. 16, No. 4, pp. 442-449, 1977.

PETRENKO, V. A.; BULAVIN, I. V.; SAMOFATOV, I. Y. Investigation of the methods increasing the efficiency of solar ejector cooling and refrigeration systems. **Proceedings of the ISES - International Solar Energy Society 1997 Solar World Congress**, Taejon, Korea, 1997.

PRIDASAWAS, W.; LUNDQVIST, P. Technical options for a solar-driven cooling system. **Proceedings of the ISES - International Solar Energy Society 2003 Solar World Congress**, Göteborg, Suécia, 2003.

ROGDAKIS, E. D.; ALEXIS, G. K. Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning systems. **Applied Thermal Engineering**, Vol. 20, pp. 213-226, 2000.

SHCHETININA, N. A.; ZHADAN, S. Z.; PETRENKO, V. A. Comparison of the efficiency of various ways of heating the generator of a solar-ejector Freon refrigerant machine. **Geliotekhnika** , Vol. 23, No. 4, pp. 71-74, 1987.

SOKOLOV, M.; HERSHGAL, D. Enhanced ejector refrigeration system cycles powered by low grade heat. Part 1: Systems characterization. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 13, pp. 351-356, 1990a.

SOKOLOV, M.; HERSHGAL, D. Enhanced ejector refrigeration system cycles powered by low grade heat. Part 3: Experimental results. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 14, pp. 24-31, 1990b.

SOKOLOV, M.; HERSHGAL, D. Solar-powered compression-enhanced ejector air conditioner. **Solar Energy**, Vol. 51, No. 3, pp. 183-194, 1993a.

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, 1993b.

SUMATHY, K.; LI, Z. F. Simulation of a solar absorption air-conditioning system. **Energy Conversion & Management**, 42, pp. 313-327, 2001a.

SUMATHY, K.; LI, Z. F. Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank. **Solar Energy**, Vol. 71, No. 5, pp. 285-297, 2001b.

SUN, D. W.; EAMES, I. W. Recent developments in the design theories and applications of ejectors – A review. **Journal of the Institute of Energy**. Vol. 68, pp. 65-79, 1995.

SUN, D. W.; EAMES, I. W.; APHORNRATANA, S. Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle - I: Computer simulation. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 19, No. 3, pp. 172-180, 1996.

SUN, D. W. Solar powered combined ejector-vapor compression cycle for air conditioning and refrigeration. **Energy Conversion & Management**. Vol. 38, No. 5, pp. 479-491, 1997.

TIBA, C.; FRAIDENRAICH, N.; GROSSI, H.; LYRA, F. Solar energy resource assessment – Brazil. **Renewable Energy**, Vol. 27, pp. 383-400, 2002.

VIDAL, H. **Otimização termoeconômica de ciclos de refrigeração termo-movidos assistidos por energia solar utilizando o método $f-\bar{\phi}$ chart.** Dissertação (Mestrado) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2001.

WORSE, P. IIR news. **International Journal of Refrigeration**, Vol. 5, No. 5, pp. 259-320, 1982.

ZEREN, F.; HOLMES, R. E.; JENKINS, P. E. Design of Freon jet pump for use in a solar cooling system. **ASME**, No. 78 WA/SOL-15, 1979.

APÊNDICE A

SELEÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE PARA UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR

Propriedades termodinâmicas, químicas e da dinâmica de gases deveriam ser consideradas no processo de seleção de um fluido refrigerante para um determinado sistema de refrigeração com ejetor. O refrigerante deveria ter as seguintes características:

1. O refrigerante deveria ser quimicamente estável, disponível e inflamável.
2. Propriedades físicas e térmicas do refrigerante são importantes na determinação do desempenho do sistema, através da diminuição no consumo de potência por cada tonelada de refrigeração. Os seguintes parâmetros deveriam ser considerados:

- *Calor latente de evaporação*: Deveria ser tão grande quanto possível para minimizar os fluxos de massa. Isto reduz a entrada de potência no sistema.
- *Calor específico* : Deveria ser tão pequeno quanto possível na fase líquida para incrementar o grau de sub-resfriamento. Também, o calor específico da fase vapor deveria ser grande para reduzir a região de superaquecimento. A presença destas duas características num refrigerante só, levará a um incremento na eficiência dos trocadores de calor do ciclo.
- *Fator de compressibilidade* ($n=pv/mRT$) : É recomendável utilizar um refrigerante que tenha um fator de compressibilidade próximo de 1. Isto produz melhores resultados quando são utilizados modelos teóricos de ejetor que admitem a condição de gás ideal na sua formulação.
- *Peso molecular* : Deveria ser alto. Uma observação mostrou que a razão de fluxos $\zeta = \dot{\omega}_{ej,s} / \dot{\omega}_{ej,p}$ e o coeficiente de desempenho *COP* aumentam com o aumento do peso molecular.

APÊNDICE B

EQUAÇÕES GOVERNANTES DO MODELO EJETOR DE HUANG

Assumindo as hipóteses listadas na seção 3.1.2, são apresentadas as equações que governam o comportamento do fluido através do ejetor:

1. Fluxo primário através do bocal:

Para uma pressão de estagnação de entrada P_g e temperatura T_g , o fluxo de massa primário através do bocal mostrado na Figura B.1 é calculado na condição de choque (quer dizer que o fluxo é calculado na garganta do bocal, $M_t = 1$) e calculado pela seguinte equação da dinâmica de gases:

$$\dot{\omega}_{ej,p} = P_g A_t \sqrt{\frac{\gamma \eta_p}{RT_g} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (\text{B-1})$$

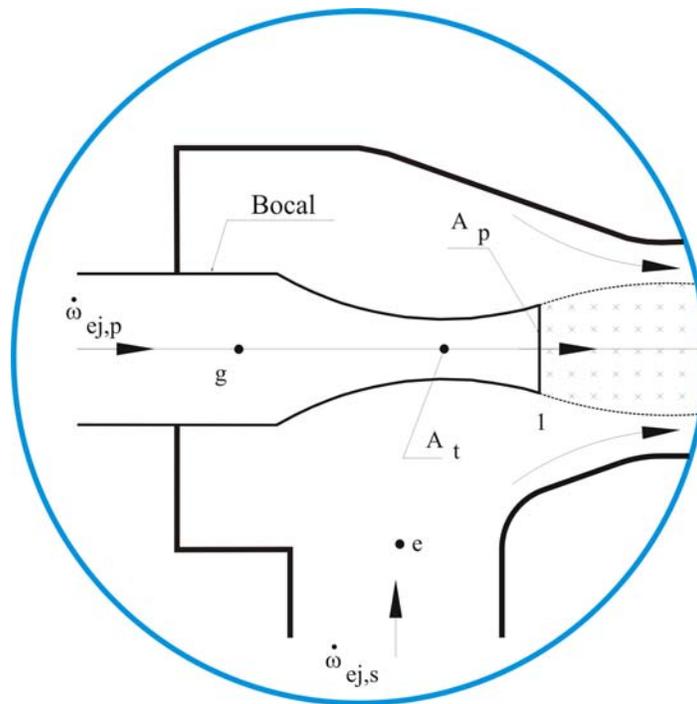


Figura B.1 – Seção de entrada do fluxo primário no ejetor.

na qual

A_t	área da garganta do bocal convergente-divergente
γ	razão entre os calores específicos do fluido, igual a c_p/c_v
η_p	eficiência isentrópica do fluxo compressível no bocal

R constante do gás,

As relações entre o número de *Mach* na saída do bocal M_{p1} e a área da secção transversal A_{p1} onde a pressão é P_{p1} são aproximadas por relações isentrópicas da dinâmica de gases. Estas expressões são:

$$\left(\frac{A_{p1}}{A_t}\right)^2 = \frac{1}{M_{p1}^2} \left[\frac{2}{\gamma + 1} \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}} \quad (\text{B-2})$$

$$\frac{P_g}{P_{p1}} = \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{2} M_{p1}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{B-3})$$

2. Núcleo do fluxo primário: (da secção 1-1 até y-y)

O número de *Mach* do fluxo primário na secção 1-1 e na secção y-y (Fig. B.2) está relacionado com as pressões através da seguinte relação isentrópica:

$$\frac{P_{py}}{P_{p1}} = \left(\frac{1 + ((\gamma - 1)/2) M_{p1}^2}{1 + ((\gamma - 1)/2) M_{py}^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{B-4})$$

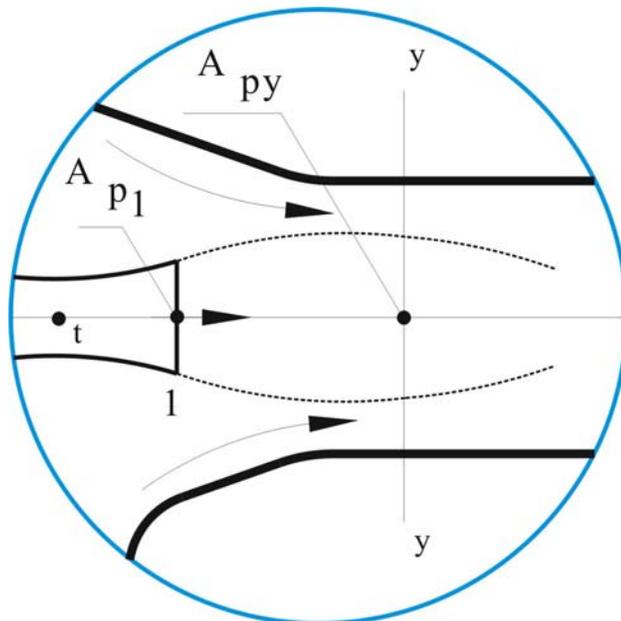


Figura B.2 – Secção 1-1 até y-y do ejetor.

Para o cálculo da área do núcleo do fluxo primário na secção $y-y$, é utilizada a relação isentrópica apresentada na equação (B-5), considerando um coeficiente arbitrário ϕ_p (determinado experimentalmente) para levar em conta as perdas de massa do fluxo primário desde a secção $l-l$ até $y-y$.

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \phi_p \frac{M_{p1}}{M_{py}} \left(\frac{1 + ((\gamma - 1)/2)M_{py}^2}{1 + ((\gamma - 1)/2)M_{p1}^2} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (\text{B-5})$$

A perda pode ser causa do efeito viscoso ou de deslizamento entre os fluxos primário e secundário e as fronteiras do ejetor. Estas perdas influenciam na redução da área de garganta A_{py} na secção $y-y$.

3. Fluxo secundário desde a entrada até a secção $y-y$

Observando a Figura B.3 e levando em consideração a hipótese de que as duas correntes começam a se misturar na secção $y-y$ a pressão uniforme, quer dizer, $P_{py} = P_{sy}$ antes do choque que acontece na secção transversal $s-s$, o fluxo secundário atinge a condição de choque na secção $y-y$, ou seja, $M_{sy} = 1$.

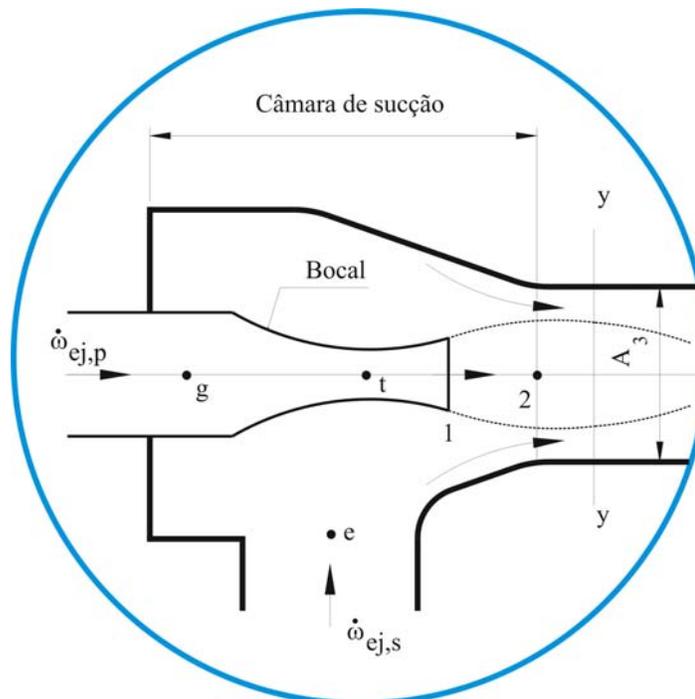


Figura B.3 – Secção de entrada do fluxo secundário no ejetor.

Para uma pressão de estagnação dada P_e , tem-se:

$$\frac{P_e}{P_{sy}} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{sy}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{B-6})$$

O fluxo de massa secundário através do bocal mostrado na Figura B.3, é calculado na condição de choque é calculado através da seguinte equação:

$$\dot{w}_{ej,s} = P_e A_{sy} \sqrt{\frac{\gamma \eta_s}{T_e R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}} \quad (\text{B-7})$$

na qual

- A_{sy} área do fluxo secundário no local de choque (secção y-y)
- η_s eficiência isentrópica do fluxo secundário

4. Área da secção transversal em y-y

A área da secção transversal geométrica na secção y-y é A_3 , que representa a soma das áreas do fluxo primário A_{py} e do fluxo secundário A_{sy} . Isto é,

$$A_{py} + A_{sy} = A_3 \quad (\text{B-8})$$

5. Temperatura e número de Mach na secção y-y

A temperatura e o número de Mach dos dois escoamentos na secção y-y estão relacionados através das seguintes expressões:

$$\frac{T_g}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{py}^2 \quad (\text{B-9})$$

$$\frac{T_e}{T_{sy}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{sy}^2 \quad (\text{B-10})$$

6. Fluxo misturado na secção *m-m* antes do choque

Como é observado na Figura B.4, duas correntes começam a se misturar a partir da secção *y-y*. Desta forma, um choque acontece com um aumento brusco de pressão na secção *s-s*.

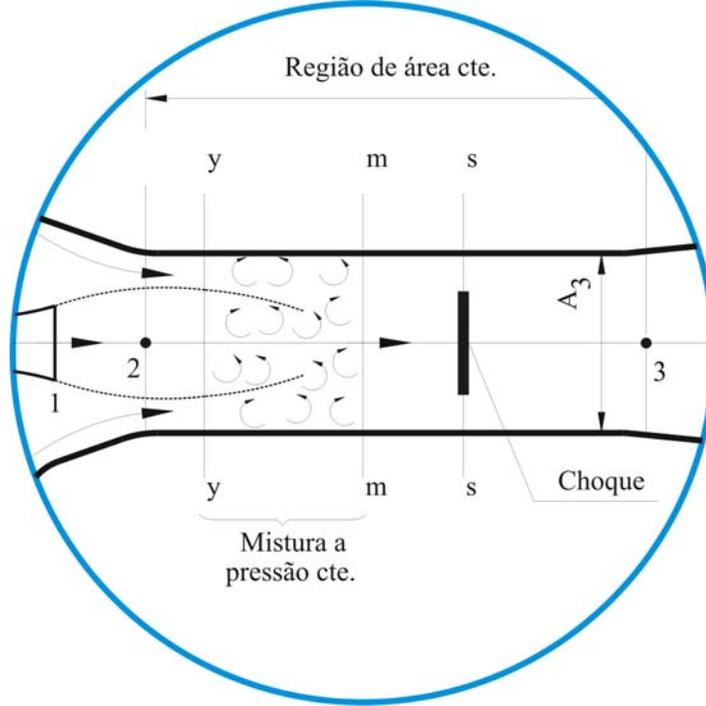


Figura B.4 – Secção *m-m* do ejetor.

Um balanço de quantidade de movimento linear é feito para obter a seguinte equação:

$$\phi_m (\dot{\omega}_{ej,p} V_{py} + \dot{\omega}_{ej,s} V_{sy}) = (\dot{\omega}_{ej,p} + \dot{\omega}_{ej,s}) V_m \quad (B-11)$$

na qual V_m é a velocidade do fluxo misturado e ϕ_m é um coeficiente utilizado para levar em conta as perdas de fricção (Eames, Aphornratana e Haider, 1995). Similarmente, uma relação de balanço de energia pode ser obtida como:

$$\dot{\omega}_{ej,p} \left(c_p T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + \dot{\omega}_{ej,s} \left(c_p T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \right) = (\dot{\omega}_{ej,p} + \dot{\omega}_{ej,s}) \left(c_p T_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \quad (B-12)$$

na qual, T_m é a temperatura de mistura, V_{py} e V_{sy} são as velocidades do gás do fluxo primário e secundário na secção $y-y$, dadas por :

$$V_{py} = M_{py} a_{py} \quad (\text{B-13})$$

com $a_{py} = \sqrt{\gamma R T_{py}}$

$$V_{sy} = M_{sy} a_{sy} \quad (\text{B-14})$$

com $a_{sy} = \sqrt{\gamma R T_{sy}}$. O número de *Mach* do fluxo misturado pode ser avaliado usando a seguinte relação:

$$M_m = \frac{V_m}{a_m} \quad (\text{B-15})$$

com $a_m = \sqrt{\gamma R T_m}$

7. Fluxo misturado através do choque desde a secção $m-m$ até a secção 3-3

Um choque sônico acontecerá na secção $s-s$ com um brusco aumento da pressão. Admitindo que a mistura do fluxo após o choque seguirá um processo isentrópico, a mistura do fluxo entre a secção $m-m$ e a secção 3-3 dentro da secção de área constante (Figura B.5) ocorre a uma pressão uniforme P_3 .

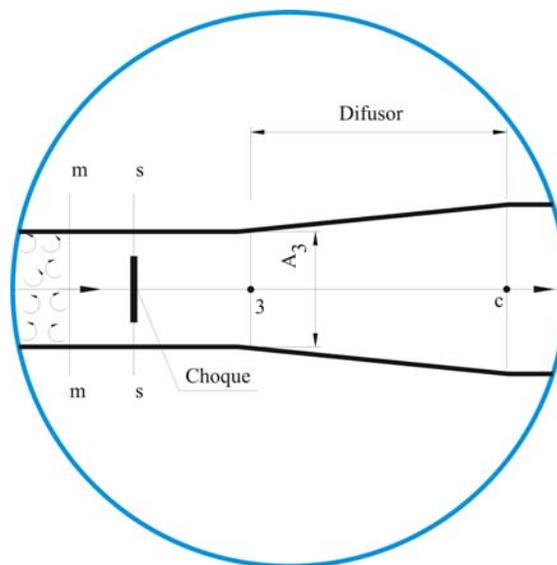


Figura B.5 – Secção $m-m$ até 3-3 do ejetor.

Assim, as seguintes expressões da dinâmica de gases podem ser utilizadas:

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (M_m^2 - 1) \quad (\text{B-16})$$

$$M_3^2 = \frac{1 + ((\gamma - 1)/2)M_m^2}{\gamma M_m^2 - ((\gamma - 1)/2)} \quad (\text{B-17})$$

8. Fluxo misturado através do difusor

A pressão de saída no difusor P_c é relacionada com a pressão na saída da secção de área constante P_3 e com o número de Mach, M_3 , através da Eq. (B-18) admitindo um processo isentrópico.

$$\frac{P_c}{P_3} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_3^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{B-18})$$

Para uma área de garganta de bocal A_t , ou diâmetro d_t e uma área de saída do bocal A_{pl} , ambas conhecidas, o desempenho de um ejetor fica caracterizado pelo par pressão e temperatura (T_g , P_g), pelo par (T_e , P_e) na entrada do fluxo secundário (porta de sucção), e pela pressão crítica P_c^* . Os valores dos dados utilizados na resolução das equações, são apresentados na Tabela B.1.

Tabela B.1 - Dados utilizados no modelo do ejetor.

Propriedades do R-141b
$R = 71,09$ (J/kg K); $\gamma = 1,05$; $c_p = 1493$ (J/kg K)
Geometria do ejetor
$d_t = 5,91$ (mm); $d_{pl} = 10,1$ (mm)
Coefficientes experimentais
$\phi_p = 0,88$; $\phi_m = 0,97$; $\eta_p = 0,95$; $\eta_s = 0,95$

Desta forma, existem cinco variáveis independentes necessárias para definir o desempenho do ejetor, a saber: T_g , P_g , T_e , P_e e P_c^* . O sistema de equações acima, é resolvido para encontrar a razão de fluxo de massa ζ e a área de secção transversal constante A_3 .

APÊNDICE C

OPÇÕES DE CONEXÃO ENTRE O COLETOR SOLAR E O GERADOR DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM EJETOR

Nos trabalhos de Chunnanond e Aphornratana (2003) e Sun e Eames (1995), é discutida uma das principais características do sistema de refrigeração solar com ejetor que é a conexão entre a placa coletora e o gerador do ciclo ejetor, a qual define a forma em que o calor absorvido nos coletores é fornecido ao gerador para movimentar o ciclo ejetor. A seguir, são apresentadas e explicadas três opções de conexão entre o coletor solar e o gerador. A Figura C.1 apresenta um método de aquecimento direto, onde a superfície do gerador é o próprio coletor solar e o calor é transmitido diretamente ao refrigerante, aquecendo-o e logo vaporizando-o.

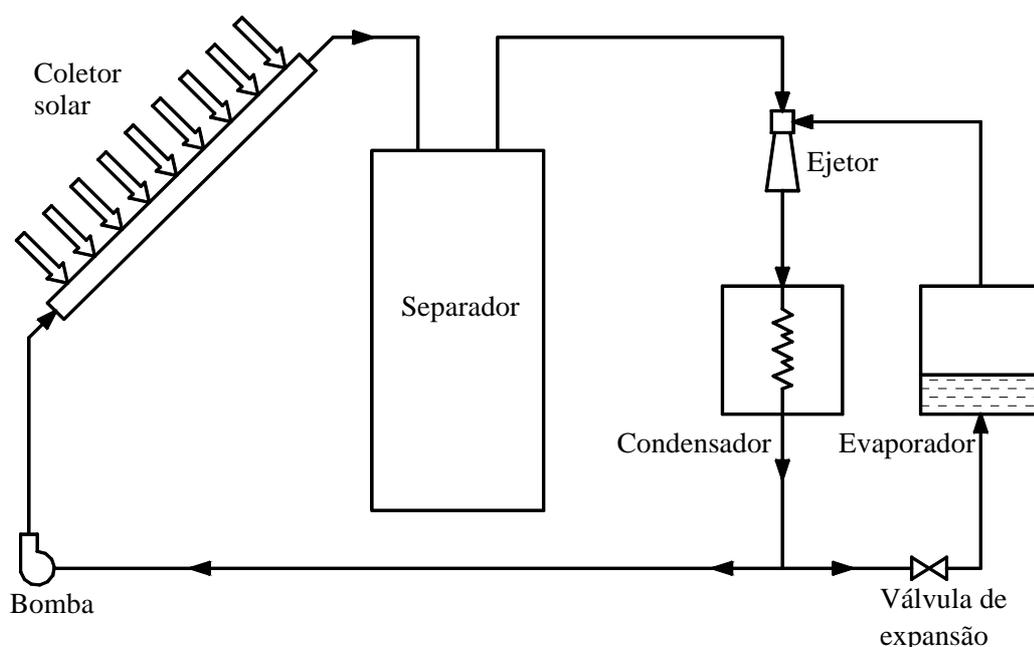


Figura C.1 – Método de aquecimento direto.

Este tipo de conexão requer de uma atenção especial devido ao fato que o refrigerante é forçado a circular através da placa absorvedora podendo ocorrer danos no coletor devido a perdas. Resultados de experiências realizadas em Petrenko, Bulavin e Samofatov (1997), mostraram que a eficiência da transmissão direta de calor ao refrigerante prevalece por sobre a do agente intermediário em 25-30% o qual permite a redução de área de coletor solar. Porém, a transmissão direta de calor apresenta algumas dificuldades devido à grande flutuação dos parâmetros do ciclo ejetor (T_g , T_e e Q_e), o qual pode ser explicado

devido à pequena inércia térmica perante mudanças na intensidade da radiação solar. Neste tipo de conexão, poderia ser considerada a presença de um “buffer tank” de um volume adequado, com a finalidade de estabilizar alguns parâmetros do ciclo ejetor como P_g e T_g .

A Figura C.2 apresenta uma outra configuração com o sistema solar separado do sistema de refrigeração operando num ciclo fechado. Neste caso o calor é transportado por um agente intermediário (usualmente água) e transferido ao refrigerante através de um trocador de calor que faz o papel de gerador do ciclo de refrigeração com ejetor. O fluido transportador de energia deveria ter uma alta temperatura de evaporação, baixa viscosidade e boas propriedades de transferência de calor. Recomenda-se utilizar água com um aditivo inibidor de corrosão como fluido de transferência para temperaturas de operação abaixo de 100 °C. Em Sokolov e Hershgal (1993b) foi investigado o uso de um sistema de refrigeração solar de ciclo fechado com água como fluido de transferência de calor e R-114 como fluido refrigerante.

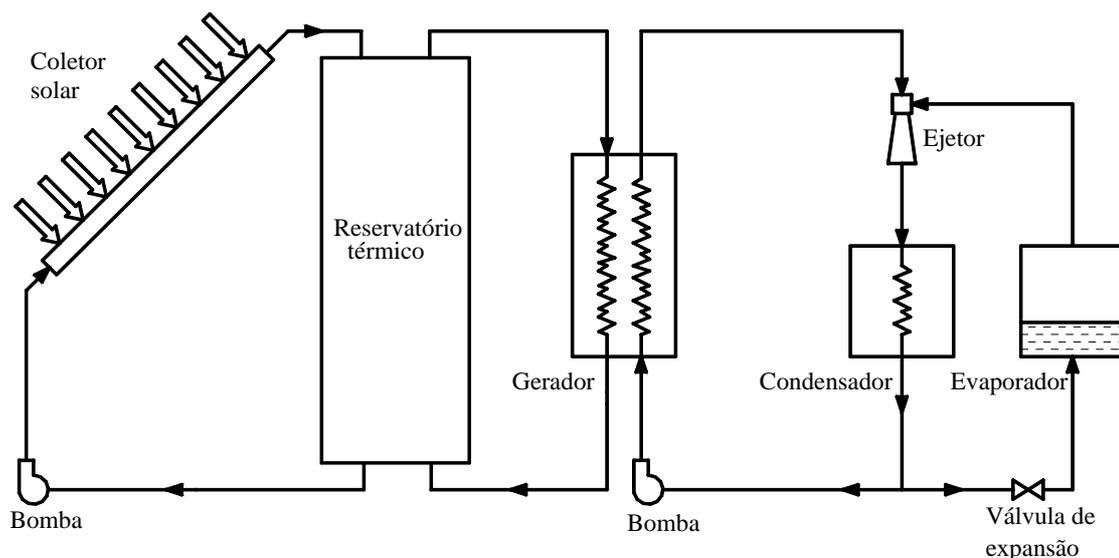


Figura C.2 – Método para obter um aquecimento médio em ciclo fechado.

Finalmente a Figura C.3, mostra uma conexão com aquecimento em ciclo aberto utilizada em Shchetinina, Zhadan e Petrenko (1987) e que mostrou um aumento na eficiência do sistema pela redução da temperatura média na superfície do coletor. Todavia, a utilização de água da rede de abastecimento local para resfriar o condensador no ciclo aberto poderia reduzir a temperatura de condensação e aumentar a eficiência do ciclo de refrigeração.

Em qualquer dos três métodos de conexão apresentados anteriormente, devido à incerteza do clima, deve-se considerar a presença de um sistema de aquecimento auxiliar na saída do coletor solar ou no reservatório térmico. Um aquecedor de passagem funcionando com gás natural ou óleo, permitirá garantir as condições necessárias para o fluxo de vapor primário do ciclo com ejetor, e uma temperatura do gerador estável.

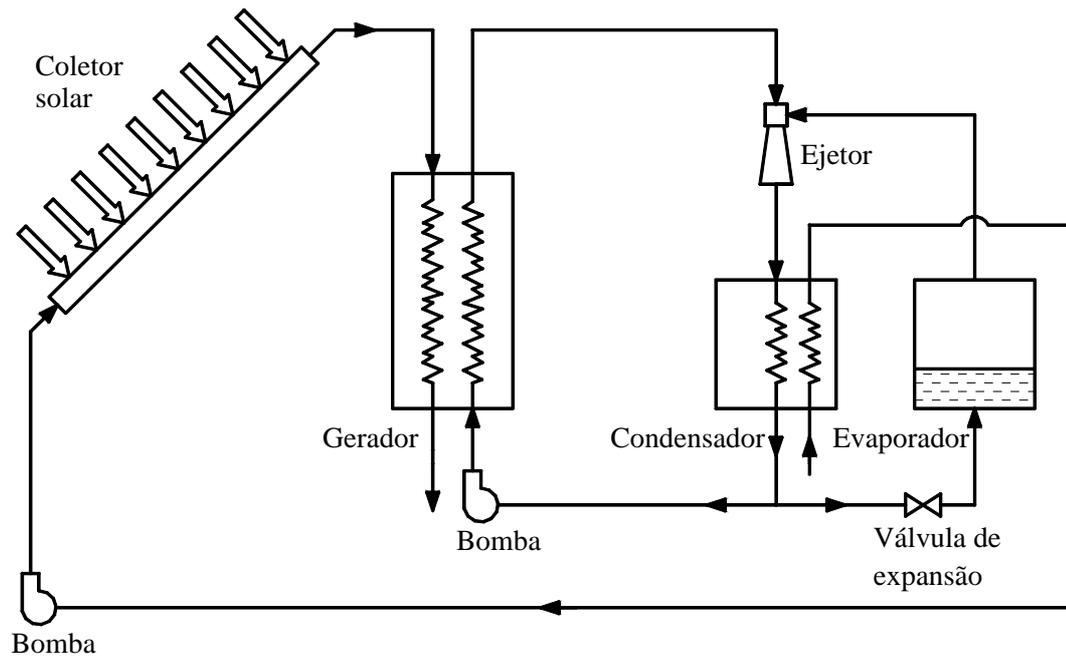


Figura C.3 – Método de aquecimento em ciclo aberto.

APÊNDICE D

DADOS CLIMÁTICOS E DE RADIAÇÃO SOLAR

As médias mensais apresentadas na Tabela D.1, foram calculadas utilizando a base de dados de um ano meteorológico típico (Typical Meteorological Year - TMY), coletados no Laboratório de Energia Solar da UFSC num período de 10 anos, (Abreu *et al.*, 2000).

TABELA D.1. Dados climáticos e de radiação solar para Florianópolis, SC, (BRASIL).

	\bar{H} [MJ/m ²]	\bar{T}_a [°C]
Jan.	19,26	25,3
Fev.	17,78	25,0
Mar.	16,81	24,2
Abr.	15,33	22,7
Mai.	12,78	19,2
Jun.	10,29	18,7
Jul.	10,26	18,5
Ago.	12,02	17,0
Set.	12,82	18,9
Out.	14,72	20,5
Nov.	19,94	21,7
Dez.	21,74	24,1

APÊNDICE E

FATORES ECONÔMICOS P_1 E P_2

Para calcular o LCS , método econômico do valor presente líquido durante a vida útil de um sistema, utiliza-se o método $P_1 - P_2$ descrito por Duffie e Beckman (1991). Neste método, P_1 representa a relação entre a economia durante a vida útil do sistema e a economia proporcionada pelo mesmo durante o primeiro ano da análise econômica. Assim, P_1 é expresso por:

$$P_1 = (1 - C \bar{t}) PWF(N_e, i_{ELT}, d) \quad (E.1)$$

enquanto que P_2 é a relação entre as despesas adicionais decorrentes do investimento no sistema com o investimento inicial. Assim, P_2 é dado pela seguinte expressão:

$$P_2 = D + (1 - D) \frac{PWF(N_{\min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} - \bar{t} (1 - D) \left[PWF(N_{\min}, m, d) \left(m - \frac{1}{PWF(N_L, 0, m)} \right) + \frac{PWF(N_{\min}, 0, d)}{PWF(N_L, 0, m)} \right] \\ + M_s (1 - C \bar{t}) PWF(N_e, i, d) + tV (1 - \bar{t}) PWF(N_e, i, d) - \frac{C \bar{t}}{N_D} PWF(N_{\min}, 0, d) - \frac{R_v}{(1 + d)^{N_e}} (1 - C \bar{t}) \quad (E.2)$$

na qual

$$PWF(N, i, d) = \sum_j^N \frac{(1 + i)^{j-1}}{(1 + d)^j} = \begin{cases} \frac{1}{(d - i)} \left[1 - \left(\frac{1 + i}{1 + d} \right)^N \right] & se \ i \neq d \\ \frac{N}{1 + i} & se \ i = d \end{cases} \quad (E.3)$$

e representa o fator do valor presente para uma série de pagamentos.

Se uma obrigação ocorre a cada ano com uma inflação i por período, o fator de valor presente (PWF) é calculado através da soma dos N pagamentos descontados para o presente com uma razão de desconto d . A seguir é indicado o significado de cada termo da equação (E.3):

- C = indicador (se comercial $C = 1$ e não comercial $C = 0$)
- \bar{t} = Imposto de renda efetiva.
- N_e = período de análise econômica na vida útil do sistema
- i taxa de inflação geral
- 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

Na equação (E.2) 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 $N_{min} = N_L$.

No presente trabalho de tese foram utilizados os parâmetros apresentados a seguir para determinar os valores dos fatores econômicos P_1 e P_2 : $C = 0$, $\bar{t} = 0,45$, $N_e = 20$ anos, $i_{ELT} = 0,1$, $d = 0,08$, $D = 0,1$, $N_{min} = 20$ anos, $N_L = 20$ anos, $m = 0,09$, $M_s = 0,01$, $t = 0,02$, $V = 1$, $N_D = 20$ anos, $N'_{min} = 20$ anos e $R_V = 0$.

APÊNDICE F

CONSIDERAÇÕES DE PARÂMETROS DE CUSTOS

A seguir, são mostradas as considerações realizadas em alguns parâmetros de custos utilizados na análise e otimização termo-econômica apresentada no Capítulo 6:

C_A : Custo de área de coletor de placa plana.

C_{EI} : Custo de energia elétrica, (US\$/kWh), preço atualizado de 0,3024 R\$/kWh fornecido por CELESC - SC.

C_{EL} : Custo do sistema de condicionamento de ar convencional eletro-mecânico, 3 unidades de 12000 BTU, modelo GREE Split GSW30.

C_{ej} : Custo do ciclo com ejetor, considerando o próprio ejetor e os trocadores de calor.

C_E : Custos de instalação do sistema, nos quais devem ser incluídos no mínimo os custos do reservatório térmico, torre de refrigeração do chiller, aquecedor auxiliar e bombas, (Ghaddar, Shihab e Bdeir; 1996).

$$C_E = C_{reservatorio} + C_{torre} + C_{aquec.aux} + C_{bbas}$$

Reservatório Térmico: É considerado um custo de 500 US\$ / m³ (Ghaddar, 1998).

Torre de Refrigeração: É considerado um custo de 120 US\$ / TR (Goodheart, 2000).

Bombas: São consideradas 2 bombas, considerando um custo unitário de 400 US\$ (Goodheart, 2000).

Aquecedor auxiliar: É considerado um valor de US\$ 500 .

C_{FI} : custo do gás natural, preço atualizado fornecido por SCGAS. Devido às características do sistema solar, o consumo do gás natural torna-se altamente irregular, portanto é recomendável que seja utilizada a tarifa do tipo *Demanda Fixa e uma Parcela Variável*, de acordo com a quantidade efetivamente consumida.

C_M : custo do sistema de refrigeração por compressão eletro-mecânica do segundo estágio, considerando compressor, válvula de expansão e trocadores de calor.