

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

José Miguel Cardemil Iglesias

**UMA ANÁLISE DE MODELOS DE PROJETO DE EJETORES E
APLICAÇÕES EM CICLOS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO
VAPOR D'ÁGUA E CO₂**

Florianópolis

2012

José Miguel Cardemil Iglesias

**UMA ANÁLISE DE MODELOS DE PROJETO DE EJETORES E
APLICAÇÕES EM CICLOS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO
VAPOR D'ÁGUA E CO₂**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Sergio Colle

Florianópolis

2012

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Iglesias, José Miguel Cardemil
UMA ANÁLISE DE MODELOS DE PROJETO DE EJETORES E
APLICAÇÕES EM CICLOS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO VAPOR D'ÁGUA
E CO2 [tese] / José Miguel Cardemil Iglesias ; orientador,
Sergio Colle - Florianópolis, SC, 2012.
146 p. ; 21cm

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Modelagem de Ejetor. 3.
Refrigeração. 4. CFD. 5. Refrigerantes naturais. I. Colle,
Sergio . II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

José Miguel Cardemil Iglesias

**UMA ANÁLISE DE MODELOS DE PROJETO DE EJETORES E
APLICAÇÕES EM CICLOS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZANDO
VAPOR D'ÁGUA E CO₂**

Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 17 de Maio de 2012

Prof. Sergio Colle, Dr.
Orientador

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Sergio Colle, Dr.
UFSC

Prof. Edson Bazzo, Dr.
UFSC

Prof. José Roberto Simões
Moreira, PhD.
Universidade de São Paulo

Prof. Jader R. Barbosa Jr, PhD
UFSC

Prof. José Alberto dos Reis
Parise, PhD.
PUC - Rio de Janeiro

Prof. Júlio César Passos, Dr
UFSC

*A quem me acompanhou durante toda esta caminhada
minha esposa, Fernanda*

Agradecimentos

O início, continuação e finalização desta tese não teriam sido possível sem a contribuição e assistência de muitas pessoas. Em primeiro lugar agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Sergio Colle, pela confiança, orientação, conhecimentos, dedicação e atenção, sem as quais não seria possível a conclusão deste trabalho.

Externo minha gratidão ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio financeiro que me permitiu desenvolver esta tese. Gostaria de manifestar também o meu sincero apreço aos professores e administrativos do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela sua cooperação e assistência.

Agradeço a meus colegas do LEPTEN, M.Sc. Julio Scussel, M.Sc. Rubinei Dorneles Machado, M.Sc. Luigi Passos, Eng. Allan Starke e Eng. Carlos Noriega, que estiveram sempre a meu lado, ora colaborando com as atividades relacionadas com meu trabalho, ora desviando virtuosamente minha atenção para outros temas de pesquisa, além das minhas preocupações. De maneira especial agradeço a Rosângela Avi de Sousa e Carolina Coelho, por toda a força que me transmitiram. Agradeço também a todos os colegas do LEPTEN, que, participando ou não deste trabalho, fazem parte dele.

A meus familiares, pela compreensão da minha ausência durante toda minha estadia no Brasil e em todos os momentos em que meu trabalho me privou do convívio com eles. Em particular agradeço ao meu pai, Alfredo, e aos meus tios, Nelson e Alicia, pelo incondicional apoio e incentivo. Aos meus irmãos que, mesmo longe, sempre estão comigo.

Agradeço especialmente, por todo o apoio, amor, sacrifício e companhia durante estes anos, a minha esposa, Fernanda.

"Los únicos que pueden cambiar el mundo, somos nosotros"

Santo Alberto Hurtado

Sumário

Lista de Figuras	p. xv
Lista de Tabelas	p. xvii
Resumo	p. xix
Abstract	p. xxi
Lista de símbolos	p. xxiii
1 Introdução	p. 1
1.1 Escopo do trabalho	p. 4
1.2 Organização do texto	p. 6
2 Revisão bibliográfica	p. 7
2.1 Considerações básicas	p. 7
2.2 Aspectos históricos	p. 12
2.3 Análise do desempenho	p. 16
2.3.1 Análise unidimensional - modelo de pressão constante	p. 16
2.3.2 Análise unidimensional - modelo de área cons- tante	p. 18
2.3.3 Modelo bifásico	p. 18
2.3.4 Análise bidimensional	p. 20
2.3.5 Dinâmica de fluidos computacional - CFD . .	p. 21
2.4 Fluidos refrigerantes em ciclos de ejetor	p. 22
2.5 Velocidade do som em meio bifásico	p. 28
2.6 Ciclo de ejetor acionado por energia solar	p. 32
2.7 Aplicações de ejetores em sistemas de refrigeração . .	p. 33
2.8 Ciclo combinado de potência e refrigeração por ejetor	p. 35
2.9 Conclusões	p. 37
3 Modelagem do ejetor	p. 39
3.1 Modelo quase-unidimensional	p. 39
3.1.1 Garganta do bocal	p. 41
3.1.2 Saída do bocal	p. 43

3.1.3	Garganta aerodinâmica	p. 44
3.1.4	Câmara de mistura	p. 47
3.1.5	Choque	p. 48
3.1.6	Difusor	p. 49
3.2	Resultados	p. 50
3.2.1	Ejetor de HCFC141b	p. 50
3.2.2	Ejetor de vapor d'água	p. 52
3.2.3	Ejetor de CO ₂	p. 56
3.3	Conclusões	p. 57
4	Simulação com CFD	p. 59
4.1	Formulação do modelo	p. 60
4.1.1	Equações governantes	p. 61
4.1.2	Modelo de turbulência	p. 64
4.1.3	Modelo de gás real	p. 65
4.1.4	Elementos numéricos	p. 65
4.2	Resultados	p. 66
4.2.1	Ejetor de HCFC141b	p. 66
4.2.2	Ejetor de água	p. 73
4.3	Conclusões	p. 78
5	Ciclo em cascata	p. 79
5.1	Descrição do ciclo	p. 79
5.2	Análise exergetica	p. 81
5.3	Método de análise	p. 84
5.4	Resultados	p. 86
5.5	Conclusões	p. 88
6	Ciclo combinado de potência e refrigeração	p. 93
6.1	Descrição do ciclo	p. 93
6.2	Análise exergetica	p. 93
6.3	Método de análise	p. 95
6.4	Resultados	p. 97
6.5	Conclusões	p. 99
7	Conclusões finais	p. 101
7.1	Modelo unidimensional	p. 101
7.2	Modelo em CFD	p. 102
7.3	Ciclo em cascata	p. 104
7.4	Ciclo combinado de potência e refrigeração	p. 104
7.5	Recomendações para trabalhos futuros	p. 105

Sumário

xiii

Referências Bibliográficas

p. 107

Apêndice A – Considerações geométricas em ejetores

p. 117

Lista de Figuras

1.1	Correlação entre carga de refrigeração e radiação solar (Fonte: Wiemken <i>et al.</i> (2009))	p. 3
1.2	Opções tecnológicas para refrigeração solar	p. 3
2.1	Diagrama do ciclo de refrigeração com ejetor	p. 8
2.2	Diagrama de um ejetor de vapor e os perfis de pressão e temperatura	p. 9
2.3	Modos de operação do bocal	p. 11
2.4	Razão de entrada em função da contrapressão	p. 12
2.5	Variação da razão de entrada para P_s fixa	p. 14
2.6	Diagrama crítico do desempenho do ejetor (Adaptado de Huang <i>et al.</i> (1985))	p. 15
2.7	Processo de expansão no bocal convergente-divergente	p. 24
2.8	Comparação dos modelos de velocidades sônicas para CO_2	p. 31
2.9	Sistema de refrigeração solar por ejetor	p. 32
2.10	Ciclo de refrigeração com ejetor modificado	p. 34
2.11	Ciclos de ejetor com compressor	p. 35
2.12	Ciclo combinado de potência e refrigeração por ejetor	p. 36
3.1	Modelo do ejetor	p. 40
3.2	Comparação entre os resultados do modelo e os obtidos experimentalmente por Huang <i>et al.</i> (1999)	p. 52
3.3	Comparação entre os resultados do modelo e os obtidos experimentalmente por Eames <i>et al.</i> (1995)	p. 56
3.4	Comparação entre os resultados do modelo e os obtidos experimentalmente por Xu <i>et al.</i> (2011)	p. 57
4.1	Dimensões principais do ejetor A-G	p. 67
4.2	Domínio de cálculo e estrutura da malha do ejetor	p. 67
4.3	Campo de pressão estática no ejetor AG	p. 68
4.4	Perfil da pressão estática no eixo de simetria do ejetor AG	p. 69
4.5	Campo de Velocidades (número de Mach) no ejetor AG	p. 69
4.8	Perfil da velocidade axial no plano radial da seção de área constante	p. 70
4.6	Perfil da velocidade axial no eixo de simetria do ejetor AG	p. 71

4.7	Perfil da velocidade radial no eixo de simetria do ejetor AG	p. 71
4.9	Determinação da área efetiva ocupada pelo escoamento primário	p. 72
4.10	Dimensões principais do ejetor testado por Eames <i>et al.</i> (1995)	p. 73
4.11	Campo de pressão estática no ejetor testado por Eames <i>et al.</i> (1995)	p. 75
4.12	Perfil da pressão estática no eixo de simetria do ejetor testado por Eames <i>et al.</i> (1995)	p. 75
4.13	Campo de velocidades (número de Mach) no ejetor testado por Eames <i>et al.</i> (1995)	p. 76
4.14	Perfil de velocidade axial no eixo de simetria do ejetor testado por Eames <i>et al.</i> (1995)	p. 76
4.15	Perfil de velocidade axial no plano radial do ejetor	p. 77
5.1	Diagrama do ciclo de ejetores em cascata	p. 80
5.2	Efeito da temperatura de condensação da água no desempenho do ciclo em cascata	p. 87
5.3	Variação da distribuição de irreversibilidades em função da temperatura de condensação da água	p. 87
5.4	Efeito da temperatura de evaporação da água no desempenho do ciclo em cascata	p. 89
5.5	Variação da distribuição de irreversibilidades em função da temperatura de evaporação da água	p. 89
5.6	Efeito da temperatura do gerador de vapor no desempenho do ciclo em cascata	p. 90
5.7	Variação da distribuição de irreversibilidades em função da temperatura do gerador de vapor	p. 90
5.8	Efeito do grau de superaquecimento do CO ₂ no desempenho do ciclo em cascata	p. 91
6.1	Diagrama esquemático do ciclo combinado de potência e refrigeração	p. 94
6.2	Diagrama T-s do ciclo combinado de potência e refrigeração, para o caso de referência	p. 96
6.3	Variação do desempenho do ciclo e da potência de refrigeração em função da temperatura de entrada da turbina	p. 98
6.4	Variação da geração de irreversibilidades em função da temperatura de entrada da turbina	p. 98
A.1	Especificações geométricas no projeto de ejetores	p. 117

Lista de Tabelas

2.1	Propriedades dos fluidos de trabalho para refrigeração por ejetor	p. 25
2.2	Resumo das características dos modelos de ejetor apresentados no Capítulo 2	p. 38
3.1	Resultados do desempenho e erros do presente modelo comparado com os dados experimentais de Huang <i>et al.</i> (1999)	p. 53
3.2	Resultados do desempenho e erros do presente modelo comparado com os dados experimentais de Huang <i>et al.</i> (1999)	p. 54
4.1	Resultados e erros do modelo em CFD comparados contra os dados experimentais de Huang <i>et al.</i> (1999)	p. 73
4.2	Resultados e erros do modelo em CFD comparados contra os dados experimentais de Eames <i>et al.</i> (1995)	p. 77
5.1	Principais hipóteses estabelecidas no caso de referência do ciclo em cascata	p. 85
6.1	Principais hipóteses estabelecidas no caso de referência do ciclo combinado de potência e refrigeração	p. 95

Resumo

O fenômeno do aquecimento global tem incentivado as pesquisas em sistemas eficientes e que não agridam o meio ambiente, com intuito de reduzir substancialmente as emissões de gases que contribuem ao efeito estufa. Devido ao potencial impacto na atmosfera dos fluidos refrigerantes sintéticos, comumente utilizados nos sistemas de refrigeração e ar condicionado, os refrigerantes denominados de naturais têm ganhado espaço, principalmente devido a sua estabilidade e abundância.

Os sistemas de refrigeração por ejetor datam de 1901. Entretanto, sua aplicação tem sido reduzida devido à robustez dos equipamentos e sua baixa eficiência. Nos últimos anos, contudo, tem-se constatado uma grande quantidade de pesquisas que visam a utilização de sistemas de ejetor combinados a sistemas solares.

Entretanto, os modelos de cálculo orientados para o projeto e otimização de ejetores sobretudo para condição de gás real ainda apresentam deficiências. Os modelos existentes para predição do desempenho de ejetores não podem ser aplicados para avaliar ejetores operados com refrigerantes naturais, tais como água e CO_2 , devido ao desenvolvimento de um escoamento bifásico no interior do ejetor. Por conseguinte, propõe-se nesta tese um novo modelo termodinâmico para análise de ejetores de vapor, considerando a equação de estado do gás real e a condição de escoamento bifásico. Nesse contexto, propõe-se a utilização de um modelo de relaxação para o cálculo da velocidade do som em meios bifásicos. O modelo proposto apresenta uma nova abordagem para a modelagem da interação entre os escoamentos primário e secundário na câmara de sucção onde não ocorre mistura dos escoamentos, mas se considera a transferência de energia decorrente dos choques desenvolvidos nesta seção. Os resultados obtidos do modelo apresentam boa aderência aos dados experimentais disponíveis nas referências técnicas afins, para os fluidos de trabalho HCFC141b, vapor d'água e CO_2 .

O modelo unidimensional foi verificado através de simulações em CFD, empregando as equações de estado de gás real. Os resultados das simulações corroboram as hipóteses adotadas no modelo unidimensional e fornecem uma base para a análise detalhada do escoamento em

ejetores.

O modelo apresentado no presente trabalho é aqui utilizado na análise exergética de dois ciclos inovadores, um de refrigeração por ejetor de configuração em cascata e outro de geração combinada de potência e refrigeração.

Palavras-chave: Modelagem de Ejetor, Refrigeração por Ejetor, CFD, Água, Dióxido de Carbono

Abstract

Global warming has encouraged the scientific community to carry out research on energy efficient and environmentally friendly systems, in order to substantially reduce the greenhouse gases emissions. Considering the impact of the refrigerants commonly used by refrigeration and air conditioning systems on the atmosphere, the so-called natural refrigerants have gain more attention, mainly due to their stability and low cost.

The ejector refrigeration system dates from 1901. Nevertheless, its application has been reduced due to the robustness of the equipment involved and low efficiency. Notwithstanding, in the last years a rapid growth in the researches concerning these systems has been observed, especially, systems combining ejector refrigeration with low temperature solar collectors.

Meanwhile, the mathematical modeling of vapor ejector still needs improvements especially for real gases. The existing models for performance prediction of the ejectors cannot be applied to evaluate ejectors operated with natural refrigerants, as Water and Carbon Dioxide. Therefore, the present Thesis proposes a new thermodynamic model to analyze vapor ejectors, which considers a real gas equation of state and two-phase flow condition. In this context, the utilization of a relaxation model has been proposed to calculate the speed of sound in the two-phase flow. The proposed model represents a new approach, which includes modeling the interaction of the two flows inside the suction chamber. In this section, the streams do not mix; however, energy is transferred between the flows due to the oblique shocks commonly developed in the chamber. The results show good agreement with the experimental data available in the literature for the working fluids HCFC141b, Water and Carbon Dioxide

The One-Dimensional model was compared to CFD simulations, using real gas equations of state. The results of these simulations corroborate the hypotheses established in the One-Dimensional model and provide the base for a detailed analysis of the flow inside of the ejector.

The model presented herein is used to develop an exergetic analysis of to novel cycles: the cascade ejector refrigeration cycle and a

power and refrigeration cogeneration cycle.

Keywords: Ejector Modeling, Ejector Refrigeration, CFD, Water, Carbon Dioxide

Lista de símbolos

A	Área	[m ²]
A_r	Relação ou razão de áreas	[-]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/(kg K)]
c_v	Calor específico a volume constante	[J/(kg K)]
c	Velocidade do som	[m/s]
COP	Coefficiente de desempenho	[-]
d	Diâmetro	[m]
E_R	Erro relativo	[%]
E_{RMS}	Erro quadrático médio	[%]
E_T	Energia Total	[J]
\dot{E}	Exergia	[W]
h	Entalpia específica	[J/kg]
h_{lv}	Entalpia de vaporização	[J/kg]
\dot{I}	Taxa de Irreversibilidades	[W]
k	Condutividade térmica	[W/(m K)]
k_s	Coefficiente de compressibilidade adiabática	[1/Pa]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
M	Número de Mach	[-]
P	Pressão	[Pa]
Pr	Número de Prandtl	[-]
P_r	Razão de pressões	[-]
\dot{Q}	Fluxo de Calor	[W]
r	Coordenada radial	[mm]
s	Entropia específica	[J/(kg K)]
T	Temperatura	[°C]
u	Velocidade axial	[m/s]
ν	Viscosidade cinemática	[Pas]
W	Potência elétrica	[W]
x	Título	[-]
x	Coordenada axial	[mm]

Gregos

β	Coeficiente de expansão térmica	[1/K]
γ	Razão dos calores específicos	[-]
ϵ	Fração volumétrica do vapor	[-]
ϵ	Eficiência exergética	[-]
ϵ	Taxa de dissipação turbulenta	[m ² /s ³]
η	Eficiência isentrópica	[-]
η_I	Eficiência térmica de primeira lei	[-]
η_{II}	Eficiência térmica de segunda lei	[-]
κ	Coeficiente de compressibilidade isotérmica	[1/Pa]
μ	Viscosidade	[kg/(m.s)]
ξ	Coeficiente angular da curva de saturação	[J/(kg.K ²)]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
τ	Tensor tensão específica de Reynolds	[Pa/kg]
ν	Volume específico	[m ³ /kg]
ϕ	Coeficiente empírico de perdas por atrito	[-]
ψ	Coeficiente empírico de expansão	[-]
ω	Razão de entrada	[-]

Subscritos

E_j	Ejetor
HX	Trocador de calor
i	Entrada
g	Garganta
l	Líquido
m	Mistura
o	Saída
P	Bomba
p	Escoamento primário
ref	Estado de referência
s	Escoamento secundário
sat	Estado de saturação
T	Turbina
t	Turbulento
V	Válvula de expansão
v	Vapor

1 Introdução

O último painel intergovernamental sobre mudanças climáticas¹ confirmou que o processo de aquecimento global está ocorrendo, o qual manifesta-se através do aumento da temperatura na superfície terrestre, derretimento de grandes reservatórios de neve e gelo, entre outras evidências (IPCC, 2007). O fenômeno do aquecimento global é produzido pelo acúmulo de dióxido de carbono e outros gases na baixa atmosfera, o qual é subproduto das atividades humanas que envolvem principalmente a queima de combustíveis fósseis (petróleo, gás natural e carvão), seja para geração elétrica, condicionamento de ambientes, processos industriais ou no acionamento de motores de combustão interna (carros e caminhões). Essas emissões acumuladas desde a revolução industrial, induziram um aumento de 30% na concentração de CO₂ na atmosfera. Outros gases com grande contribuição ao fenômeno de aquecimento global são o metano (CH₄) e óxido nitroso (N₂O). Os denominados CFCs², HFCs³ e PFCs⁴ comumente usados nos sistemas de refrigeração e condicionadores de ar também possuem um elevado potencial para o aquecimento global⁵.

Como resultado do crescimento da população e da atividade econômica mundial, especialmente nos países em desenvolvimento, o abastecimento energético mundial tem-se transformado em um grande desafio, e estima-se que o consumo energético mundial aumente 30% até o ano 2030 (EIA, 2010). Atualmente os combustíveis fósseis fornecem a maior parte dessa energia, sendo o petróleo a principal fonte primária. Essas projeções somadas ao fenômeno do aquecimento global têm sensibilizado a comunidade científica, intensificando as pesquisas em alternativas energéticas limpas e sistemas de conversão mais eficientes. Nesse contexto, as denominadas energias renováveis têm rece-

¹IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change

²CloroFluoroCarbonos

³HidroFluoroCarbonos

⁴PerFluoroCarbonos

⁵GWP - Global Warming Potential

bido maior atenção dos pesquisadores, na busca de alternativas para substituir o uso de combustíveis fósseis, devido à disponibilidade e ao baixo impacto ambiental, quando comparadas a esses combustíveis.

O mercado de sistemas de refrigeração e condicionamento de ar encontra-se atualmente dominado por produtos baseados na tecnologia de compressão mecânica de vapores, acionados por energia elétrica. Esses sistemas são consumidores de parcelas expressivas de energia. Segundo a pesquisa de hábitos de consumo desenvolvida pelo PROCEL (2008), esses sistemas representam aproximadamente 40% do consumo elétrico no setor residencial brasileiro e 20% do consumo total do país. Com a esperada melhoria do nível econômico da população, esse consumo tende a aumentar, comprometendo parte substancial das energias renováveis disponíveis no país, sobretudo a hidroelétrica

Algumas das medidas de mitigação para o fenômeno do aquecimento global, sugeridas pelo IPCC, são direcionadas ao desenvolvimento de sistemas de refrigeração acionados por fontes de energia térmica residual ou de baixa temperatura e o uso de refrigerantes naturais. Os impactos totais no aquecimento global⁶ dos sistemas de refrigeração e condicionamento de ar podem ser divididos em efeitos diretos, gerados pelo vazamento de gases na atmosfera, e indiretos, produzidos pelo sistema de geração da potência elétrica consumida pelo sistema de refrigeração. Nesse contexto, os efeitos indiretos dos sistemas de refrigeração e ar condicionado situam-se em 44% e 90%, respectivamente. Por conseguinte, a utilização de sistemas acionados por fontes térmicas residuais junto ao uso de refrigerantes naturais, representa uma alternativa, tanto para a economia de energia, quanto para reduzir substancialmente as emissões que contribuem para o aquecimento global. É digno de nota que a carga de refrigeração e a incidência de radiação solar apresentam uma correlação positiva, conforme ilustrado na Figura 1.1. Pelo exposto, a refrigeração solar apresenta-se como uma alternativa real para a alta demanda energética dos sistemas de refrigeração, assim como também uma solução para unidades consumidoras em regiões isoladas, tais como a Amazônia Brasileira.

O conceito de refrigeração solar não é novo, o primeiro refrigerador acionado por energia solar foi apresentado em Paris por Albel Pifre no ano 1872 (DUFFIE; BECKMAN, 2006). Nesse sistema a radiação solar aquece um gerador de vapor, o qual pela sua vez fornece calor a uma máquina rudimentar de absorção, produzindo uma pequena quantidade de gelo. Posteriormente, uma grande quantidade

⁶TEWI - Total Equivalent Warming Potential

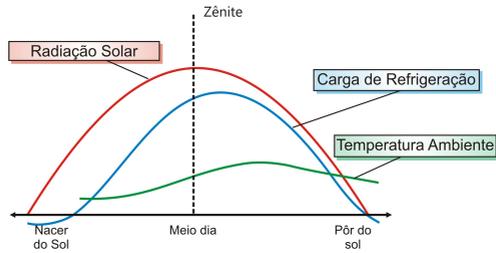


Figura 1.1: Correlação entre carga de refrigeração e radiação solar (Fonte: Wiemken *et al.* (2009))

de sistemas de refrigeração solar foram instalados em diversos países, tais como: Austrália, Espanha e os Estados Unidos. Contudo, a maior parte desses sistemas foram projetados para condicionamento de ar.

Os sistemas de refrigeração solar geralmente envolvem dois subsistemas a saber, o sistema de conversão de energia e o sistema de refrigeração. A tecnologia apropriada em cada aplicação depende da demanda de refrigeração, da potência e dos níveis de temperatura, tanto do espaço refrigerado, quanto do ambiente. Algumas das alternativas tecnológicas de refrigeração solar são apresentadas na Figura 1.2.

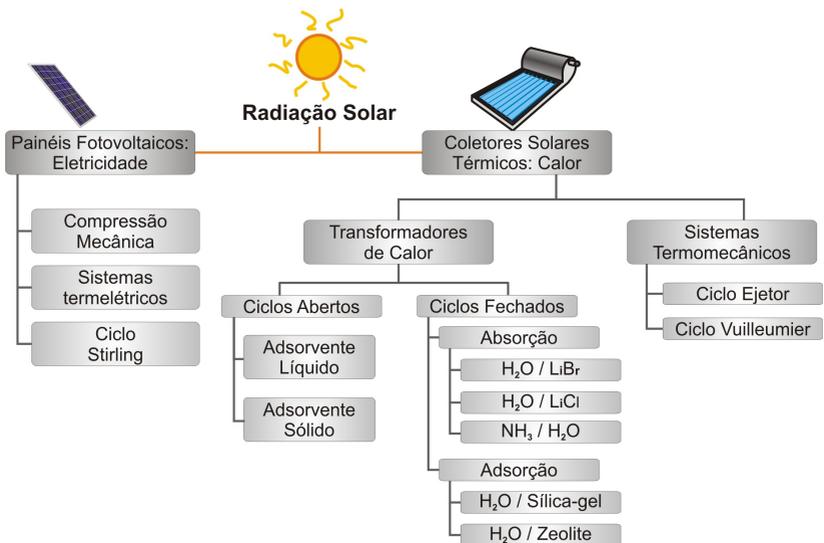


Figura 1.2: Opções tecnológicas para refrigeração solar

A energia da radiação solar pode ser aproveitada de duas formas, a saber, conversão em calor através de coletores térmicos ou conversão em energia elétrica mediante painéis fotovoltaicos. No caso de coletores solares térmicos, os diferentes tipos de coletores (e.g. planos, tubo vácuo) são capazes de fornecer diferentes níveis de temperatura, os quais atendem às demandas específicas dos diferentes ciclos disponíveis para refrigeração. Por exemplo o ciclo de Rankine requer temperaturas relativamente elevadas, enquanto que os ciclos de adsorção requerem fontes térmicas de baixa temperatura. Da mesma forma, diferentes aplicações possibilitam diferentes níveis de temperatura do efeito de refrigeração. Vários dos ciclos apresentados na Figura 1.2 utilizam água pura como fluido de trabalho e, por conseguinte, não são apropriados para atingir temperaturas de refrigeração menores a 0°C . Sistemas de condicionamento de ar, acionados por energia solar, podem operar com ciclos de absorção, adsorção, Rankine duplo ou de ejetores de vapor.

Aplicações com temperaturas menores que 0°C comumente correspondem a uma carga de refrigeração pequena, posto que atendem pequenos volumes de armazenamento. Nesses casos, ciclos de compressão mecânica de vapores e ciclos Stirling, acionados por painéis fotovoltaicos, têm apresentado excelentes resultados (PRISADAWAS, 2006). Já para aplicações que demandem uma grande carga de refrigeração, por exemplo a produção comercial de gelo, recomenda-se a utilização de ciclos de absorção ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) ou ciclos de adsorção com amônia como fluido de trabalho (WIEMKEN *et al.*, 2009).

1.1 Escopo do trabalho

A utilização de ciclos de refrigeração acionadas termicamente por fontes de energia renovável tem recebido muita atenção nos últimos anos. O ciclo de ejetor é uma dessas alternativas, o qual oferece as vantagens da simplicidade, confiabilidade e baixo custo de operação. Menciona-se também o baixo nível de ruído e vibração na operação do sistema. O baixo coeficiente de desempenho (*COP*) representa mais um desafio que um obstáculo, o qual pode ser superado pela combinação com sistemas ativos tais como sistemas de compressão mecânica, sistemas de absorção ou de adsorção.

No presente estudo analisam-se dois ciclos mencionados com o objetivo de avaliar o desempenho dos mesmos com utilização de ejetores de vapor operando com fluidos refrigerantes naturais. A primeira configuração é um ciclo de ejetores dispostos em cascata, cujos fluidos

refrigerantes são água e CO_2 . O subciclo operado com água é acionado por energia térmica captada por coletores solares ou por uma fonte térmica residual. O condensador deste ciclo opera como gerador de vapor do subciclo de CO_2 , enquanto que o evaporador do ciclo de água opera como condensador do ciclo de CO_2 . Nesse ciclo, o efeito de refrigeração ocorre no evaporador do ciclo de CO_2 . O ciclo em cascata permite manter o sistema com um consumo elétrico reduzido, além de apresentar um baixo impacto ambiental.

A segunda configuração analisada é um ciclo combinado de potência e refrigeração usando CO_2 como fluido de trabalho. A configuração deste ciclo resulta da combinação de um ciclo Rankine trans-crítico com um ciclo de ejetor. Neste caso, o calor captado por coletores solares acciona o gerador de vapor, que fornece vapor a uma turbina. Da descarga dessa turbina obtém-se o vapor necessário para acionar o ejetor que acciona, pela sua vez, o subciclo de refrigeração.

Os refrigerantes propostos para os sistemas correntes apresentam uma característica comum. Quando esses fluidos em estado de vapor saturado escoam pelo bocal convergente-divergente, a expansão produzida induz a formação de um escoamento bifásico no interior do ejetor. Por conseguinte, faz-se necessário uma revisão da metodologia de análise do desempenho de ejetores, com o intuito de analisar com profundidade as características particulares destes fluidos naturais.

Por serem movidos mediante fontes térmicas, os ciclos de ejetor são naturalmente ineficientes se comparados aos ciclos de compressão mecânica, até porque estes são movidos por trabalho mecânico, portanto, por energia exergeticamente mais nobre. O coeficiente de desempenho dos ciclos movidos a calor, são consideravelmente menores que o coeficiente de desempenho dos ciclos de compressão mecânica, para as mesmas temperaturas dos reservatórios de calor. Essa desvantagem termodinâmica, aliada aos custos competitivos dos ciclos de compressão mecânica, implica que os algoritmos de projeto dos ciclos de ejetor não devam agregar ao cálculo dos mesmos, na medida do possível, incertezas decorrentes da modelação, presente-mente minimizadas no tocante aos algoritmos de projetos de ciclos de ejetor. Considerando-se que os trabalhos publicados que reportam o desenvolvimento e validação de modelos de simulação de ejetores, evidenciam ainda persistentes e elevadas incertezas em parâmetros tais como a pressão de descarga e a razão de fluxos na entrada do ejetor, faz-se mister o aperfeiçoamento desses modelos, sobretudo para agregar aos mesmos a capacidade de simular gases reais em regime de escoamento bifásico.

O presente trabalho é focado no desenvolvimento de um algoritmo de projeto de ejetores para gases reais, orientado para a simulação e otimização de dois ciclos inovadores acionados por energia solar ou, alternativamente por uma fonte térmica residual. Devido ao potencial impacto dos refrigerantes industriais no aquecimento global e na camada de ozônio, considera-se a utilização dos refrigerantes naturais água e dióxido de carbono. As vantagens desses refrigerantes residem principalmente na estabilidade química, salubridade, abundância e impacto ambiental mínimo. Entretanto o CO₂ apresenta as desvantagens a temperatura crítica relativamente baixa e pressões de operação elevadas, em comparação aos fluidos refrigerantes de uso corrente. A título de aplicação do modelo de cálculo, no presente trabalho, analisa-se a utilização desses fluidos nos dois ciclos estudados, a saber um ciclo configurado em cascata, na ótica de minimizar as desvantagens mencionadas e um ciclo combinado de potência e refrigeração.

1.2 Organização do texto

O presente trabalho é organizado segundo os seguintes capítulos, contando por primeiro esta introdução.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica com foco na modelagem de ejetores de vapor e de ciclos que utilizam este componente para realizar o efeito de refrigeração. A revisão serve de orientação na escolha e na adaptação do modelo matemático desenvolvido no presente estudo.

No Capítulo 3 apresenta-se um modelo matemático para análise do desempenho de ejetores de vapor, desenvolvido a partir da teoria apresentada nas referências utilizadas. No Capítulo 4 apresenta-se os resultados relevantes obtidos através da simulação numérica do escoamento do ejetor, a partir dos quais, o modelo proposto é modificado.

No Capítulo 5 é apresentada uma análise exérgica do ciclo de ejetores em cascata. Analisa-se os componentes que apresentam maior destruição de exergia e a sensibilidade do desempenho do ciclo em função das temperaturas internas de operação. No Capítulo 6 é apresentada uma análise análoga para o ciclo combinado de potência e refrigeração.

Finalmente no Capítulo 7 são apresentadas as conclusões obtidas do presente estudo além de recomendações para trabalhos futuros, com base nas limitações do modelo proposto.

2 Revisão bibliográfica

Nas referências afins existe uma grande quantidade de publicações referentes a sistemas de ejetores, que tratam de modelos de predição do desempenho de ejetores de vapor. Uma das contribuições deste estudo é a revisão desses modelos segundo o objetivo de modelar os ciclos propostos. Nesse contexto, este capítulo expõe as informações mais relevantes obtidas através de uma revisão bibliográfica focada em descrições sobre ciclos de ejetor, além do que, a modelagem e análise de ejetores. Conforme evidenciado neste capítulo, na modelagem do ejetor, consideram-se as características particulares do fluido de trabalho. Por conseguinte, com o intuito de estender a análise para todo tipo de fluidos, apresenta-se também uma revisão dos modelos existentes para determinar a velocidade do som em meios bifásicos.

2.1 Considerações básicas

O ciclo de refrigeração de ejetor é esquematizado na Figura 2.1. Um gerador de vapor, um ejetor e uma bomba são utilizados para substituir o compressor mecânico de um ciclo de refrigeração convencional. Calor de uma fonte externa é fornecido ao gerador de vapor, onde o refrigerante é vaporizado passando do estado (1) até o estado (2). O vapor gerado escoam até o ejetor, formando o escoamento primário ou motriz. A seguir, esse fluido é submetido a uma expansão num bocal convergente-divergente. O campo de baixa pressão na saída do bocal induz o escoamento do vapor proveniente do evaporador (3), denominado escoamento secundário. A mistura é desacelerada no difusor do ejetor (4) e, subseqüentemente, descarregada no condensador, que opera em uma pressão intermediária. Desta forma, o ejetor faz o papel do compressor num sistema de refrigeração convencional. No condensador, o refrigerante rejeita calor ao ambiente. Finalmente, parte do refrigerante líquido (5) é bombeado de volta ao gerador de vapor, enquanto o restante retorna ao evaporador através de um dis-

positivo de expansão (6).

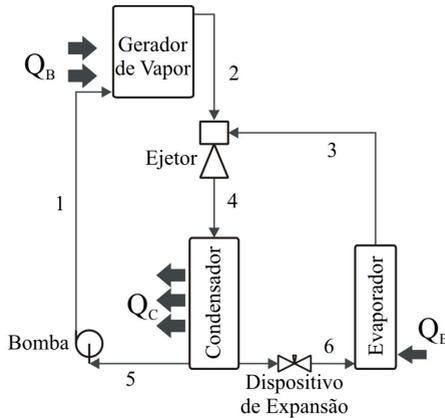


Figura 2.1: Diagrama do ciclo de refrigeração com ejetor

Comumente, a fonte de energia, a aplicação do sistema de refrigeração e as condições climáticas (ambiente) definem as condições de operação de um ciclo de refrigeração com ejetor. A potência consumida pela bomba representa menos de 1% da energia térmica necessária no gerador de vapor (ABDULATEEF *et al.*, 2009). Por conseguinte, pode-se definir o coeficiente de desempenho (*COP*) do ciclo através da seguinte equação:

$$COP = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Calor fornecido no gerador de vapor}} \quad (2.1)$$

onde o efeito de refrigeração se define como o calor removido no evaporador,

Existem alternativas para realizar o passo de retorno do refrigerante ao gerador de vapor dispensando o uso bombas mecânicas. Uma dessas alternativas foi proposta por Riffat e Holt (1998), onde o princípio físico dos tubos de calor é aplicado num ejetor. Segundo essa tecnologia, o refrigerante líquido é transportado desde o condensador por capilaridade até o gerador. Outra alternativa é dispor o condensador e o gerador de vapor com uma diferença de altura tal, que a coluna de líquido faça a diferença de pressão necessária para operação do ciclo (NGUYEN *et al.*, 2001). Utilizando-se esses expedientes, o sistema dispensa totalmente o consumo de energia elétrica, sendo acionado integralmente por calor.

O componente principal do ciclo de refrigeração por ejetores é evidentemente o ejetor. Esse equipamento é dividido basicamente em quatro seções, a saber, bocal convergente-divergente, câmara de sucção, seção de área constante e difusor. Conforme ilustrado na Figura 2.2, o ejetor não possui peças móveis e não requer uma fonte de energia adicional. As características geométricas (comprimento e diâmetro) das seções determinam a capacidade e o desempenho do ejetor. Nas referências afins são apresentadas diferentes considerações sobre as características geométricas dos ejetores, as quais são resumidas no Apêndice A.

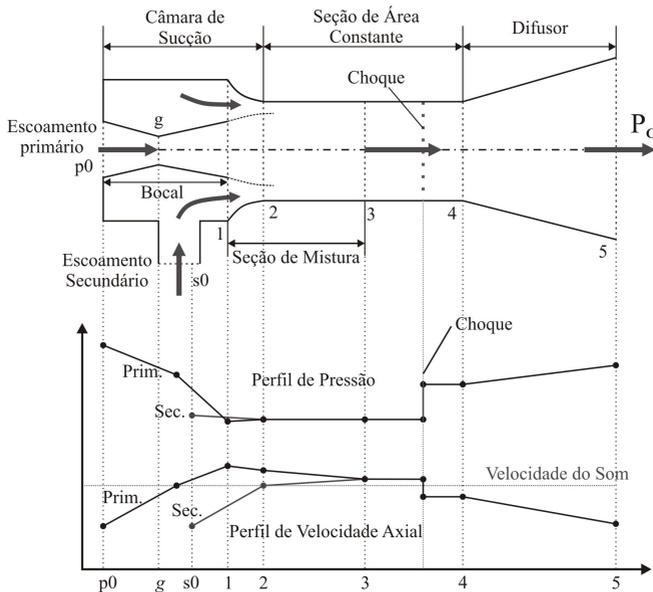


Figura 2.2: Diagrama de um ejetor de vapor e os perfis de pressão e temperatura

Os perfis de pressão e velocidade no interior do ejetor, mostrados na Figura 2.2, são aqui justificados detalhadamente. Com efeito, o fluido primário entra no ejetor no ponto (p_0) a uma velocidade subsônica. À medida que o fluido escoava na seção convergente do bocal a pressão é reduzida e a velocidade aumenta. O escoamento atinge a velocidade do som na garganta do bocal (g). O escoamento pela seção divergente do bocal resulta numa redução adicional da pressão e no conseqüente aumento da velocidade até uma condição supersônica. No plano de saída do bocal (1), a pressão estática do escoamento pri-

mário é menor que a do fluido secundário, do que resulta a indução do escoamento secundário. Na saída do bocal, no escoamento primário ocorre uma expansão que dá origem a um duto convergente virtual, onde não ocorre praticamente mistura com o escoamento secundário. Em algum ponto desse duto, aqui denominado de garganta aerodinâmica, a velocidade do escoamento secundário alcança a velocidade do som (2), causando a condição de escoamento bloqueado (*choked flow*). O processo de mistura começa após o bloqueio do escoamento secundário, o qual pode acontecer na câmara de sucção (seção convergente) ou na seção de área constante (3). A pressão na câmara de mistura depende da pressão do fluido primário, do secundário e da pressão externa ao difusor. Normalmente essa pressão é maior do que a pressão do escoamento da mistura, do que resulta o desenvolvimento de uma onda de choque. Essa onda é associada a um aumento súbito na pressão e a uma desaceleração abrupta, até uma condição subsônica. A mistura subsônica, ao passar pelo difusor, desacelera aumentando a pressão e recuperando parte da energia cinética do escoamento (5).

Com base no descrito anteriormente, a operação do ejetor depende da relação entre as pressões de entrada dos fluidos primário e secundário. Assim, a pressão de entrada do fluido secundário deve-se encontrar num baixo patamar tal que garanta o escoamento supersônico na seção de saída do bocal, conforme observado na Figura 2.3. Ainda considerando uma pressão dentre abaixo desse patamar, podem-se observar diferentes modos de operação do bocal seja a presença de ondas de choque dentro da seção de saída do bocal, de ondas de choque oblíquas na seção de saída ou de ondas de Prandtl-Meyer na mesma seção. Correntemente, os modelos de desempenho de ejetores consideram a presença de ondas de choque oblíquas, mas devido à dificuldade na modelagem aproximam a expansão no bocal através da curva isentrópica.

O desempenho de um ejetor é definido em função da razão de vazões mássicas de entrada, ω , a qual determina o efeito refrigerante que resulta da quantidade de fluido secundário que entra no ejetor, e também, da razão de áreas (A_r) que indica a relação entre as duas principais dimensões físicas do ejetor. Essas razões são respectivamente definidas pela expressão que segue.

$$\omega = \frac{\text{Vazão mássica do fluido secundário}}{\text{Vazão mássica do fluido primário}} \quad (2.2)$$

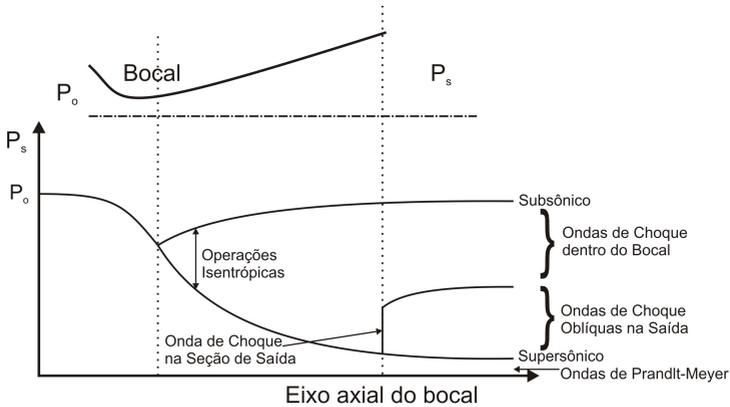


Figura 2.3: Modos de operação do bocal

$$A_r = \frac{\text{Área região de mistura}}{\text{Área da garganta do bocal primário}} \quad (2.3)$$

A razão de entrada é função das características geométricas do ejetor. Todavia, ela é limitada pela pressão de descarga do mesmo, conforme apontado em Huang *et al.* (1999), Eames *et al.* (1995) e Chunnanond e Aphornratana (2004b). Uma curva de desempenho típica de um ejetor é apresentada na Figura 2.4, nela ilustra-se a variação da razão de entrada, em função da pressão de descarga (P_c), mantendo as pressões dos escoamentos primário e secundário fixas. Na Figura 2.4, são identificadas três regiões de operação a saber, a região crítica com escoamento duplamente bloqueado, a região sub-crítica onde somente o escoamento primário é bloqueado e a região de escoamento reverso.

No caso da pressão de descarga permanecer abaixo do seu valor crítico (P_c^*), a vazão de fluido secundário do ejetor não varia. Este fenômeno é causado pelo bloqueio de ambos escoamentos, o primário na garganta do bocal e o secundário no duto convergente da câmara de mistura (garganta aerodinâmica). Quando o ejetor é operado nessa faixa de pressões de descarga, uma onda de choque transversal ao escoamento é desenvolvida, que resulta num efeito de compressão (POWER, 1993). A localização da onda de choque varia em função da pressão de descarga, conforme indicado por Chen e Sun (1997) e Chunnanond e Aphornratana (2004b). Se a pressão de descarga diminui, a onda se desloca à jusante, proximamente ao difusor, e se pressão aumenta essa onda se desloca à montante. No caso de a pressão de des-

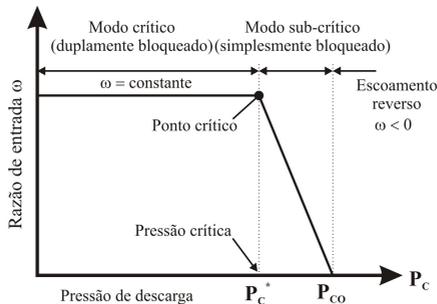


Figura 2.4: Razão de entrada em função da contrapressão

carga ultrapassar o valor crítico, a onda de choque será desenvolvida no interior da câmara de mistura, interferindo no processo de mistura dos escoamentos. Em consequência disto, o escoamento secundário não será bloqueado e a razão de entrada diminuirá drasticamente conforme a pressão de descarga aumentar. Se a pressão de descarga aumenta ainda mais, o ejetor perde completamente sua capacidade de operação, posto que desenvolve-se um escoamento reverso.

2.2 Aspectos históricos

O ejetor foi inventado por Sir Charles Parsons no ano 1901 (GOSNEY, 1982), para auxiliar a remoção de gases não condensáveis do condensador de uma turbina de vapor. Posteriormente, no ano 1910 Maurice Leblanc desenvolveu o primeiro sistema de refrigeração baseado no ejetor, no qual usava-se vapor d'água como fluido de trabalho. A simplicidade e confiabilidade do sistema popularizaram seu uso por mais de duas décadas. Esses sistemas dispensam o uso de peças móveis (com a exceção da bomba) e portanto a necessidade de lubrificação. Além disso, a operação do sistema produz baixos níveis de ruído e vibrações.

No ano 1939 Flugel desenvolveu a primeira metodologia sistemática para projeto de ejetores, baseada principalmente em observações experimentais, conforme relatado em Rusly (2004). Posteriormente, Keenan e Neumann (1942) apresentaram o trabalho que fundamentou a teoria de análise unidimensional de ejetores. Esses autores propuseram um modelo unidimensional baseado nas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Esse modelo possibilitou prever o desempenho de um ejetor de ar de área constante, sem difusor. Embora a análise tenha sido simplificada, os resultados

teóricos corroboraram os resultados experimentais apresentados.

Elrod (1945) desenvolveu um modelo simplificado para projeto de ejetores, baseada nos trabalhos de Flugel (1939) e Keenan e Neumann (1942). O autor descreveu o processo do ejetor num diagrama de Mollier e definiu a eficiência do ejetor como a quociente da razão de entrada real e da razão de entrada no modo crítico. Posteriormente, Keenan *et al.* (1950) introduziram as hipóteses de mistura a pressão constante e mistura em área constante, segundo a posição do bocal no interior do ejetor, frente à seção de área constante ou dentro desta, respectivamente. Os autores concluíram que os ejetores de mistura a pressão constante apresentam melhor desempenho que os de área constante. Essa referência, que apresenta uma análise teórica e experimental abrangente orientada ao projeto de ejetores, é indicada como a mais importante nas investigações posteriores.

Após a década dos 40, a pesquisa e desenvolvimento em sistemas de ejetores ficaram estagnados, devido ao fato de que a tecnologia de refrigeração por ejetor foi suplantada pela tecnologia de sistemas de compressão mecânica de vapores (STOECKER; JONES, 1982). A operação dos sistemas de ejetor apresentavam desvantagens, as quais propiciaram essa mudança. Por exemplo, o uso de vapor d'água como refrigerante limitava a temperatura de refrigeração, a qual deve-se manter acima do ponto de congelamento da água (0,01 °C). Outra desvantagem desses sistemas era a robustez dos equipamentos, limitando consequentemente seu emprego a aplicações em processos industriais. Nesse contexto, os sistemas de compressão mecânica, por serem cada vez mais compactos e de custo reduzido, dominaram o mercado de refrigeração e condicionamento de ar.

Posteriormente, Munday e Bagster (1977) propuseram uma nova teoria para prever o desempenho de ejetores operados com vapor d'água. Os autores supuseram que quando os fluidos primário e secundário escoam através da câmara de mistura estes mantêm sua identidade, até certa seção onde o escoamento secundário atinge a velocidade sônica, resultando no bloqueio do ejetor. A área da seção transversal no ponto de bloqueio é conhecida como área efetiva. A teoria proposta fundamenta o já conhecido fenômeno da capacidade de refrigeração constante do ciclo de ejetor.

Uma importante contribuição para modelação do ejetor foi apresentada por Huang *et al.* (1985). Os autores realizaram um estudo experimental utilizando o refrigerante CFC113. Nesse trabalho foi demonstrado que o bloqueio do escoamento secundário tem um papel importante no desempenho do ejetor. Comprovou-se também a teoria

do valor crítico para a pressão de descarga, abaixo do qual o ejetor opera com capacidade constante. Outro resultado interessante foi a constatação experimental da variação do desempenho do ejetor segundo as condições dos fluidos primário e secundário. Para uma dada pressão do fluido secundário (P_s), tem-se uma situação conforme as curvas de desempenho ilustradas na Figura 2.5. Quanto menor a pressão do fluido primário (P_p), maior razão de entrada, porém a pressão crítica de descarga diminui.

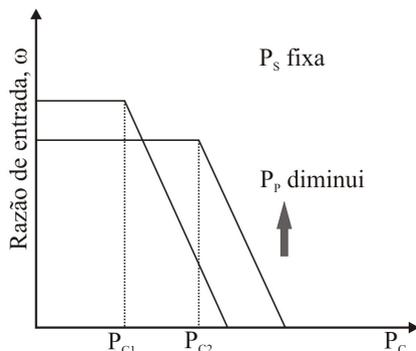


Figura 2.5: Variação da razão de entrada para P_s fixa

Os dados experimentais do trabalho de Huang *et al.* (1985) foram utilizados para construir o denominado diagrama crítico de desempenho do ejetor. Esse diagrama de contorno é de utilidade no projeto de um sistema de refrigeração por ejetor e no controle para operação ótima do mesmo. Os autores desse trabalho realizaram uma análise do projeto do sistema de refrigeração com ejetor, verificando-se a existência de três variáveis independentes a saber, pressão do fluido primário, pressão do fluido secundário e pressão de descarga. O diagrama de projeto é esquematizado na Figura 2.6. Nele observa-se que, para uma pressão fixa no evaporador, o coeficiente de desempenho do ciclo aumenta conforme diminui a pressão do gerador, enquanto que a pressão crítica de descarga diminui. Essa situação é evidenciada na Figura 2.6, que mostra o ponto de operação ser deslocado do ponto 1 para o ponto 2.

No final da década dos 80 a comunidade científica sensibilizou-se com os impactos ambientais ocasionados pelos fluidos comumente utilizados nas tecnologias de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Entre estes impactos tem-se a degradação da camada de ozônio

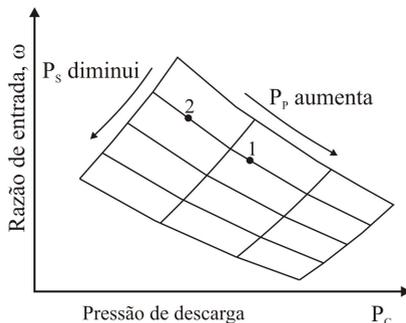


Figura 2.6: Diagrama crítico do desempenho do ejetor (Adaptado de Huang *et al.* (1985))

e o aquecimento global. Como consequência, as pesquisas sobre ciclos de refrigeração por ejetor ganharam força novamente, com enfoque no incremento da eficiência do ciclo e na utilização de energias renováveis.

Um sistema de refrigeração por ejetor acionado por energia solar foi desenvolvido por Shchetinina *et al.* (1987). Nesse trabalho os autores testaram ejetores de diferentes geometrias, além de diferentes configurações de acoplamento entre o sistema de coletores solares e o sistema de refrigeração. Nesse contexto, demonstrou-se que um ciclo aberto de água apresenta o melhor desempenho das configurações testadas.

Sokolov e Hershgal (1990) desenvolveram um sistema de refrigeração por ejetor acionado por energia solar, no qual os coletores operam num ciclo fechado utilizando água como fluido de trabalho, enquanto que o fluido refrigerante CFC114 é utilizado no ciclo ejetor. Para melhorar o desempenho do sistema, os autores combinaram esse ciclo com um ciclo de compressão mecânica, segundo uma configuração em cascata. Por decorrência do aumento do COP, a área de coletores solares requerida foi consideravelmente reduzida.

Nos últimos anos, um considerável número de pesquisas envolvendo ejetores tem sido realizadas, dentre as quais estudos experimentais visando a utilização de ejetores em condicionadores de ar para automóveis, em combinação com ciclo de absorção (WU; EAMES, 1998), adsorção (ZHANG; WANG, 2002) e outras configurações. Como resultado dessas pesquisas a modelagem e o projeto de ejetores têm evoluído substancialmente. A seguir, apresenta-se uma descrição dos trabalhos mais relevantes orientados à modelagem e análise de desempenho de ejetores.

2.3 Análise do desempenho

O modelo unidimensional de Keenan e Neumann (1942) tem sido aprimorado com enfoque nas irreversibilidades próprias do escoamento no ejetor. Existem também trabalhos que propõem uma abordagem bidimensional, em que os autores adotam um perfil de velocidade para o escoamento turbulento no interior do ejetor. Por outro lado, devido ao desenvolvimento dos métodos numéricos em mecânica dos fluidos, os ejetores passaram a ser simulados através de algoritmos computacionais de alta eficiência (dinâmica de fluidos computacional - CFD). Com o objetivo de escolher os modelos apropriados para analisar a operação de ejetores com fluidos naturais, apresenta-se a seguir uma síntese dos trabalhos mais relevantes sobre os modelos de análise do desempenho mencionados anteriormente.

2.3.1 Análise unidimensional - modelo de pressão constante

Conforme descrito na Seção 2.2, Keenan e Neumann (1942) foram os primeiros a estabelecer um modelo teórico de ejetor. Nesse modelo considerou-se as equações de conservação da massa (continuidade), da quantidade do movimento e da energia, além das relações da dinâmica dos gases e a hipótese de gás ideal. As perdas térmicas e por atrito não foram consideradas. Contudo, devido às dificuldades encontradas para resolver analiticamente a equação da conservação da quantidade de movimento, esses autores introduziram coeficientes empíricos. Posteriormente, eles propuseram duas simplificações para resolver analiticamente o problema, do que resultaram os modelos de pressão constante e de área constante (KEENAN *et al.*, 1950). Esse trabalho apresenta as bases da teoria unidimensional de ejetores, embora o modelo inicial de Keenan *et al.* não fornecesse informações acerca do fenômeno de bloqueio que comumente ocorre em ejetores supersônicos.

Posteriormente, Munday e Bagster (1977) aperfeiçoaram o modelo de pressão constante. Os autores admitiram a hipótese de que após a saída do bocal, o escoamento primário é expandido sem misturar-se com o escoamento secundário, propiciando a formação de um duto convergente aerodinâmico para o escoamento secundário, por meio do qual esse escoamento é acelerado. Como consequência, a mistura dos escoamentos ocorre à jusante da saída do bocal.

Como nos modelos anteriores não foi considerada a irreversibilidade devida ao atrito, Eames *et al.* (1995) modificaram o modelo de

Munday e Bagster (1977) incluindo os efeitos das irreversibilidades respectivas ao bocal, à câmara de mistura e ao difusor. As perdas por atrito nessas seções foram introduzidas através de eficiências isentrópicas estimadas experimentalmente. O modelo de Eames *et al.* (1995) é baseado na hipótese de pressão constante, mas não se leva em conta o bloqueio do escoamento secundário. No modelo proposto por esses autores considera-se o fluido como gás ideal e admite-se que a mistura a pressão constante ocorre no interior da seção de área constante. Os autores validaram a metodologia através de experimentos com ejetores operados com água, obtendo uma eficiência isentrópica de 0,85 para ambos, o bocal e a seção de mistura. Para o difusor estimou-se uma eficiência igual a 0,95. Os autores verificaram que para um ejetor de geometria fixa, a capacidade do ejetor é limitada pela pressão de descarga ou pressão do condensador, no caso de um sistema de refrigeração. Essa pressão é normalmente governada pelas condições ambientais de cada aplicação em particular.

Com o objetivo de analisar o efeito do bloqueio do escoamento secundário, Huang *et al.* (1999) propuseram um modelo semi-empírico para prever o desempenho do ejetor. O modelo proposto é baseado na teoria de Munday e Bagster (1977), no qual supõe-se que os escoamentos se misturam à jusante do plano de saída do bocal. Nesse modelo inclui-se nas equações governantes a relação de áreas efetivas dos escoamentos na seção de bloqueio do escoamento secundário. Onze ejetores de características geométricas diferentes foram testados utilizando o refrigerante HCFC141b como fluido de trabalho. Esses experimentos permitiram verificar o modelo proposto, além de estimar os coeficientes empíricos introduzidos. Embora os resultados do modelo sejam aceitáveis, o esquema numérico proposto apresenta problemas de estabilidade numérica, os quais foram corrigidos no esquema numérico desenvolvido por Prasadawas (2006). O modelo de Huang *et al.* (1999) é baseado na hipótese de gás ideal e é largamente utilizado em projetos de ejetores e pesquisas sobre o controle da operação desses sistemas, apresentando boa aderência aos dados experimentais obtidos em bancadas operadas com diferentes fluidos (PRISADAWAS, 2006; DORANTES *et al.*, 1996).

Rogdakis e Alexis (2000) investigaram as características de desempenho de um ejetor operando com amônia, desenvolvendo um novo modelo baseado na teoria de Munday e Bagster (1977). Diferentemente dos trabalhos anteriormente descritos, esse modelo utiliza as propriedades termodinâmicas e de transporte do gás real. Posteriormente o mesmo modelo foi aplicado para analisar ejetores operados

com água (ALEXIS; ROGDAKIS, 2003). Embora o modelo proposto apresente resultados aceitáveis, ele não fornece informação alguma sobre as características geométricas do ejetor.

2.3.2 Análise unidimensional - modelo de área constante

No trabalho desenvolvido por Keenan *et al.* (1950), é demonstrado que o modelo de mistura de área constante apresenta melhor aderência aos dados experimentais que o modelo de pressão constante, embora o desempenho dos ejetores baseados neste último seja melhor. Além disso, o modelo de área constante fornece mais informação acerca do escoamento no interior do ejetor e por essa razão, pesquisas nesta área ainda são consideradas importantes.

Nos modelos propostos por Eames *et al.* (1995) e Huang *et al.* (1999), descritos na seção anterior, considera-se que a mistura ocorre a pressão constante, todavia no interior da seção de área constante. Por conseguinte, nesses modelos admite-se as duas hipóteses de mistura.

Grazzini e Mariani (1998) desenvolveram uma metodologia para análise baseada na hipótese de mistura de área constante. Essa metodologia foi proposta para analisar um sistema de ejetor de duplo estágio, do qual resultou uma alta razão de compressão. Os autores analisaram também um sistema de triplo estágio, mas concluíram que nesse caso a hipótese de gás ideal perde completamente sentido físico.

Posteriormente, Yapici e Ersoy (2005) aprimoraram a modelagem de ejetores de área constante, através de um método analítico. Esse método é utilizado para a otimização e análise paramétrica de ejetores. Os autores obtiveram as curvas de projeto ótimo para ejetores de área constante. Os resultados teóricos desses autores foram comparados com os resultados obtidos por Sun e Eames (1996) para o modelo de pressão constante. O modelo de Yapici e Ersoy (2005) confirmou as conclusões de Keenan *et al.* (1950), de que o desempenho ótimo de um ejetor de pressão constante é superior ao desempenho ótimo de um ejetor de área constante.

2.3.3 Modelo bifásico

Nos modelos descritos anteriormente, considera-se que o fluido primário é superaquecido, além do que o escoamento é monofásico e compressível no interior do ejetor. Entretanto, por consequência da expansão do fluido, em algumas aplicações a mistura dos escoamentos primário e secundário resulta num escoamento bifásico, ocorrendo

mudanças de fase e até mesmo choques de condensação. Nessa situação, um dos problemas que surgem na modelagem de escoamento compressível na região bifásica é o cálculo da velocidade do som. Posto que as propriedades termodinâmicas são diferentes em cada uma das fases, as variações na temperatura decorrentes da passagem da onda de pressão também são diferentes. Esse fenômeno resulta em uma troca de calor entre as fases, o que gera uma absorção adicional do som e, por conseguinte, uma velocidade sônica menor que a velocidade do som de cada uma das fases em separado, conforme relatado em Landau e Lifshitz (1987).

Beithou e Aybar (2000) desenvolveram um modelo usando o método do volume de controle, através do qual é possível avaliar o desempenho de ejetores operados como uma bomba ejetora (*jet-pump*), quando o fluido secundário é líquido saturado ou líquido comprimido. Modela-se a transferência de calor por contato direto entre as fases e dessa forma, considera-se em parte, a absorção do som na mistura bifásica.

Sherif *et al.* (2000) desenvolveram um modelo de expansão e compressão isentrópica, onde a mistura bifásica é considerada homogênea. O modelo também foi desenvolvido para analisar o desempenho de bombas ejetoras. Como o trabalho apresentado contempla uma descrição física detalhada do processo de mistura a pressão constante, sua extensão é aparentemente válida para aplicações de ejetores de vapor, onde o escoamento apresenta título próximo à unidade. Nesse trabalho os autores sugerem a avaliação da velocidade sônica de forma direta, através de derivação numérica.

Outra abordagem foi proposta por Deberne *et al.* (1999) que analisaram ejetores operando como injetor, ou seja quando o fluido primário é líquido saturado ou comprimido. Os autores admitem que a velocidade sônica deve situar-se dentro da faixa definida pela velocidade sônica da fase gasosa e a velocidade de equilíbrio, definida por Young e Guha (1991). O modelo tem boa aderência aos resultados experimentais, o que permitiu aos pesquisadores desenvolver uma análise paramétrica para correlacionar os parâmetros geométricos com o desempenho do injetor.

Angielczyk *et al.* (2010) apresentaram um novo modelo para o desempenho de ejetores de CO₂ trans-críticos, utilizados como dispositivo de expansão em ciclos de refrigeração convencionais. A fim de considerar os efeitos da metastabilidade durante o processo de expansão, é adotado o modelo de relaxação homogêneo de Bilicki e Kestin (1990). O modelo apresenta resultados aceitáveis para o bocal, todavia,

o modelo não é confiável para representar o processo de mistura.

Recentemente, Zhu e Li (2009) propuseram uma nova metodologia para avaliar o desempenho de ejetores, que operam tanto com vapor seco quanto com vapor úmido. O modelo de vapor seco é baseado no modelo de Huang *et al.*. Entretanto no modelo para vapor úmido, utiliza-se uma correlação empírica, a fim de evitar a complexidade inerente ao cálculo da velocidade sônica na região bifásica. Essa correlação empírica foi obtida através de um ajuste dos dados experimentais apresentados nos trabalhos de Aphornratana e Eames (1997) e Aphornratana *et al.* (2001).

2.3.4 Análise bidimensional

A análise bidimensional propicia geralmente melhores resultados do que a análise unidimensional, principalmente em casos de escoamentos cuja modelagem resulta em fortes não-linearidades, como é o caso da região de mistura em ejetores. Na abordagem bidimensional mais comum, admite-se um perfil para a velocidade axial do escoamento, segundo uma função matemática conhecida.

Mikhail (1960) modelou o ejetor considerando para a seção de área constante um perfil de velocidades com a forma da função cosseno. O autor utilizou o perfil de velocidade previamente definido para transformar o sistema de equações diferenciais parciais governante, em um sistema de equações diferenciais ordinárias. O estudo demonstra que a escolha da função que define o perfil de velocidade (cosseno, polinômio ou outra) pouco influencia no resultado final.

O escoamento na região de mistura foi o foco da pesquisa desenvolvida por Razinsky e Brighton (1972), onde foi suposto que o escoamento é constituído de quatro seções diferentes, cada uma das quais com um perfil de velocidade definido. Os autores estudaram a espessura da camada-limite e seu efeito sobre o campo de pressões. Posteriormente, os autores simplificaram o modelo, reduzindo-o a um modelo numérico unidimensional. A metodologia proposta permite prever com boa precisão os fenômenos de bloqueio do ejetor, além de fornecer informação acerca do campo de pressões. Entretanto, as aplicações posteriores do modelo foram limitadas por decorrência da carência de dados sobre o fator de atrito.

Hickman *et al.* (1972) investigaram o efeito da diferença de temperatura entre os fluidos primário e secundário. No modelo utilizado, considera-se diferentes perfis de velocidades para o processo de mistura, de modo que o modelo compreende um grande número de

equações integrais, além do que, coeficientes empíricos obtidos dos experimentos desenvolvidos por Hill (1967)

Recentemente Zhu *et al.* (2007) propuseram um novo modelo bi-dimensional denominado de círculo de choque (*shock circle*), adotando um perfil de velocidades exponencial. Eles admitem a hipótese introduzida por Munday e Bagster (1977), de que a mistura dos escoamentos inicia-se quando o escoamento secundário atinge a velocidade sônica. Esses autores consideram que é na interface entre os escoamentos primário e secundário onde o número de Mach atinge a unidade, antes do início do processo de mistura. Essa interface é denominada de círculo de choque. Embora os resultados apresentem boa concordância com os dados experimentais resultam desse modelo, inexplicavelmente, temperaturas intermediárias fisicamente impossíveis, como constatado de análise numérica realizada por este autor.

Num desdobramento do trabalho anterior Zhu e Li (2009), analisaram o desempenho de ejetores admitindo uma distribuição linear de velocidades para cada um dos escoamentos. Nesse estudo, considerase também a teoria do círculo de choque. O modelo apresenta resultados aceitáveis, destacando a aplicação em ejetores com vapor úmido e seco. Entretanto, o modelo contém a mesma inconsistência física do modelo anterior.

2.3.5 Dinâmica de fluidos computacional - CFD

Atualmente os softwares de dinâmica de fluidos computacional (CFD) oferecem a oportunidade de modelação dos fenômenos do escoamento no ejetor, tais como ondas de choque e misturas em regime turbulento. Nesse contexto, Hedges e Hill (1974) desenvolveram o que pode ser considerada a primeira tentativa de resolver o escoamento com CFD, através de um esquema de diferenças finitas. Os resultados obtidos não apresentaram aderência satisfatória aos dados experimentais.

A técnica CFD foi utilizada pelos pesquisadores Riffat *et al.* (1996) para analisar o desempenho de ejetores operando com diferentes fluidos de trabalho. Os autores usaram um software comercial de CFD para modelar o ejetor em três dimensões adotando uma malha de 36.855 elementos. O estudo apresenta análises para três refrigerantes a saber, amônia, HFC134a e propano. Eles verificam que as propriedades de transporte do fluido, além das pressões de operação determinam as características do escoamento num ejetor. Também examinaram a influência da posição do bocal em relação à câmara de mistura, de-

monstrando que quanto mais próximo dessa, menor é o desempenho, induzindo em certas situações até mesmo o escoamento reverso. Num desdobramento desse trabalho, Riffat e Everitt (1999) desenvolveram um modelo tridimensional de ejetor em CFD, para aplicações automotivas. Mas essas duas pesquisas fracassaram no objetivo de localizar a onda de choque, provavelmente devido à baixa resolução da malha, do que resultou baixa aderência aos dados experimentais.

Rusly *et al.* (2005) simularam a operação de um ejetor com HFC134a como fluido de trabalho. Os autores utilizaram o software comercial FLUENT, considerando as equações de gás real e uma geometria bidimensional. Nessa pesquisa foram analisados os efeitos da geometria do ejetor no desempenho do mesmo. Os resultados numéricos fornecidos pelo modelo CFD foram validados através dos dados experimentais de Huang *et al.* (1999).

Posteriormente, os autores Sriveerakul *et al.* (2007b) apresentaram um modelo completo de simulação de ejetores utilizando CFD. Os autores adotaram o domínio computacional bidimensional axissimétrico, utilizando uma malha plana de 43.000 elementos. Como o escoamento no interior do ejetor é altamente turbulento, os autores adotaram o modelo de turbulência denominado *realizable k-ε*. Esse modelo de turbulência é indicado para analisar escoamentos que apresentam separação como é o caso de um jato. Além disso, o modelo oferece bons resultados para escoamentos que envolvem rotação e condições de contorno sob gradientes de pressão adversos. Os resultados obtidos são validados contra dados experimentais de ejetores de vapor d'água.

Recentemente Zhu *et al.* (2009) analisaram, utilizando CFD, os fatores geométricos de um ejetor operando com o refrigerante HCFC141b. Esses autores validaram a simulação contra dados experimentais, adotando três modelos de turbulência diferentes, a saber, *realizable k-ε*, *SST k-ε* e *RNG k-ε*. A adoção do último modelo resultou numa melhor aderência aos dados experimentais utilizados.

2.4 Fluidos refrigerantes em ciclos de ejetor

Como foi observado anteriormente, o desempenho do ejetor depende em parte das propriedades termodinâmicas do fluido que escoar em seu interior. A Tabela 2.1 apresenta as propriedades dos fluidos comumente utilizados nas pesquisas com ejetores, além dos fluidos a serem analisados no presente trabalho, quais sejam, água e dióxido de carbono.

Segundo informações disponíveis nas referências afins (POWER,

1993; ASHRAE, 1981), a seleção do fluido refrigerante para um sistema de ejetor deve considerar os fatores detalhados a seguir.

- i. A entalpia de vaporização do fluido deve ser elevada, de modo de minimizar a taxa de circulação do fluido por unidade de efeito de refrigeração.
- ii. A pressão de saturação na temperatura do gerador deve ser moderada, a fim de evitar altos custos de construção no equipamento, além de minimizar a potência requerida pela bomba (POWER, 1993).
- iii. O fluido deve ser quimicamente estável, não tóxico, não explosivo, não corrosivo, de baixo custo e que não agrida o meio ambiente.
- iv. As propriedades de transporte que influenciam na transferência de calor (viscosidade e condutividade térmica) devem ser favoráveis à diminuição da perda de carga nos componentes e à transferência de calor, respectivamente..
- v. Os fluidos de trabalho de elevada massa molar requerem, comparativamente, ejetores de menor tamanho para uma mesma capacidade de refrigeração. Por conseguinte, a dificuldade na construção de ejetores de pequena escala deve ser considerada. Contudo, fluidos de massa molar elevada apresentam maior razão de entrada e, conseqüentemente, melhor desempenho do ejetor.

Segundo Chen *et al.* (2010b), os fluidos de trabalho para sistemas de conversão de energia de baixa temperatura podem ser classificados como fluidos secos, isentrópicos ou úmidos, segundo a inclinação da curva de vapor saturado, no diagrama T-s. Normalmente o fluido primário entra no ejetor em estado de vapor saturado seco ou levemente superaquecido e na passagem pelo bocal, o fluido sofre uma expansão que pode ser considerada isentrópica. Se não houver mudança de fase durante a expansão, considera-se que o fluido é seco ou isentrópico. Diferentemente, no caso do fluido ser úmido, pode ocorrer a formação de pequenas gotas de líquido na seção de saída do bocal. Por sua vez, esse fenômeno pode induzir choques de condensação, deterioração do equipamento e mal funcionamento do mesmo (CHEN *et al.*, 1998). Esse fenômeno foi inicialmente observado por Thompson e Sullivan (1975), que estudaram o desenvolvimento de choques de condensação em diversos fluidos, denominando os fluidos úmidos como fluidos *retrograde*. Se o vapor for superaquecido, pode-se desconsiderar as inconveniências mencionadas anteriormente, todavia o uso

de vapor superaquecido como fluido primário diminui a eficiência do ejetor (POWER, 1993). A Figura 2.7 apresenta os três tipos de fluidos no diagrama T-s.

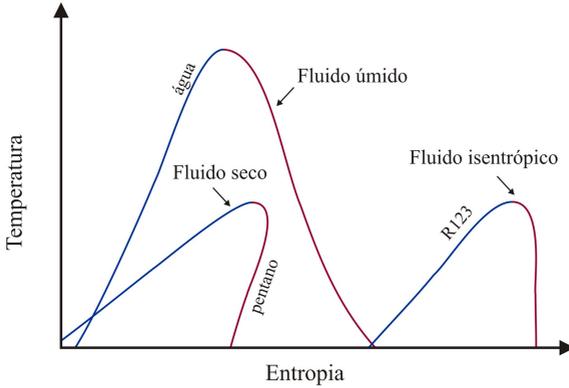


Figura 2.7: Processo de expansão no bocal convergente-divergente

Para expressar quanto úmido ou seco é um fluido utiliza-se o inverso do coeficiente angular dT/ds no diagrama, isto é a derivada ds/dT , a fim de evitar valores tendendo a infinito, no caso dos fluidos isentrópicos. Por conseguinte, os fluidos são classificados segundo o parâmetro $\xi = ds/dT$. Valores de $\xi > 0$ caracterizam a fluidos secos (i.g. pentano), $\xi \approx 0$ caracterizam os fluidos isentrópicos (i.g. HCFC123) e $\xi < 0$ os fluidos úmidos (i.g. água). A partir das relações T-ds e introduzindo a equação de Clausius-Clapeyron, obtém-se a seguinte expressão para ξ :

$$\xi = \frac{c_p}{T_{sat}} - \beta v \frac{h_{fg}}{T_{sat} v_{fg}} \quad (2.4)$$

onde c_p é o calor específico a pressão constante, T_{sat} é a temperatura de saturação, β é o coeficiente de expansão térmica, v o volume específico e h_{fg} e v_{fg} são a entalpia de vaporização e a diferença entre os volumes específicos do vapor e do líquido.

O uso de água como refrigerante em sistemas de refrigeração por ejetor apresenta varias vantagens, dentre elas, o elevado valor da entalpia de vaporização, do qual resulta uma baixa taxa de circulação para uma carga de refrigeração dada e, conseqüentemente, a potência mecânica requerida pela bomba é reduzida. A água tem custo desprezível, quando comparada aos refrigerantes sintéticos, e seu impacto

Tabela 2.1: Propriedades dos fluidos de trabalho para refrigeração por ejetor

	CFC11	CFC12	CFC113	HCFC123	HCFC141b	HFC134a	HFO1234yf	R718 (H ₂ O)	R744 (CO ₂)
Temp. sat. a 1 atm [°C]	23,7	-29,8	47,6	27,9	32,1	-26,1	-29,5	100,0	-
Pres. sat. a 100 °C [kPa]	824	3343	438	787	677	3972	-	101	-
Temperatura crítica [°C]	198,0	112	214,1	183,7	204,2	101,0	94,7	374,0	31,0
Pressão crítica [MPa]	4,41	4,11	3,44	3,67	4,25	4,06	3,38	22,06	7,38
Massa molar [kg/kmol]	137,38	120,92	187,39	152,93	116,9	102,03	114,04	18,02	44,01
Entalpia de vap. a 10 °C [kJ/kg]	186,3	147,6	155,3	176,8	129,4	190,9	156,8	2257,0	197,1
GWP	4000	8500	5000	93	630	1300	4	0	1
ODP ^a	1	1	0,8	0,02	0,11	0,02	0	0	0
Rel. R11									
Inflamabilidade	Não	Não	Não	Não	Sim	Não	Sim	Não	Não
ξ [J/(kg·K ²)] ^b (S - I - U) ^c	-0,37 U	-0,92 U	0,54 S	0,15 I	-0,15 I	-1,04 U	-0,17 I	-11,96 U	-5,65 U

^a Ozone Depletion Potential^b Avaliado a 1 atm^c Seco-Isentrópico-Úmido

ambiental é nulo. Todavia, esse fluido apresenta alguns inconvenientes. Como já foi observado, o uso da água limita a temperatura de operação do evaporador para valores acima de 0°C e por conseguinte, a pressão de operação deve ser menor que a atmosférica. Além disso, o volume específico desse fluido nas condições de vaporização é elevado. Por conseguinte, no sentido de minimizar as perdas de carga nas tubulações, o diâmetro dessas deve ser suficientemente grande, de modo a acomodar a elevada vazão volumétrica resultante (CHEN; SUN, 1997). Conforme mostram as pesquisas referenciadas nesse trabalho, o sistema de ejetor de vapor d'água opera eficientemente para temperaturas no gerador na faixa de 90 a 130°C, além do que, requer o uso de condensador resfriado a água, por decorrência da baixa pressão de descarga no ejetor (EAMES *et al.*, 1995). Por conseguinte, a utilização d'água como refrigerante é termodinamicamente restrita.

Os ejetores de vapor com água como fluido de trabalho têm sido analisados comumente através de modelos que consideram o fluido gás ideal (APHORNRATANA; EAMES, 1997; CHEN; SUN, 1997). Nesses modelos, observa-se boa aderência aos dados experimentais, mesmo que o desenvolvimento de um escoamento bifásico seja desconsiderado. As pressões de operação dos ejetores testados são suficientemente distantes da pressão crítica e, portanto, os erros induzidos pela adoção da hipótese de gás ideal são mínimos (BEJAN, 2006).

O trabalho experimental desenvolvido por (HOLTON, 1951) mostra que o desempenho dos ejetores melhora quando são utilizados fluidos de massa molar maior. Nesse contexto, muitos trabalhos têm sido desenvolvidos visando a utilização de refrigerantes halogenados (CFCs, HCFCs e HFCs) tais como CFC11 (APHORNRATANA *et al.*, 2001), CFC12 (ZEREN *et al.*, 1979), CFC113 (HUANG *et al.*, 1985), CFC114 (SOKOLOV; HERSHGAL, 1990), HCFC123 (SUN; EAMES, 1996), HFC134a (CHEN; SUN, 1997), HCFC141b (HUANG *et al.*, 1999; KORRES *et al.*, 2002) e HCFC142b (DORANTES *et al.*, 1996). A principal vantagem dos refrigerantes halogenados reside na possibilidade de utilização de fontes térmicas de baixa temperatura, até mesmo de 60°C (SUN; EAMES, 1995).

Sun (1999) simulou um sistema de refrigeração por ejetor utilizando vários refrigerantes, dentre os quais destaca-se água, CFC11, CFC12, CFC13, HCFC21, HCFC123, HCFC142b, HFC134a, HFC152a, HC318 e R500. Esses autores mostraram que a maior razão de entrada é obtida quando é utilizado o refrigerante CFC12. Entretanto o CFC12 é atualmente proibido na comunidade europeia, nos Estados Unidos e recentemente no Brasil. Foi observado também que em determina-

das condições de operação, em que o gerador opera com temperaturas entre 100 a 150 °C, a água mostra-se um bom fluido competidor com outros fluidos menos ambientalmente aceitáveis. Em outro estudo desenvolvido por Cizungu *et al.* (2001), considerou-se os refrigerantes HCFC123, HFC134a, HFC152a e amônia. Esse estudo mostra que para uma geometria de ejetor fixa, o refrigerante HFC134a é o mais indicado para temperaturas de gerador abaixo de 90 °C. Para temperaturas superiores a essa, concluiu-se que o refrigerante mais apropriado, dentre os analisados é amônia.

Conforme as pesquisas descritas anteriormente, os refrigerantes halogenados aparecem como uma opção viável para aplicações de refrigeração por ejetor, principalmente devido ao fato de que ciclos utilizando estes refrigerantes podem operar a temperaturas menores que 0 °C. Os refrigerantes halogenados oferecem a possibilidade de utilizar fontes térmicas de menor temperatura, além do que, por decorrência da temperatura de condensação mais elevada, possibilitam também o uso de condensadores resfriados com ar ambiente. Entretanto, a aplicação desses refrigerantes é atualmente questionada devido aos efeitos negativos na atmosfera (UNEP, 2006). Uma alternativa promissora é o uso do refrigerante HC600a (isobutano), proposto por Prasadawas e Lundqvist (2007). Esse refrigerante produz impactos ambientais mínimos, mas sua aplicação é restringida nos Estados Unidos, devido a sua alta inflamabilidade. Pelo exposto anteriormente, as alternativas de refrigerantes ficam reduzidas ao novo refrigerante sintético HFO1234yf e aos refrigerantes naturais, tais como água e CO₂. A combinação desses últimos refrigerantes em um ciclo em cascata permitiria aproveitar as vantagens de cada um e minimizar os inconveniente enunciados anteriormente.

Segundo o melhor conhecimento do autor, não há indícios do uso de CO₂ como refrigerante em sistemas de refrigeração por ejetor. Consequentemente, o uso de CO₂ em ejetores é limitado principalmente a ciclos de refrigeração convencionais trans-críticos, visando a recuperação de parte do trabalho de expansão através deste dispositivo (DENG *et al.*, 2007). Recentemente, Elbel e Hrnjak (2007) e Chen *et al.* (2010a) desenvolveram estudos experimentais de ejetores de CO₂ trans-críticos. Esses autores apresentaram correlações empíricas para estimar o desempenho dos ejetores em cada condição de operação, mas não fornecem uma metodologia para análise. Angielczyk *et al.* (2010) apresentaram uma metodologia para avaliação de ejetores de CO₂ trans-críticos, mas esta evidencia dificuldades para modelar o processo de mistura.

O caso do CO_2 distingue-se do caso da água, posto que a temperatura crítica deste fluido encontra-se dentro da faixa de temperaturas de operação do gerador de vapor e do condensador, comumente utilizados nos sistemas de refrigeração solar (HWANG *et al.*, 2008). Por conseguinte, devido à proximidade do ponto crítico, a adoção da hipótese de gás ideal não é mais aceitável.

Com base nas considerações anteriores, o desempenho de um ejetor operado com CO_2 não deve ser analisado através de modelos que adotem a hipótese de gás ideal, como é o caso do modelo de Huang *et al.* (1999). Por conseguinte, faz-se necessário o desenvolvimento de um modelo, adotando-se a equação de estado de gás real e que considere o escoamento bifásico no interior do ejetor, quando ocorrer.

2.5 Velocidade do som em meio bifásico

A análise do fenômeno de bloqueio dos escoamentos primário e secundário num ejetor depende de correlações válidas para a velocidade do som no meio. Entretanto, a medição da velocidade de propagação do som em sistemas bifásicos é uma tarefa difícil. Nesses sistemas, a pressão e a temperatura não são variáveis independentes, uma vez que estão relacionadas através das equações de equilíbrio entre as fases. Por conseguinte, os efeitos de compressão e expansão, produzidos pela passagem da onda sônica, são acompanhados de transferência de massa de uma fase para a outra. A velocidade do som num meio homogêneo é definida na termodinâmica pela equação que segue,

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s} = \sqrt{-v^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_s} \quad (2.5)$$

onde P é a pressão, ρ é a massa específica e v o volume específico. Entretanto, o subscrito s denota que as propriedades são avaliadas considerando a entropia constante.

Existem várias correlações para a velocidade sônica de um escoamento bifásico, a maioria baseadas na hipótese de escoamento homogêneo. Uma aproximação utilizada na modelagem de ejetores foi proposta por Sherif *et al.* (2000), que sugerem a derivação numérica por diferenças finitas.

Os autores Zhao *et al.* (2008) testaram, por sua vez, a seguinte cor-

relação para a velocidade aproximada, obtendo resultados aceitáveis,

$$c^2 = -v^2 \left[x \frac{dv_v}{dP} + (1-x) \frac{dv_l}{dP} \right]^{-1} \quad (2.6)$$

onde v_l e v_v são o volume específico do líquido saturado e do vapor saturado, respectivamente e x é o título. O volume específico da mistura bifásica, v , é expresso conforme segue

$$v = (1-x)v_l + xv_v \quad (2.7)$$

Landau e Lifshitz (1987) propuseram uma abordagem distinta na teoria da propagação do som para situações onde exista transferência de massa entre as fases, decorrente das oscilações da pressão devidas à passagem da onda acústica. Nesse modelo, a derivada $(\partial v / \partial P)_s$ é calculada através da regra de derivação implícita do cálculo, considerando o título como variável independente, de que resulta a expressão,

$$\left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_x - \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)_p \frac{\left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_x}{\left(\frac{\partial s}{\partial x} \right)_p} \quad (2.8)$$

Na região bifásica, a entropia é expressa em função do título, do mesmo modo que o volume específico (Eq. 2.7), conforme segue

$$s = (1-x)s_l + xs_v \quad (2.9)$$

onde os subscritos v e l denotam a entropia avaliada nos estados de vapor saturado e líquido saturado, respectivamente.

Substituindo-se as equações 2.9 e 2.7 na equação 2.8, obtém-se

$$\left(\frac{\partial v}{\partial P} \right)_s = x \left[\frac{dv_v}{dP} - \frac{v_v - v_l}{s_v - s_l} \frac{ds_v}{dP} \right] + (1-x) \left[\frac{dv_l}{dP} - \frac{v_v - v_l}{s_v - s_l} \frac{ds_l}{dP} \right] \quad (2.10)$$

Expandindo-se na equação anterior as derivadas totais em relação à pressão, introduzindo a entalpia de vaporização $h_{lv} = T(s_v - s_l)$ e utilizando-se a equação de Clausius-Clayperon para expressar a derivada dP/dT ao longo da curva de equilíbrio, qual seja $dP/dT =$

$h_{lv}/T(v_v - v_l)$, obtém-se expressão que segue

$$\left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_s = x \left[-\kappa_v v_v + \frac{2T}{h_{lv}} (v_v - v_l) \beta_v v_v - T \frac{C_{p,v}}{h_{lv}^2} (v_v - v_l)^2 \right] + (1-x) \left[-\kappa_l v_l + \frac{2T}{h_{lv}} (v_v - v_l) \beta_l v_l - T \frac{C_{p,l}}{h_{lv}^2} (v_v - v_l)^2 \right] \quad (2.11)$$

onde κ é a compressibilidade isotérmica e β é o coeficiente de expansão térmica. A equação 2.11 apresenta a vantagem de ser definida em função de quantidades mensuráveis.

Recentemente, Lund e Flatten (2010) apresentaram duas correlações para avaliação da velocidade do som em meios bifásicos, uma que leva em consideração somente o equilíbrio na pressão das fases e outra, que leva em consideração o equilíbrio tanto na pressão quanto na temperatura, e contudo relaxa a condição de equilíbrio do potencial químico. Essa última correlação é equivalente ao modelo homogêneo de relaxação (DOWNAR-ZAPOLSKI *et al.*, 1996) para tempos de relaxação pequenos (que é o caso do vapor próximo à saturação). A correlação que considera somente equilíbrio na pressão é expressa pela seguinte equação

$$c_l^{-2} = \rho \left(\frac{\epsilon_v}{\rho_v c_v^2} + \frac{\epsilon_l}{\rho_l c_l^2} \right) \quad (2.12)$$

onde $\rho = 1/v$ é a massa específica do meio bifásico, calculada através da Eq. 2.7.

Entretanto, a correlação proposta, adotando-se equilíbrio tanto de pressão quanto de temperatura é expressa como segue

$$c_{II}^{-2} = c_I^{-2} + \frac{\rho}{T} \frac{C_{p,v} C_{p,l} (\zeta_l - \zeta_v)^2}{C_{p,v} + C_{p,l}} \quad (2.13)$$

onde c_v e c_l representam a velocidade do som do vapor e do líquido saturado, respectivamente, enquanto ϵ_v e ϵ_l são a fração volumétrica do vapor e do líquido. A correlação para a velocidade do som, considerando-se somente equilíbrio na pressão das fases (c_I) é equivalente à correlação apresentada por Wood (1930), a qual é largamente empregada em meios líquidos contendo pequenas bolhas de gás, particularmente em geologia. Essa equação é válida quando as duas fases são homogêneamente distribuídas e a transferência de massa entre as fases é mínima (NICHITA *et al.*, 2010). Os parâmetros ζ_k e $C_{p,k}$ são

definidos conforme segue

$$\zeta_k = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_{s_k} = \frac{T\beta_k v_k}{c_{p,k}} \quad (2.14)$$

$$C_{p,k} = \rho_k \epsilon_k c_{p,k} \quad (2.15)$$

onde os subscritos k denotam os estados de saturação (vapor ou líquido).

Com o objetivo de comparar e avaliar as correlações anteriormente apresentadas, a velocidade do som é calculada para o dióxido de carbono na pressão de 1MPa. Variando-se o título desde o estado de líquido saturado até o estado de vapor saturado, obtêm-se as curvas apresentadas na Figura 2.8.

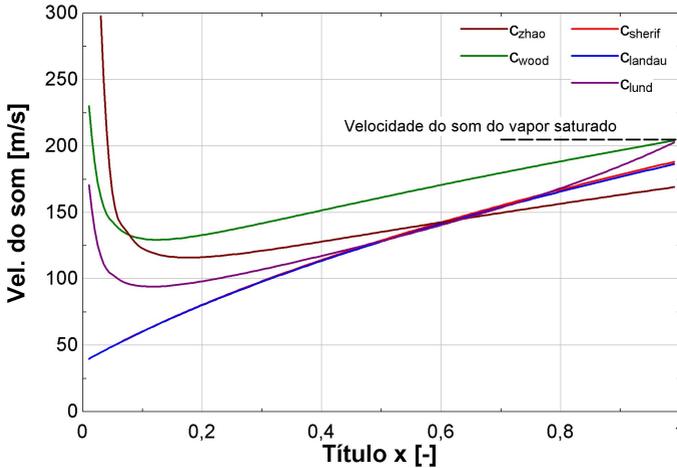


Figura 2.8: Comparação dos modelos de velocidades sônicas para CO_2

Observa-se na Figura 2.8, que os valores da velocidade do som calculados através da correlação de Landau e Lifshitz (1987) e da correlação de Sherif *et al.* (2000) são concordantes. Nessa última correlação foi utilizada a equação de diferenças finitas definida por três pontos. Observa-se também que a velocidade do som definida por essas correlações cresce monotonicamente quando o título aumenta no intervalo compreendido entre 0 e 1. Nessas correlações, considera-se que o meio

encontra-se em estado de equilíbrio termodinâmico. Por conseguinte a adição de uma segunda fase resulta na absorção da onda sonora, visto que as expansões e compressões produzidas são acompanhadas de mudanças nas fases, resultando na descontinuidade observada na Figura 2.8. A existência dessa descontinuidade tem sido muito discutida nas referências Young e Guha (1991) e Nichita *et al.* (2010). Recentemente Stadtke (2006) e Nakagawa *et al.* (2009) descreveram a descontinuidade na velocidade de propagação do som como fisicamente impossível. Por essa razão, no presente estudo sugere-se a utilização de um dos modelos que não apresentam descontinuidade (Wood (c_I) ou Lund (c_{II})).

2.6 Ciclo de ejetor acionado por energia solar

Uma das principais características do ciclo de refrigeração baseado em ejetor é a utilização de calor a baixa temperatura. A energia solar captada através de coletores solares é apropriada para mover um ciclo de ejetor. Contudo, conforme as características operacionais do ejetor e do investimento inicial, o ciclo tem sido empregado mais para aplicações de condicionamento de ar do que para refrigeração (CHUNNANOND; APHORNATANA, 2004a).

Um ciclo de refrigeração solar por ejetor consiste em dois subsistemas a saber, o sistema de refrigeração e o sistema solar. Esses sistemas são normalmente separados e conjugados através de um trocador de calor, que é o próprio gerador de vapor (Figura 2.9).

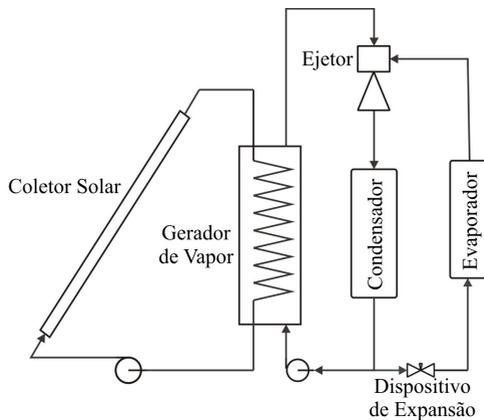


Figura 2.9: Sistema de refrigeração solar por ejetor

O coeficiente de desempenho do sistema de refrigeração solar por ejetor pode ser expresso conforme a equação que segue.

$$COP_{global} = \eta_{solar} \times COP_{ciclo\ ejetor} \quad (2.16)$$

Resulta evidente que o desempenho global não é somente afetado pelo desempenho do ejetor, mas também pela eficiência do sistema de captação de energia solar. Por conseguinte, o tipo de coletor utilizado para cada aplicação deve ser selecionado segundo a temperatura de operação do gerador de vapor (HUANG *et al.*, 2001).

Os efeitos transientes do sistema de ejetor acionado por energia solar foram avaliados por Prisadawas e Lundqvist (2007) e Vidal (2005). Esses trabalhos evidenciaram a necessidade de se adotar um sistema de respaldo ou de armazenamento de frio, visando facilitar a operação em períodos de baixa insolação.

2.7 Aplicações de ejetores em sistemas de refrigeração

Conforme apresentado nas seções anteriores, o desempenho do ciclo de refrigeração por ejetor depende da razão de entrada ω e da pressão no condensador (de descarga do ejetor). O único meio de se aumentar a vazão de fluido secundário que entra no ejetor é aumentar a pressão desse escoamento. Todavia isso não é viável, posto que a temperatura no evaporador é considerada fixa. Alguns estudos (HUANG *et al.*, 1985; SUN; EAMES, 1996) sugerem a utilização de trocadores de calor intermediários, denominados prerresfriador e preaquecedor, conforme apresenta a Figura 2.10. Essa configuração permite melhorar o desempenho global do sistema. A temperatura do refrigerante que entra no gerador de vapor é conseqüentemente aumentada, enquanto que a temperatura do refrigerante que entra no evaporador é diminuída, resultando na diminuição da energia requerida no gerador de vapor e um aumento no efeito de refrigeração.

Sokolov e Hershgal (1990) propuseram novas concepções para melhorar o desempenho dos sistemas de ejetor, através do uso eficiente do trabalho mecânico. Essas concepções consistem no ciclo ejetor assistido por compressor e no ciclo híbrido de compressão mecânica-ejetor, tais como ilustrados na Figura 2.11. O ciclo assistido por compressor (Fig. 2.11(a)) é semelhante ao ciclo de ejetor convencional. Um compressor de baixa razão de compressão é colocado entre a saída do evaporador e na linha de sucção do ejetor. Com essa modificação do ciclo, incrementa-se a pressão do operação do escoamento secundário,

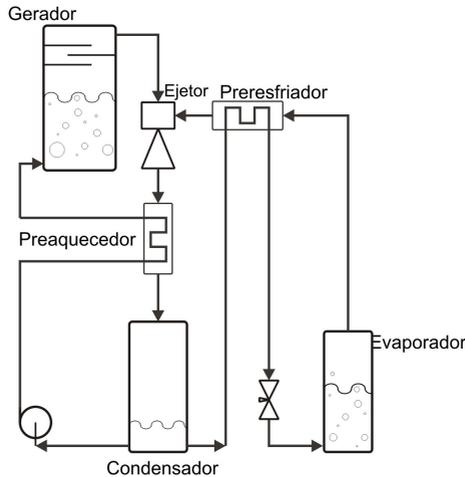


Figura 2.10: Ciclo de refrigeração com ejetor modificado

melhorando o desempenho do ejetor. Na prática, partículas de óleo ingressam no ejetor causando problemas na operação (DORANTES *et al.*, 1996). Devido ao aumento da pressão do escoamento secundário, é possível diminuir a pressão do escoamento primário e, por conseguinte, utilizar fontes de baixa temperatura no gerador de vapor.

O sistema híbrido (Fig. 2.11(b)) por outro lado, consiste em dois sub-ciclos, um ciclo de compressão mecânica e outro de ejetor. Segundo essa configuração as razões de compressão em ambos ciclos são pequenas. A carga de refrigeração é transferida desde o evaporador para um trocador de calor intermediário, que faz a interface entre os ciclos. Segundo essa concepção, o ciclo ejetor é usado como sistema de rejeição de calor. No caso de somente um refrigerante ser utilizado, o trocador de calor intermediário pode ser substituído por tanque de mistura. No trabalho de Sokolov e Hershgal (1990) é também proposta uma metodologia para simulação do protótipo de refrigerador testado pelos autores, no qual o refrigerante CFC114 é utilizado.

Os resultados das simulações realizadas por Sokolov e Hershgal (1990) mostram que os ciclos assistidos por compressão mecânica apresentam desempenho significativamente melhor, que o desempenho do ciclo de ejetor convencional. Deve-se observar, entretanto, que nestes casos, a potência requerida pelo compressor é consideravelmente maior do que a potência fornecida na bomba e, portanto deve ser considerada na análise de desempenho do sistema.

Considerando a concepção do ciclo híbrido e o fato de o fluido

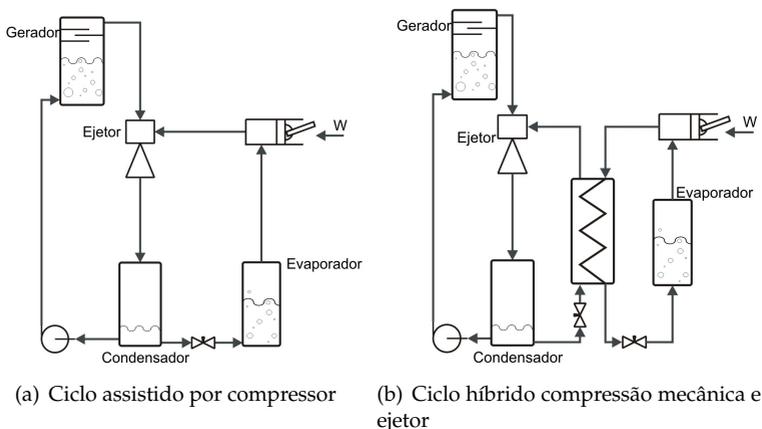


Figura 2.11: Ciclos de ejetor com compressor

ser banido pela comunidade europeia, como o CFC114, Sun (1997) realizou um estudo teórico, considerando um sistema mais amigável ao meio ambiente, onde o ciclo ejetor opera com água, enquanto o ciclo de compressão mecânica o faz com HFC134a. As simulações mostram que o coeficiente de desempenho do sistema de compressão mecânica conjugado ao ciclo de ejetor, aumenta em 50%, em relação ao ciclo de compressão mecânica puro somente operando entre as mesmas temperaturas do evaporador e do condensador. Atualmente o HFC134a tem seu uso restringido devido a seu comprovado impacto negativo na atmosfera. Nesse contexto, Colle *et al.* (2009) propuseram a substituição do HFC134a por CO_2 no ciclo de compressão mecânica. Esses autores realizaram uma otimização econômica do ciclo, com base numa correlação $f-\phi$ chart (DUFFIE; BECKMAN, 2006), especialmente validada para ciclos ejetores. Essa abordagem possibilita a análise econômica de ciclos desse tipo, com dados de irradiação média mensal, segundo o critério de ganho financeiro na vida útil da planta.

2.8 Ciclo combinado de potência e refrigeração por ejetor

Os denominados ciclos de Rankine orgânicos têm recebido maior atenção nos últimos anos, principalmente devido à possibilidade de se utilizar energia solar ou fontes térmicas residuais. Neste contexto, Wang *et al.* (2009b) propuseram um ciclo de combinado de potência e refrigeração por ciclo de ejetor. Segundo o ciclo, o vapor gerado no gerador de vapor é conduzido a uma turbina acoplada a um gerador

elétrico. O vapor de descarga da turbina entra no ejetor como fluido primário, enquanto o fluido secundário provém do evaporador. Wang *et al.* (2009a), por sua vez, estudaram a conjugação do ciclo com coletores solares conforme ilustrado na Figura 2.12. Em ambos os casos anteriores, o fluido de trabalho é HCFC123.

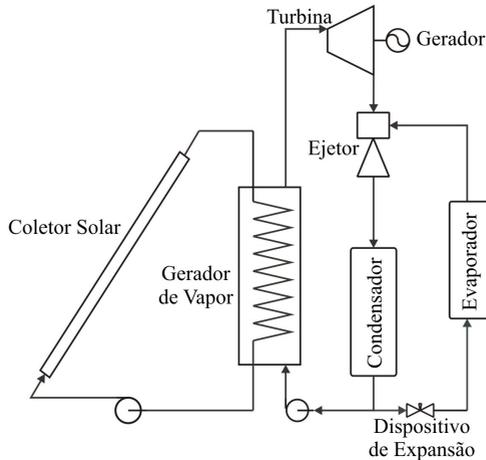


Figura 2.12: Ciclo combinado de potência e refrigeração por ejetor

O ciclo de Rankine trans-crítico de CO_2 , acionado por energia solar, foi proposto por Zhang *et al.* (2006). O ciclo é equivalente a um ciclo de Rankine convencional, mas como a alta pressão do ciclo é supercrítica, o gerador de vapor é substituído por um aquecedor de gás (*gas heater*). Posteriormente os autores apresentaram resultados experimentais da operação de um sistema piloto (ZHANG *et al.*, 2007) e de um sistema onde o aquecimento é realizado diretamente através de coletores solares (ZHANG; YAMAGUCHI, 2008). Nesse último trabalho, os autores propõem um protótipo de coletor do tipo tubo evacuado.

Recentemente, Chen *et al.* (2010) realizaram uma simulação transiente de um ciclo de Rankine trans-crítico de CO_2 acionado por energia solar. Nesse estudo, os autores simularam a operação para o período de um ano de um sistema localizado em Estocolmo, considerando a temperatura de condensação de 22°C .

Embora o ciclo de Rankine trans-crítico não seja tão estabelecido, este aparece como uma opção viável para o aproveitamento da energia solar, com a vantagem de não apresentar os problemas ambientais

atribuídos aos fluidos refrigerantes sintéticos, tampouco a toxicidade da amônia e inflamabilidade, como os casos do butano e do isobutano. No presente trabalho, propõe-se adaptar e analisar o ciclo proposto por Wang *et al.* (2009b) utilizando CO₂ como fluido de trabalho, considerando as opções tecnológicas apresentadas por Zhang e Yamaguchi (2008). Esta configuração poderá propiciar o uso eficiente da energia, além do que, uma alternativa para suprir uma das maiores demandas energéticas atuais, a refrigeração e o condicionamento de ar. A principal limitante, aparentemente, é a temperatura de condensação, que em todos os trabalhos é considerada próxima a 20°C. Por essa razão, no presente estudo, considera-se a disponibilidade água a temperaturas relativamente baixas, como ocorre na costa do Chile e em boa parte de fundos de rios amazônicos.

2.9 Conclusões

No presente capítulo apresentou-se uma revisão das referências técnica da teoria dos ejetores de vapor, da modelagem desses componentes e das aplicações em sistemas de refrigeração. A Tabela 2.2 sumariza os modelos disponíveis na literatura para análise de desempenho de ejetores de vapor. Tais modelos diferem entre si em relação à formulação, às hipóteses simplificativas, às estratégias de solução numérica, às informações empíricas empregadas, os fluidos empregados e às suas aplicações.

As características particulares dos fluidos de trabalhos propostos neste estudo, não permitem que sejam analisados através dos modelos estabelecidos nas referências afins. Por conseguinte, propõe-se melhorar os modelos unidimensionais utilizados para simular ejetores. Propõe-se também, um modelo para simular ejetores de CO₂ para aplicações em ciclos de ejetor trans-críticos e num ciclo conjugado em cascata, utilizando água e CO₂ como fluidos de trabalho.

Tabela 2.: Resumo das características dos modelos de ejetor apresentados no Capítulo 2

Autor(es)	Origem	Modelo	Fluido	Classificação do Fluido	Bloqueio	Equação de Estado	Aplicação
Keenan e Neumann (1942)	EU/A	Empírico	Ar	Seco	Não	Gás Ideal	Exaustão
Keenan <i>et al.</i> (1950)	EU/A	1D	Ar	Seco	Não	Gás Ideal	Exaustão
Hickman <i>et al.</i> (1972)	EU/A	2D	Ar	Seco	Não	Gás Ideal	Exaustão
Munday e Bagster (1977)	Austrália	1D Pressão Cte.	Vapor d'água	Úmido	Duplo	Gás Ideal	Exaustão
Eames <i>et al.</i> (1995)	Inglaterra	1D Pressão Cte.	Vapor d'água	Úmido	Simplex	Gás Ideal	Refrigeração
Sun e Eames (1996)	Irlanda	1D Pressão Cte.	HCFE123	Isentrópico	Simplex	Gás Ideal	Refrigeração
Huang <i>et al.</i> (1999)	Taiwan	1D Pressão Cte.	HCFE141b	Isentrópico	Duplo	Gás Ideal	Refrigeração
Rifát e Everitt (1999)	Inglaterra	CFD	NH ₃	Úmido	-	Gás Ideal	Refrigeração
			HFC134a	Isentrópico	-	Gás Ideal	Refrigeração
Deberne <i>et al.</i> (1999)	França	Bifásico	Vapor d'água	Úmido	Duplo	Gás Real	Injetor
Rogdakis e Alexis (2000)	Grecia	1D Pressão Cte.	NH ₃	Úmido	Duplo	Gás Real	Refrigeração
Beithou e Aybar (2000)	Turquia	Bifásico	Vapor d'água	Úmido	Duplo	Gás Ideal	Bomba ejetora
Sherif <i>et al.</i> (2000)	EU/A	Bifásico	HFC134a	Úmido	Duplo	Gás Real	Bomba ejetora
Alexis e Rogdakis (2003)	Grecia	1D Pressão Cte.	Vapor d'água	Úmido	Duplo	Gás Real	Refrigeração
Vapic e Ersoy (2005)	Turquia	1D Área Cte.	HCFE123	Isentrópico	Duplo	Gás Ideal	Refrigeração
Rusiy <i>et al.</i> (2005)	Austrália	CFD	HFC134a	Úmido	-	Gás Real	Refrigeração
Cizungu <i>et al.</i> (2005)	Alemanha	Bifásico/Empírico	NH ₃	Úmido	Simplex	Gás Ideal	Refrigeração
Prisadawas (2006)	Suécia	1D Pressão Cte.	HCFE141b	Isentrópico	Duplo	Gás Ideal	Refrigeração
Zhu <i>et al.</i> (2007)	China	2D	HCFE141b	Isentrópico	Duplo	Gás Ideal	Refrigeração
Sriveerakul <i>et al.</i> (2007a)	Tailândia	CFD	Vapor d'água	Úmido	-	Gás Real	Refrigeração
Zhu e Li (2009)	China	Bifásico	Vapor d'água	Úmido	Duplo	Gás Ideal	Refrigeração
Zhu <i>et al.</i> (2009)	China	CFD	HCFE141b	Isentrópico	-	Gás Ideal	Refrigeração
Angielczyk <i>et al.</i> (2010)	Polónia	Bifásico	CO ₂	Úmido	Simplex	Gás Real	Disp. de Expansão

3 Modelagem do ejetor

Na revisão bibliográfica apresentada no capítulo anterior, foram examinadas as contribuições mais relevantes publicadas sobre a teoria de ejetores. Conforme foi observado, das abordagens unidimensionais a mais empregada é a de Huang *et al.* (1999), em projetos de ejetores e pesquisas sobre o controle da operação do ciclo. Contudo, conforme apresentado no capítulo anterior, a modelagem de ejetores com fluidos naturais não pode ser desenvolvida com modelos baseados somente na hipótese de gás ideal, como é o caso do modelo de Huang *et al.*. Até o presente, os modelos disponíveis para predição de desempenho de ejetores de vapor, baseados na equação de estado do gás real fazem uso de correlações empíricas (CIZUNGU *et al.*, 2005), ou não fornecem informações acerca do escoamento nem do processo na seção de mistura do ejetor (ALEXIS; ROGDAKIS, 2003). Por conseguinte, propõe-se no presente trabalho um novo modelo, apropriado para gases reais, inclusive para a condição do escoamento bifásico. Por essa razão, utiliza-se uma correlação válida para a velocidade do som em misturas bifásicas, para os fluidos úmidos água e CO₂.

3.1 Modelo quase-unidimensional

A exemplo dos outros modelos aqui analisados, a formulação matemática do presente modelo unidimensional é baseada nas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia. Essas equações são definidas em volumes de controle respectivos aos processos de transporte que ocorrem no ejetor. A Figura 3.1 ilustra tais volumes de controle. As equações de conservação, na condição de perdas por atrito nulas, são expressas conforme segue.

i. Conservação da massa

$$\sum \rho_i u_i A_i = \sum \rho_o u_o A_o \quad (3.1)$$

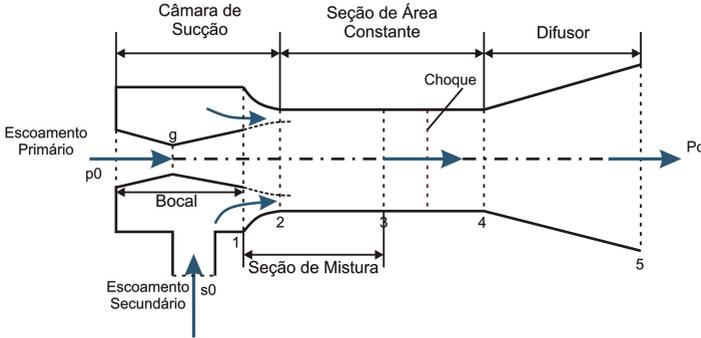


Figura 3.1: Modelo do ejetor

ii. Conservação da quantidade de movimento linear

$$P_i A_i + \sum \dot{m}_i u_i = P_o A_o + \sum \dot{m}_o u_o \quad (3.2)$$

iii. Conservação da energia

$$\sum \dot{m}_i (h_i + u_i^2/2) = \sum \dot{m}_o (h_o + u_o^2/2) \quad (3.3)$$

onde ρ é a massa específica, u a velocidade axial, A a área da seção transversal, P a pressão, h a entalpia e \dot{m} a vazão mássica. Os subscritos i e o indicam que as propriedades referem-se à entrada e à saída do volume de controle, respectivamente.

Note-se que, conforme a teoria de Munday e Bagster (1977) os escoamentos primário e secundário não se misturam até o bloqueio do escoamento secundário. Portanto, entre as seções de entrada (p_0 e s_0) e a seção de início da mistura (2) os escoamentos são totalmente distinguíveis. Dessa forma, na seção (1) pode-se distinguir duas seções p_1 e s_1 , relativas ao escoamento primário e secundário, respectivamente. Analogamente na seção (2) distinguem-se as duas seções p_2 e s_2 .

Admite-se nesta análise a disponibilidade de uma equação de estado apropriada para o fluido de trabalho considerado. Além da equação de estado, supõe-se também conhecidos os estados termodinâmicos dos fluidos primário e secundário na entrada do ejetor, bem como a geometria deste. O modelo descrito no presente capítulo é direcionado para a análise de um ejetor existente, operando no modo crítico. Caso seja necessário projetar-se um ejetor, deve-se fornecer a carga de refrigeração e as pressões de operação, a partir das quais as relações geométricas básicas são estabelecidas.

Com o intuito de simplificar o modelo e sem perder generalidade, as seguintes hipóteses simplificativas são adotadas:

- a. O escoamento no interior do ejetor é unidimensional e ocorre sob regime permanente.
- b. Os fluidos primário e secundário entram no ejetor nas condições termodinâmicas de estagnação ($u_{p0} = u_{s0} = 0$).
- c. A velocidade na descarga do ejetor é desprezível ($u_5 = 0$).
- d. O processo é adiabático.
- e. As perdas por atrito são introduzidas através de eficiências isentrópicas para o bocal, o acoplamento ejetor-evaporador e para o difusor. Esses coeficientes são considerados conhecidos nesta análise, mas devem ser estimados experimentalmente ou validados através de modelação numérica do escoamento.
- f. Depois de passar pelo bocal o fluido primário expande-se na câmara de sucção sem misturar-se com o escoamento secundário, formando uma garganta aerodinâmica dentro da câmara de mistura (HUANG *et al.*, 1999).
- g. O processo de mistura ocorre a pressão constante, depois do bloqueio do escoamento secundário (MUNDAY; BAGSTER, 1977), dentro da seção de área constante.

Considerando as hipóteses simplificativas adotadas, as equações de conservação são estabelecidas para cada volume de controle, conforme segue.

3.1.1 Garganta do bocal

Segundo Sherif *et al.* (2000), é conveniente analisar separadamente o fenômeno do bloqueio (*choking*) do escoamento na garganta do bocal e o cálculo do estado termodinâmico na saída do mesmo. Por conseguinte, define-se o primeiro volume de controle entre a entrada do bocal no ponto $p0$ e a garganta no ponto g , segundo a Figura 3.1.

A equação de conservação de energia nesse volume de controle, segundo as hipóteses simplificativas adotadas, é reduzida a equação que segue

$$h_{p0} - h_g = \frac{u_g^2}{2} \quad (3.4)$$

onde h_{p0} e h_g são as entalpias do fluido na entrada e na garganta do bocal, respectivamente, e u_g é a velocidade do escoamento no ponto g .

O desempenho do bocal é avaliado admitindo-se um valor constante para a sua eficiência isentrópica. Conforme os resultados dos experimentos apresentados por Eames *et al.* (1995), o valor da eficiência isentrópica do bocal é considerado igual a 0,95. Entretanto, de acordo com ESDU (1988) o valor da eficiência isentrópica do bocal situa-se entre 0,9 e 0,95. A eficiência isentrópica do bocal (η_g) é definida segundo a expressão que segue

$$\eta_g = \frac{h_{p0} - h_g}{h_{p0} - h_{gs}} \quad (3.5)$$

onde h_{gs} é a entalpia do fluido na garganta do bocal para o caso ideal de expansão isentrópica, ou seja,

$$h_{gs} = h(P_g, s_{p0}) \quad (3.6)$$

sendo P_g a pressão na garganta e s_{p0} a entropia do fluido primário na entrada do bocal.

No bocal o fluido primário é acelerado até a velocidade sônica, ponto no qual o número de Mach é unitário e, por conseguinte, o escoamento é considerado bloqueado. Dessa forma, fazendo-se uso da definição da velocidade do som, calculada através da equação de estado do gás, se estabelecem as seguintes equações:

$$u_g = c_g = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{s=s_g}} \quad (3.7)$$

$$\rho_g = \rho(h_g, P_g) \quad (3.8)$$

$$s_g = s(h_g, P_g) \quad (3.9)$$

onde ρ_g e s_g são, respectivamente, a massa específica e a entropia específica do fluido na garganta.

O sistema constituído pelas equações 3.4 a 3.9 é resolvido iterativamente. A derivada parcial na equação 3.7 pode ser avaliada através de derivação numérica direta (diferenças finitas) ou por modelos apropriados. No caso do estado termodinâmico na garganta situar-se na região bifásica, no cálculo da velocidade u_g deve-se empregar um dos dois modelos sugeridos na Seção 2.5.

Finalmente, a vazão mássica de fluido primário que entra no ejetor é expressa conforme segue,

$$\dot{m}_p = \rho_g A_g u_g \quad (3.10)$$

onde \dot{m}_p é a vazão mássica de fluido primário que escoo no ejetor e A_g é a área da seção transversal da garganta.

3.1.2 Saída do bocal

Para a seção convergente do bocal Sherif *et al.* (2000) sugerem utilizar um procedimento análogo ao descrito na seção anterior. Entretanto, de acordo com ESDU (1988), o ângulo de divergência sugerido para ejetores em geral deve situar-se entre 3° e 6°. Considerando-se que as perdas em escoamentos de elevados valores de Reynolds em dutos de ângulo de divergência baixo são pequenas (ASHRAE, 1981), o processo de expansão do escoamento pode ser considerado como isentrópico ($s_{p1} = s_g$).

A vazão mássica de fluido primário é conhecida a partir da equação 3.10. Fazendo-se uso da equação da continuidade para o volume de controle obtém-se a seguinte equação

$$\dot{m}_p = \rho_{p1} A_{p1} u_{p1} \quad (3.11)$$

onde ρ_{p1} e u_{p1} representam a massa específica do fluido e a velocidade do escoamento, avaliadas no ponto $p1$. A massa específica ρ_{p1} é calculada a partir da equação de estado do gás, conforme segue,

$$\rho_{p1} = \rho(P_{p1}, s_{p1}) \quad (3.12)$$

Analogamente à seção anterior, aplicando-se a equação da conservação da energia nesse volume de controle tem-se

$$h_g + \frac{u_g^2}{2} = h_{p1} + \frac{u_{p1}^2}{2} \quad (3.13)$$

onde h_{p1} é a entalpia do fluido primário no plano de saída do bocal, calculada a partir da equação de estado conforme segue,

$$h_{p1} = h(P_{p1}, s_{p1}) \quad (3.14)$$

O sistema constituído pelas equações 3.11 a 3.14 é implícito em P_{p1} e, por conseguinte, deve ser resolvido iterativamente atualizando-se o valor numérico dessa pressão. A solução resulta no estado termodinâmico do escoamento primário na saída do bocal.

3.1.3 Garganta aerodinâmica

Nos modelos unidimensionais descritos nas referências afins, se admite que a pressão na qual os escoamentos primário e secundário se misturam é aquela que permite uma expansão do escoamento secundário, tal que este atinja a velocidade do som (EAMES *et al.*, 1995; HUANG *et al.*, 1999). Porém, estudos recentes mostram que durante a expansão do escoamento primário na câmara de sucção, o fluido é submetido a uma sequência de choques oblíquos, enquanto o escoamento secundário é acelerado na garganta aerodinâmica resultante da expansão do escoamento primário. Embora as duas correntes não se misturem até o bloqueio do escoamento secundário, as oscilações na pressão devido aos choques oblíquos resultam no aumento da pressão na câmara de sucção, bem como da entropia do fluido primário. Zhu *et al.* (2007) sugerem aproximar a pressão de mistura à pressão de entrada do escoamento secundário. Por outro lado, conforme mostram os resultados das simulações em CFD desenvolvidas por Rusly (2004) e os resultados apresentados no Capítulo 4, essa pressão de mistura é maior que a pressão estabelecida pela teoria unidimensional e menor que a pressão de entrada do escoamento secundário. Por conseguinte, para estimar essa pressão, em uma primeira aproximação, considera-se a expansão isentrópica do escoamento primário até uma pressão hipotética (P_{2h}), de igual magnitude da condição de entrada do escoamento secundário ($P_{2h} = P_{s0}$). Segundo essa consideração, segue-se a conservação da energia para o escoamento primário

$$h_{p1} + \frac{u_{p1}^2}{2} = h_{2h} + \frac{u_{2h}^2}{2} \quad (3.15)$$

onde $h_{2h} = h(P_{2h}, s_{p1})$ e u_{2h} são a entalpia específica e a velocidade axial do escoamento primário na pressão hipotética, respectivamente. A conservação da massa é expressa conforme segue:

$$\dot{m}_p = u_{2h} \rho_{2h} A_{2h} \quad (3.16)$$

onde $\rho_{2h} = \rho(P_{2h}, s_{p1})$ e A_{2h} são a massa específica do fluido e a área

efetiva ocupada pelo escoamento primário na pressão hipotética, respectivamente.

Finalmente, a área realmente ocupada pelo escoamento primário é estimada corrigindo A_{2h} através do parâmetro experimental ψ , conforme sugerido por Huang *et al.* (1999) e expresso a seguir.

$$A_{p2} = \frac{A_{2h}}{\psi^2} \quad (3.17)$$

O parâmetro ψ deve ser estimado experimentalmente e, conforme evidenciado nas referências afins, este pode variar consideravelmente de um ejetor para outro. Em ESDU (1988) recomenda-se que o valor numérico desse parâmetro situe-se entre 0,8 e 0,95.

Conforme foi observado anteriormente, o escoamento primário é submetido a uma série de choques oblíquos, enquanto expande-se na câmara de sucção, do que resulta num processo irreversível. Para simplificar esse processo de expansão é modelado supondo-se uma eficiência isentrópica constante, a qual é definida como segue

$$\eta_m = \frac{h_{p1} - h_{p2}}{h_{p1} - h_{p2s}} \quad (3.18)$$

onde h_{p2s} é a entalpia do fluido primário na seção 2 para o caso ideal de expansão isentrópica.

A equação da conservação da massa deve portanto ser atualizada segundo a expressão

$$\dot{m}_p = \rho_{p2} A_{p2} u_{p2} \quad (3.19)$$

onde $\rho_{p2} = \rho(P_{p2}, h_{p2})$ é a massa específica na pressão real de mistura e u_{p2} é a velocidade axial do escoamento nesta seção.

Segundo Munday e Bagster (1977) o processo de mistura ocorre somente após o bloqueio do escoamento secundário. Segue-se, na seção 2 a equação da conservação da massa para o escoamento secundário é expressa na forma,

$$\dot{m}_s = \rho_{s2} A_{s2} u_{s2} \quad (3.20)$$

onde A_{s2} é a área efetiva ocupada pelo escoamento secundário na seção 2. Supondo-se que a mistura tenha início na seção de área constante

(EAMES *et al.*, 1995; HUANG *et al.*, 1999), propõe-se a seguinte relação,

$$A_2 = A_{p2} + A_{s2} \quad (3.21)$$

onde A_2 é a área da seção transversal da região de área constante.

Por outro lado, segundo ESDU (1988), a expansão do fluido secundário pode ser considerada como isentrópica. Portanto, a massa específica ρ_{s2} é calculada através de equação de estado

$$\rho_{s2} = \rho(P_{s2}, s_{s2}) \quad (3.22)$$

onde s_{s2} é igual a s_{s0} .

Admitindo-se que o bloqueio do escoamento secundário ocorra na seção 2, a velocidade deste deve ser igual à velocidade do som definida pela equação 3.7 como segue,

$$u_{s2} = c_{s2} = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{s=s_{s2}}} \quad (3.23)$$

Da mesma forma, para a garganta do bocal, no caso do estado termodinâmico do fluido estar na região bifásica, por consequência do processo de expansão, o cálculo da velocidade u_{s2} é realizado utilizando-se um dos modelos para velocidade sônica em misturas bifásicas, tal como descritos na Seção 2.5.

Embora a mistura se inicie após o bloqueio do escoamento secundário, a interação dos dois fluidos na câmara de sucção resulta numa transferência de energia devida aos choques oblíquos do escoamento primário. Por conseguinte, a equação da conservação da energia não deve ser aplicada separadamente para cada um dos escoamentos, tal qual se procede no modelo unidimensional convencional. Diferentemente, deve-se considerar o sistema constituído por ambos os escoamentos, primário e secundário, entre as seções 1 e 2, conforme segue

$$\dot{m}_p \left(h_{p1} + \frac{u_{p1}^2}{2} \right) + \dot{m}_s (h_{s0}) = \dot{m}_p \left(h_{p2} + \frac{u_{p2}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left(h_{s2} + \frac{u_{s2}^2}{2} \right) \quad (3.24)$$

Segundo a teoria de Keenan *et al.* (1950), no processo de mistura a pressão mantém-se constante, de modo que $P_{s2} = P_{p2} = P_2$. O sistema de equações 3.18 a 3.24, complementado com a equação de estado do fluido, configura um sistema implícito em termos da pressão P_2 , o qual

deve ser resolvido numérica e iterativamente.

3.1.4 Câmara de mistura

Para modelar o processo de mistura dos escoamentos primário e secundário, define-se um novo volume de controle entre as seções 2 e 3. Como a pressão é suposta constante durante todo o processo de mistura, $P_2 = P_3$. Considerando-se que a mistura ocorra dentro da região de área constante, deve-se impor a igualdade $A_2 = A_3$. Por conseguinte, a equação de balanço da quantidade de movimento entre a seção 2 e 3 é expressa conforme segue,

$$\phi_m (\dot{m}_p u_{p2} + \dot{m}_s u_{s2}) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) u_3 \quad (3.25)$$

onde u_3 é a velocidade axial do fluido após completar a mistura e ϕ_m é um coeficiente empírico que leva em conta as perdas decorrentes do processo de mistura. Essas perdas, que são as mais significativas nos ejetores, variam consideravelmente de um ejetor para outro. A ocorrência de escoamento bifásico na seção de mistura pode incrementar as perdas por atrito no processo (CIZUNGU *et al.*, 2005), de modo que os coeficientes de perda devem ser ajustados através de dados experimentais. Em ESDU (1988) define-se um intervalo para ϕ_m entre 0,75 e 0,95, enquanto para um ejetor convencional com escoamento monofásico, esse valor é estimado em 0,87. Também são apresentadas nas referências técnicas, relações empíricas que correlacionam ϕ_m com a relação entre a área transversal de seção de mistura e a área da garganta, A_3/A_g (HUANG *et al.*, 1999).

Por outro lado, o balanço de energia na seção de mistura é governado pela equação

$$\dot{m}_p \left(h_{p2} + \frac{u_{p2}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left(h_{s2} + \frac{u_{s2}^2}{2} \right) = \dot{m} \left(h_3 + \frac{u_3^2}{2} \right) \quad (3.26)$$

onde h_3 é a entalpia da mistura dos fluidos primário e secundário e \dot{m} é a vazão mássica total que escoo pelo ejetor, ou seja $\dot{m} = \dot{m}_p + \dot{m}_s$.

As equações 3.25 e 3.26 nos permitem calcular a velocidade do escoamento na seção de mistura, u_3 , bem como a entalpia na mesma seção, h_3 . Por conseguinte, o estado termodinâmico da mistura torna-se determinado.

3.1.5 Choque

Nos modelos unidimensionais descritos nas referências afins, a onda de choque é modelada através de relações da dinâmica dos gases, as quais são derivadas das equações de Fanno e Rayleigh e da hipótese de gás ideal (ANDERSON, 2002). No modelo de gás real, faz-se necessário descrever o fenômeno em função somente das variáveis termodinâmicas. Nesse contexto, define-se um volume de controle entre as seções 3 e 4, o qual engloba a região da onda de choque, conforme ilustrado na Figura 3.1. Contudo, como a vazão mássica ao longo da onda de choque é constante e igual a \dot{m} , a equação da continuidade conjugada à equação de balanço da quantidade de movimento, estabelece a seguinte equação

$$\frac{P_4 - P_3}{\rho_4 - \rho_3} \left(\frac{\rho_4}{\rho_3} \right) = u_3^2 \quad (3.27)$$

onde as variáveis com o subscrito 4 denotam o estado termodinâmico do fluido após da passagem deste pela onda de choque.

O incremento da pressão no escoamento, devido à passagem do fluido pela onda de choque, pode ser considerado como resultante do efeito de um dispositivo termodinâmico de compressão. Esse efeito é governado pela equação de Hugoniot (LANDAU; LIFSHITZ, 1987; ANDERSON, 2002), definida conforme segue

$$h_4 - h_3 = \frac{P_4 - P_3}{2} \left(\frac{\rho_3 + \rho_4}{\rho_3 \rho_4} \right) \quad (3.28)$$

Por outro lado, o balanço de energia entre as seções 3 e 4 é governado pela equação

$$h_3 + \frac{u_3^2}{2} = h_4 + \frac{u_4^2}{2} \quad (3.29)$$

O sistema definido pelas equações 3.27 a 3.29 deve ser complementado com a equação de estado do gás para o cálculo da massa específica após do choque ($\rho_4 = \rho(P_4, h_4)$). Resulta, portanto um sistema de quatro equações e quatro incógnitas a saber, o qual a exemplo dos outros sistemas deve ser resolvido numericamente.

3.1.6 Difusor

O difusor corresponde à seção de desaceleração do fluido, idealmente até a condição de estagnação, de modo que na modelagem desta seção a velocidade de descarga é considerada nula. Define-se um volume de controle abrangendo completamente o difusor, desde a seção (4) até a descarga (5), como ilustrado na Figura 3.1. Fazendo-se uso do mesmo procedimento utilizado para modelar o bocal, o processo de compressão no difusor é modelado como um dispositivo termodinâmico de eficiência isentrópica constante, η_d , conhecida. O balanço de energia no difusor pode ser expresso pela seguinte equação

$$h_4 + \frac{u_4^2}{2} = h_5 \quad (3.30)$$

onde h_5 é a entalpia do fluido na descarga do ejetor. A eficiência isentrópica para tal processo de compressão, é definida pela equação

$$\eta_d = \frac{h_5 - h_4}{h_{5s} - h_4} \quad (3.31)$$

onde h_{5s} é a entalpia supondo-se um processo ideal de compressão isentrópica ($h_{5s} = h(P_5, s_4)$). Segundo ESDU (1988) a eficiência isentrópica do difusor varia entre 0,9 e 0,96. Entretanto Eames (2002), sugere eficiências isentrópicas próximas a 0,98.

A pressão P_5 é a pressão de descarga do ejetor, a qual deve ser sempre superior à pressão no condensador do ciclo de refrigeração (P_c). Caso essa pressão seja menor, o escoamento secundário não será bloqueado afetando substancialmente o desempenho do ejetor. Deve-se, portanto, avaliar as mudanças que eventualmente ocorram nas condições de operação tanto do gerador, quanto do evaporador, bem como o projeto do ejetor.

O desempenho do ejetor é avaliado em função da razão entre as vazões mássicas de fluido primário e secundário, denominada razão de entrada e definida segundo a equação 2.2. Substituindo as variáveis anteriormente definidas, tem-se

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (3.32)$$

Entretanto, quando o ejetor faz parte de um sistema de refrigeração de um único estágio o coeficiente de desempenho do sistema COP

é definido em termos da razão de entrada, conforme segue:

$$COP = \omega \frac{(h_o - h_i)_{\text{evaporador}}}{(h_o - h_i)_{\text{geradorde vapor}}} \quad (3.33)$$

onde h_i e h_o denotam as entalpias de entrada e saída de cada componente.

3.2 Resultados

Com o intuito de validar o modelo aqui proposto, foram desenvolvidas simulações considerando-se as condições de operação de experimentos com ejetores reportados nas referências utilizadas. Os sistemas de equações foram resolvidos através do *software* EES (KLEIN; ALVARADO, 2011), o qual dispõe de um algoritmo próprio para solução de sistemas não-lineares, além do que, uma extensa biblioteca de propriedades termodinâmicas e termofísicas. Os resultados fornecidos pelo modelo foram comparados com resultados experimentais coletados em bancadas para três fluidos diferentes: HCFC141b (HUANG *et al.*, 1999), água (EAMES *et al.*, 1995) e CO₂ (XU *et al.*, 2011).

A efetividade do modelo é avaliada em termos do erro relativo (E_R) e do erro quadrático médio (E_{RMS}), definidos como segue,

$$E_R = \frac{X_{mod} - X_{exp}}{X_{exp}} \times 100 \quad (3.34)$$

$$E_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (E_{Ri})^2}{N}} \quad (3.35)$$

onde X_{exp} e X_{mod} representam os dados experimentais e os resultados teóricos obtidos do modelo, respectivamente.

3.2.1 Ejetor de HCFC141b

Os dados experimentais reportados por Huang *et al.* (1999) são utilizados para validar o modelo proposto. Os autores estudaram o desempenho de onze ejetores diferentes sob varias condições de operação, configurando trinta e nove casos. O fluido de trabalho é o HCFC141b, que pode ser considerado como um fluido seco ou

isentrópico ($\xi = 0,1$, sob as condições médias de operação dos testes). Utilizando a equação de estado disponível no EES, a efetividade do modelo foi avaliada em termos da razão de entrada e da pressão crítica de descarga.

As eficiências isentrópicas do bocal, difusor e câmara de sucção são definidas usando os mesmos valores numéricos empregados no modelo unidimensional desenvolvido por Huang *et al.* (1999), qual seja igual a 0,95. Por outro lado, como o fluido é classificado como isentrópico segundo o diagrama T-s, o escoamento no interior do ejetor é monofásico e, por conseguinte, o fenômeno de bloqueio é analisado utilizando-se a definição da velocidade do som, sem necessidade das correlações sugeridas na seção 2.5.

Conforme observado por Huang *et al.* (1999), o seu modelo é altamente sensível aos parâmetros experimentais ψ e ϕ_m . Observaram eles que o coeficiente de expansão varia levemente com a relação de pressões ($P_r = P_{s0}/P_{p0}$) e com a relação de áreas ($A_r = A_3/A_g$). Com base nos dados de simulação dos trinta e nove casos analisados propõe-se uma correlação, a qual esta de acordo com os dados experimentais.

$$\psi = \frac{0,046}{P_r A_r} + 0,764 \quad (3.36)$$

Analogamente, o coeficiente de perdas por mistura apresenta uma pequena variação com a razão de áreas, razão pela qual propõe-se a seguinte relação, também validada contra dados experimentais.

$$\phi_m = 0,9788 - 0,0073A_r \quad (3.37)$$

Os resultados obtidos do presente modelo e os dados experimentais de Huang *et al.* (1999) são apresentados nas Tabelas 3.1 e 3.2, em termos da pressão crítica de descarga P_c^* e da razão de entrada ω . Às medições experimentais é agregada uma incerteza de 5%, devido aos rotâmetros localizados nas entradas do ejetor. Por conseguinte, estima-se que a incerteza da razão de entrada é 7,1% (HUANG *et al.*, 1999). Os ejetores testados são uma combinação de dois tipos de bocais (A e E) e oito tipos de seções de área constante (A a H), especificados na coluna “Ejetor”. As colunas P_p e P_s apresentam as pressões de entrada dos fluidos primário e secundário, respectivamente. Nas tabelas são apresentados também dados comparativos da razão de entrada, obtidos através do modelo teórico de Huang *et al.* (1999), referenciados na coluna encabeçada pelo símbolo HE_r . O erro relativo respectivo a essa razão, para o presente modelo situa-se entre $\pm 8\%$ e o E_{RMS} é de 3,77%,

enquanto que para o modelo de Huang *et al.* (1999) esse erro relativo é de $\pm 23\%$ e o E_{RMS} é de 10,62%. Para a pressão crítica de descarga, o erro relativo respectivo do presente modelo é de $\pm 6\%$ e o E_{RMS} é de 1,88%. As Tabelas 3.1 e 3.2 mostram claramente que o modelo proposto apresenta melhor aderência aos dados experimentais que aqueles obtidos do modelo unidimensional de Huang *et al.* (1999), em termos da razão de entrada e da pressão de descarga, para ejetores que operam no modo crítico. Além disso o erro relativo das previsões do modelo, são da ordem de magnitude da incerteza dos dados experimentais. A Figura 3.2 ilustra os desvios entre os dados experimentais e teóricos. Nessa figura ω^* e P_c^* denotam os dados experimentais correspondentes à razão de entrada e pressão crítica de descarga, respectivamente. Enquanto que ω e P_c são os valores estimados para essas variáveis através do modelo.

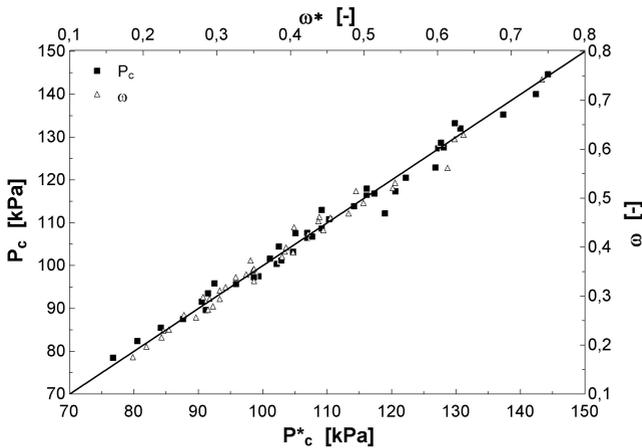


Figura 3.2: Comparação entre os resultados do modelo e os obtidos experimentalmente por Huang *et al.* (1999)

3.2.2 Ejetor de vapor d'água

Com o intuito de avaliar a validade do modelo proposto quando aplicado a ejetores de vapor úmido ($\xi = -10,3$ nas condições médias de operação), os resultados obtidos pelo presente modelo foram comparados com dados experimentais obtidos por Eames *et al.* (1995). Os autores testaram um sistema de refrigeração por ejetor de pequena escala, para quinze condições de operação diferentes, numa combi-

Tabela 3.1: Resultados do desempenho e erros do presente modelo comparado com os dados experimentais de Huang *et al.* (1999)

Ejetor	P_p [kPa]	P_s [kPa]	P_c^* [kPa]		E_r (%)		Razão de entrada, ω				
			Exp.	Mod.	Mod.	E_r	Exp.	Mod.	H E_r	Mod. E_r	
A-A	604,9	39,9	142,37	140,02	-1,65		0,1859	0,2612	-16,43		2,34
A-A	538,5	39,9	128,08	127,59	-0,38		0,2246	0,3112	-3,99		2,37
A-A	466,1	39,9	114,15	113,80	-0,30		0,2880	0,3806	0,23		-1,98
A-A	401,1	39,9	102,87	101,21	-1,61		0,3257	0,4618	8,24		5,13
A-A	604,9	47,2	144,24	144,67	0,30		0,2350	0,3314	9,49		-5,41
A-A	538,5	47,2	130,67	131,98	1,00		0,2946	0,3893	10,54		-3,50
A-A	466,1	47,2	116,12	117,94	1,56		0,3398	0,4696	22,04		-2,04
A-C	604,9	39,9	117,32	116,82	-0,43		0,2814	0,2980	6,01		5,98
A-C	538,5	39,9	107,65	106,78	-0,80		0,3488	0,3523	1,84		1,01
A-C	466,1	39,9	95,85	95,65	-0,21		0,4241	0,4272	8,58		0,73
A-C	401,1	39,9	84,17	85,50	1,58		0,4889	0,5147	22,03		5,27
A-D	604,9	39,9	106,90	106,43	-0,44		0,3457	0,3729	0,56		7,87
A-D	538,5	39,9	99,31	97,47	-1,86		0,4446	0,4351	-6,02		-2,14
A-D	466,1	39,9	87,61	87,52	-0,10		0,5387	0,5209	-3,19		-3,31
A-D	401,1	39,9	76,74	78,46	2,25		0,6227	0,6207	11,51		-0,33
A-D	604,9	47,2	110,29	110,78	0,45		0,4541	0,4604	3,67		1,40
A-D	538,5	47,2	101,08	101,64	0,56		0,5422	0,5319	2,78		-1,89
A-D	466,1	47,2	90,51	91,54	1,14		0,6350	0,6301	8,75		-0,78
A-D	401,1	47,2	80,53	82,34	2,24		0,7412	0,7428	16,37		0,21

Tabela 3.2: Resultados do desempenho e erros do presente modelo comparado com os dados experimentais de Huang *et al.* (1999)

Ejetor	P_p [kPa]	P_s [kPa]	P_c [kPa]			Razão de entrada, ω			
			Exp.	Mod.	E_r (%)	Exp.	Mod.	$H E_r$ (%)	Mod. E_r (%)
A-B	538,5	39,9	122,19	120,46	-1,42	0,2718	0,2565	-22,99	-5,64
A-B	466,1	39,9	106,90	107,59	0,64	0,3117	0,3185	-2,39	2,18
A-B	401,1	39,9	92,48	95,83	3,62	0,3922	0,3914	12,74	-0,21
A-G	604,9	39,9	126,80	122,86	-3,11	0,2552	0,2612	-15,98	2,34
A-G	538,5	39,9	118,93	112,20	-5,66	0,3040	0,3112	-21,22	2,37
A-G	466,1	39,9	102,15	100,38	-1,74	0,3883	0,3806	-4,61	-1,98
A-G	401,1	39,9	91,16	89,59	-1,73	0,4393	0,4618	4,93	5,13
A-G	604,9	47,2	127,23	127,35	0,10	0,3503	0,3314	-1,97	-5,41
A-G	538,5	47,2	116,12	116,48	0,31	0,4043	0,3893	2,67	-3,50
A-G	466,1	47,2	102,51	104,45	1,89	0,4790	0,4692	12,09	-2,04
A-G	401,1	47,2	91,49	93,48	2,18	0,6132	0,5619	8,60	-8,37
E-C	604,9	39,9	127,65	128,65	0,78	0,2273	0,2295	-8,57	0,97
E-C	604,9	47,2	129,80	133,19	2,61	0,3040	0,2946	6,41	-3,10
E-D	604,9	39,9	120,55	117,33	-2,67	0,2902	0,2950	-8,39	1,67
E-E	604,9	39,9	109,15	108,61	-0,49	0,3505	0,3559	-7,20	1,56
E-E	604,9	47,2	109,15	112,98	3,51	0,4048	0,4407	10,55	8,88
E-F	604,9	39,9	104,69	103,23	-1,39	0,3937	0,3992	-4,13	1,40
E-F	604,9	47,2	105,05	107,55	2,37	0,4989	0,4906	9,89	-1,66
E-G	604,9	39,9	137,33	135,23	-1,53	0,2043	0,19697	-6,06	-3,59
E-H	604,9	39,9	98,61	97,30	-1,33	0,4377	0,4529	5,70	3,48

nação de cinco níveis de temperatura para o gerador de vapor e três níveis de temperatura para o evaporador. O desempenho do sistema foi avaliado em termos do COP e da pressão crítica de descarga.

Neste caso, como o fluido de trabalho é do tipo úmido, deve-se escolher uma correlação para calcular a velocidade do som. As duas correlações sugeridas na seção 2.5 foram testadas, de onde se concluiu que a correlação de Lund e Flatten (2010) apresentou melhor aderência aos dados experimentais. Os dados apresentados a seguir consideram a utilização dessa correlação.

Os cálculos do desempenho do sistema foram efetuados adotando-se os mesmos valores numéricos utilizados pelos autores para as eficiências isentrópicas do bocal, do difusor e da câmara de sucção, 0,85, 0,95, e 0,95, respectivamente. O coeficiente de perdas por mistura (ϕ_m) foi estimado em 0,78. Considerando-se todos os quinze casos, o coeficiente de expansão apresentou uma leve variação com a razão de pressão. Adotando-se a mesma função que foi utilizada para o ejetor de HCFC141b, se obtém a seguinte equação para correlacionar ψ e P_r

$$\psi = \frac{0,0265}{P_r A_r} + 0,847 \quad (3.38)$$

Os autores referenciados não especificam a incerteza dos dados experimentais, posto que as vazões de fluido primário e secundário foram estimadas analisando a variação no nível de líquido no gerador de vapor e no evaporador. Portanto, supõe-se que essas medições tenham uma incerteza superior à incerteza do experimento desenvolvido por Huang *et al.* (7,1%). O erro relativo dos valores teóricos do COP, obtidos através do modelo proposto, situam-se no intervalo de $\pm 8\%$, enquanto que o E_{RMS} é de 4,78%. Esses resultados apresentam melhor aderência aos dados experimentais que a dos obtidos pelos mesmos autores referenciados, cujo modelo superestima o valor do COP em aproximadamente 20%. Os dados obtidos para a pressão crítica de descarga apresentam também boa aderência aos dados experimentais, posto que o erro relativo situa-se na faixa $\pm 5\%$ e o E_{RMS} resultou em 2,21%. A comparação entre os dados experimentais e teóricos é apresentada na Figura 3.3, onde COP^* e P_c^* denotam os dados experimentais, enquanto COP e P_c denotam os valores estimados pelo modelo.

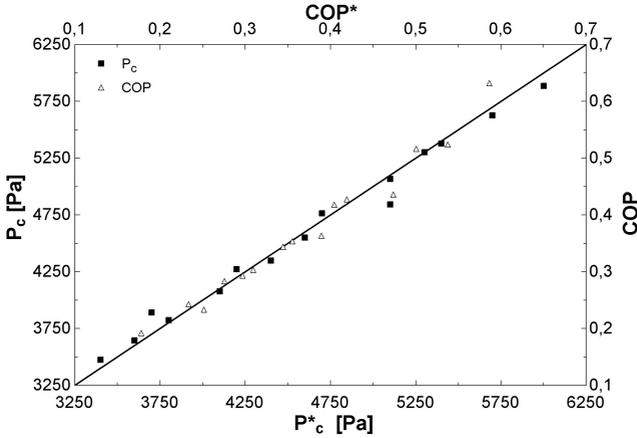


Figura 3.3: Comparação entre os resultados do modelo e os obtidos experimentalmente por Eames *et al.* (1995)

3.2.3 Ejetor de CO₂

No sentido de estender a faixa de aplicação do modelo proposto, verificou-se a validade do modelo quando empregado para estimar o desempenho de ejetores de CO₂ trans-críticos, nos quais ocorre um escoamento bifásico com título baixo ($\approx 0,4$). Considera-se os dados experimentais obtidos por Xu *et al.* (2011), que realizaram experimentos com um ejetor de geometria fixa, para diferentes condições de operação.

O CO₂ é um fluido de trabalho do tipo úmido. Por conseguinte, para modelar ejetores operando com esse fluido, deve-se adotar uma correlação adequada para a velocidade do som em regime de escoamento bifásico. A correlação que apresentou melhor aderência aos dados experimentais é a correlação de Lund e Flatten (2010).

Os valores numéricos das eficiências isentrópicas do bocal, câmara de sucção e do difusor foram definidos iguais a 0,95, enquanto que o coeficiente de perdas de mistura foi estimado em 0,98. Para o coeficiente de expansão, por sua vez, considerou-se uma função com formato semelhante àquela proposta para os ejetores de HCFC141b e água, obtendo-se a correlação que segue,

$$\psi = \frac{0,374}{P_r A_r} + 0,5209 \quad (3.39)$$

Os autores estimam que a incerteza das medições da ordem de

1,8% para a razão de entrada e 1,4% para a pressão crítica de descarga. O erro relativo para a razão de entrada situa-se na faixa $\pm 2,5\%$ e para as estimações da pressão crítica de descarga em $\pm 5,5\%$. Os erros quadráticos médios das estimações para esses parâmetros são 1,55% e 2,84%, respectivamente. A comparação entre os valores estimados e os medidos é apresentada na Figura 3.4.

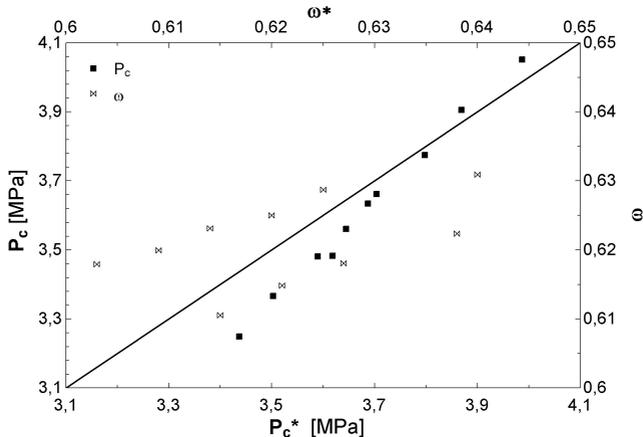


Figura 3.4: Comparação entre os resultados do modelo e os obtidos experimentalmente por Xu *et al.* (2011)

Embora os resultados apresentem um erro maior que a incerteza das medições, o baixo título do escoamento bifásico no interior do ejetor, induz o desenvolvimento de choques de condensação, que não são de fácil tratamento numérico. Por outro lado, é digno de nota que o modelo proposto fornece resultados relativamente bons, mesmo se considerando que a condição de equilíbrio em um regime desta natureza seja fonte de alta incerteza.

3.3 Conclusões

Neste capítulo um novo modelo unidimensional para calcular o desempenho de ejetores foi apresentado. Utiliza-se nesse modelo uma equação de estado de gás real e, por conseguinte, sua aplicação não é restrita aos fluidos secos ou isentrópicos, como é o caso dos modelos unidimensionais de uso corrente no projeto de ejetores. No modelo proposto, considera-se a transferência de energia entre os dois

escoamentos (primário e secundário), durante a interação destes na câmara de sucção. Contudo, a interação entre esses escoamentos não é completamente conhecida, devido a presença de choques oblíquos, cujo tratamento teórico requer uma análise bidimensional à luz da mecânica dos fluidos computacional.

A efetividade do modelo foi verificada através da comparação com dados experimentais disponíveis nas referências afins para três fluidos diferentes: HCFC141b, água e CO₂. Os resultados mostram que o modelo fornece dados confiáveis em termos da pressão crítica de descarga, bem como na razão de entrada. No caso dos ejetores de fluidos úmidos observou-se que, para o cálculo da velocidade do som em meios bifásicos, a correlação que melhor corrobora os dados experimentais é a proposta por Lund e Flatten (2010).

O modelo apresentou alta sensibilidade no coeficiente de expansão ψ , tanto quanto no coeficiente de perdas por mistura ϕ_m . Esses coeficientes foram correlacionados usando-se dados disponíveis da razão de pressões e da razão de áreas.

A abordagem aqui proposta evidencia uma contribuição objetiva ao projeto de ejetores e, ao mesmo tempo, contribui para a melhor compreensão dos processos constituintes da compressão por ejetor de gás real. O presente modelo é também aplicável a ejetores que operam em estados trans-críticos, cuja simulação não pode ser realizada através dos modelos unidimensionais correntes.

4 Simulação com CFD

Com o intuito de avaliar o desempenho de ejetores em condições diferentes das estabelecidas pelo projeto, implementou-se um programa de simulação em CFD. Além disso, o modelo em CFD permite comparar os resultados obtidos através do modelo de análise unidimensional e estimar os coeficientes de expansão e de perdas, quando não há dados experimentais disponíveis. As simulações realizadas utilizando a técnica CFD permitem obter maiores informações acerca do escoamento no ejetor, considerar os efeitos da viscosidade do fluido, além de estudar os efeitos das características geométricas do ejetor que não são consideradas no modelo unidimensional. Contudo, a maior contribuição do modelo em CFD é a possibilidade de estudar o desenvolvimento de choques oblíquos e a localização do choque normal, informações que não podem ser obtidas pelo modelo descrito no capítulo anterior.

A geometria do ejetor analisado é processada usando o *software* ICFEM (versão 12.0.1) a fim de gerar uma malha de volumes finitos que configura a base da simulação em CFD. Essa malha é construída através da técnica *multiblock* considerando-se uma razão de aspecto entre 1 e 2, conforme sugerido por Rusly (2004). Posteriormente, através do *software* FLUENT (versão 12.0.1), resolve-se numericamente as equações governantes aplicadas a essa malha. Ambos programas são distribuídos pela empresa ANSYS. FLUENT é um dos programas de CFD disponíveis para modelar escoamento de fluidos, nos quais se considera transferência de calor e massa, turbulência, combustão e outros fenômenos de interesse na engenharia. Esse programa é adequado para simulações de escoamentos em geometrias complexas, considerando-se fluidos tanto incompressíveis, quanto compressíveis. Escoamentos altamente compressíveis envolvendo ondas de choque e turbulência, como é o caso do escoamento no interior de um ejetor, podem ser simulados e analisados minuciosamente.

Nas seções a seguir apresenta-se a formulação do modelo de CFD

para análise de ejetores, na qual são estabelecidas as condições e as limitações dos modelos. Apresentam-se também as equações governantes, as estratégias de solução e as ferramentas do FLUENT empregadas na presente análise.

4.1 Formulação do modelo

Domínio computacional: O domínio computacional em CFD é definido em três sistemas de coordenadas diferentes: bidimensional, bidimensional axissimétrico e tridimensional. Por simplicidade e eficiência no uso dos recursos computacionais, optou-se por utilizar o sistema bidimensional axissimétrico. Nesse sistema as equações diferenciais devem ser apresentadas em duas dimensões. Para propósito da presente análise considera-se a geometria do ejetor simétrica em relação do eixo central do mesmo. Por conseguinte, girando a geometria sobre o eixo, forma-se um volume tridimensional. Usando uma abordagem axissimétrica menor tempo e recursos computacionais são requeridos, quando comparados com a modelagem tridimensional. Contudo, o modelo deve ser especificado de forma que represente de forma confiável a geometria do ejetor.

Malha computacional: Uma malha computacional constitui uma representação discreta do domínio geométrico do modelo em CFD, sobre a qual a solução é calculada. Essa malha é dividida em um número finito de subdomínios tais como elementos ou volumes de controle, os quais determinam a localização das variáveis a calcular. Existem três tipos de malhas computacionais: estruturadas, estruturadas em bloco e não estruturadas.

O tipo de malha utilizado no presente trabalho é o não estruturado, devido ao fato de que esse tipo é o mais flexível e recomendado para geometrias complexas. Não há restrições a respeito do número de elementos na vizinhança, nem na forma dos volumes de controle. As principais vantagens são a possibilidade de se fazer refinamentos localizados na malha, além de se ter o controle das dimensões dos elementos. O anterior, permite que os fenômenos localizados de uma geometria específica sejam analisados com maior precisão.

Condições de contorno: A definição das condições de contorno é de crucial importância nas simulações em CFD, posto que estas especificam as variáveis térmicas e de fluxo nas bordas do modelo numérico. Existem vários tipos de condições de contorno disponíveis no

FLUENT. Contudo no caso da modelagem de ejetores os tipos mais apropriado são a especificação de pressão de entrada e de saída (*pressure inlet* e *pressure outlet*), uma vez que a pressão e a temperatura nas entradas e na descarga do ejetor são variáveis conhecidas. Além disso, escoamentos compressíveis exigem o uso de condições de contorno de pressão ou de fluxo mássico, mas são precisamente os fluxos mássicos dos fluidos primário e secundário as grandezas a determinar através da simulação de ejetores.

Na imposição das condições de contorno de pressão de entrada, deve-se definir a pressão total, a pressão dinâmica, a temperatura, a direção do escoamento e outros escalares, para cada um dos fluxos de entrada no modelo. Analogamente para a condição de pressão de saída, deve-se definir a pressão estática na saída e outros escalares, dependendo do modelo considerado. Caso exista escoamento reverso, este também deve ser especificado.

4.1.1 Equações governantes

O escoamento em bocais é comumente reduzido a um escoamento quase unidimensional e não viscoso, conforme apresentado no Capítulo 3. Nesse caso admite-se que as variáveis do escoamento variam preferencialmente na direção do eixo axial, de modo que as variações nas outras direções são desconsideradas. Todavia, o escoamento real no interior de um ejetor é compressível, viscoso e influenciado por efeitos de turbulência. Por conseguinte, as equações governantes devem considerar fatores adicionais, a fim de incorporar esses efeitos. Nesse contexto, apresenta-se a seguir as equações do modelo implementado em CFD, as quais são resolvidas através do FLUENT.

No sistema axissimétrico a equação da continuidade é expressa da seguinte forma

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_x) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho u_r) + \frac{\rho u_r}{r} = 0 \quad (4.1)$$

onde x e r são as coordenadas axial e radial, respectivamente, e u_x e u_r são as velocidades nas respectivas direções.

Como o escoamento é turbulento, a oscilação do campo de velocidades induz a flutuação das outras variáveis transportadas. Nessa situação, as equações de movimento que governam o escoamento são expressas como a soma de uma média temporal da variável e de uma parte flutuante. Essa formulação é conhecida como a média temporal das equações de movimento ou como o método das médias de Rey-

nolds. Nesse contexto, a velocidade instantânea é expressa conforme segue.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (4.2)$$

onde \bar{u} representa a velocidade média e u'_i a flutuação da velocidade. Equações análogas são válidas para a pressão, a temperatura e para a massa específica.

Substituindo-se u_i da expressão anterior nas equação de conservação, obtém-se as denominadas equações das médias de Reynolds (RANS-*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Consequentemente, as equações de conservação da quantidade de movimento nas duas dimensões do domínio axissimétrico são definidas como segue,

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho u_x u_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho u_r u_x) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial u_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} \right) \right) \right] + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial x} \right) \right] + \left[-\rho \left(\frac{\overline{\partial u'_x u'_r}}{\partial r} + \frac{\overline{\partial u'_x u'_x}}{\partial x} + \frac{\overline{u'_x u'_r}}{r} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.3)$$

e

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho u_x u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho u_r u_r) = -\frac{\partial P}{\partial r} + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} \right) \right) \right] + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right) \right] - 2 \mu \frac{u_r}{r^2} + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} \right) \\ + \left[-\rho \left(\frac{\overline{\partial u'_r u'_r}}{\partial r} + \frac{\overline{\partial u'_x u'_r}}{\partial x} + \frac{\overline{u'_r u'_r}}{r} \right) \right] \end{aligned} \quad (4.4)$$

onde $-\overline{u'_i u'_j}$ é o denominado tensor de Reynolds específico, comumente denotado como τ_{ij} e μ é a viscosidade dinâmica.

Quando os efeitos da compressibilidade do fluido são importantes e a massa específica é variável, a decomposição RANS da massa específica junto a velocidade resulta em correlações múltiplas entre as partes oscilantes dessas variáveis. Essas correlações devem ser modeladas juntamente ao tensor de Reynolds, adicionando complexidade à resolução. Esse problema é simplificado significativamente através da

abordagem de Favre (FAVRE, 1965) ou método da massa ponderada. Essa formulação decompõe a velocidade instantânea em uma parte ponderada pela massa e uma parte oscilante, conforme segue.

$$u_i = \tilde{u}_i + u_i'' \quad (4.5)$$

onde a velocidade ponderada pela massa é definida por

$$\tilde{u}_i = \frac{\overline{\rho u_i}}{\bar{\rho}} \quad (4.6)$$

Para escoamentos compressíveis o *solver* do FLUENT sempre interpreta as equações 4.3 e 4.4 adotando a abordagem de Favre.

A equação da energia no sistema axissimétrico de coordenadas é expressa conforme segue,

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho E_T) + (\rho E_T + P) \left[\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) \right] &= \frac{\partial}{\partial x} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right) + \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 \right] + \right. & \\ \left. \left[\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right]^2 - \frac{2}{3} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) + \frac{\partial u_x}{\partial x} \right] \right\} & \end{aligned} \quad (4.7)$$

onde $k_{eff} = k + k_t$ é a condutividade efetiva, e k_t é a condutividade térmica turbulenta, cuja correlação depende do modelo de turbulência adotado. Por exemplo, para os modelos *k-ε* tanto *standard* quanto *realizable*, a condutividade efetiva é definida por

$$k_{eff} = k + k_t = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (4.8)$$

onde Pr_t é o número de Prandtl turbulento, cujo valor numérico é igual a 0,85.

O termo E_T na equação 4.7 representa a energia total definida como,

$$E_T = h + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2} \quad (4.9)$$

4.1.2 Modelo de turbulência

Existem vários modelos de turbulência que podem ser adotados no FLUENT, entre eles, o modelo de uma equação de Spalart-Allmaras, os modelos $k-\varepsilon$ e $k-\omega$, além do modelo de tensão de Reynolds e as denominadas *Large Eddy Simulations* (LES). Na modelagem do ejetor, optou-se pelo modelo *realizable* $k-\varepsilon$, posto que este modelo elimina as anomalias na modelagem de espalhamento de jatos, diferentemente de outros modelos tal como o $k-\varepsilon$ padrão (SHIH *et al.*, 1995).

O modelo $k-\varepsilon$ é um modelo de turbulência de duas equações que permite calcular a energia cinética turbulenta (k) e a escala de comprimento de turbulência (l). Esse modelo é baseado na aproximação de Boussinesq e na equação da energia cinética turbulenta (TKE - *Turbulence Kinetic Energy*), que em coordenadas cartesianas são definidas como segue,

$$\tau_{ij} = 2\nu_T S_{ij} - \frac{2}{3}k\delta_{ij} \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \nu_T / \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.11)$$

onde τ_{ij} é o tensor tensão específico de Reynolds definido como $\tau_{ij} = -\overline{u'_i u'_j}$, e aproximado pela equação 4.10, ν_T é a viscosidade cinemática de turbilhão, S_{ij} é o tensor taxa de tensão, δ_{ij} é o delta de Kronecker e ε é a taxa de dissipação turbulenta por unidade mássica.

Em particular no modelo *realizable* $k-\varepsilon$, a taxa de dissipação é modelada através da média quadrática da oscilação da vorticidade, $\overline{\omega_i \omega_i}$. Em escoamentos de números de Reynolds elevados, define-se a seguinte relação

$$\varepsilon = \nu \overline{\omega_i \omega_i} \quad (4.12)$$

Por conseguinte, a taxa de dissipação em Reynolds elevado é expressa por,

$$\varepsilon_t + U_j \varepsilon_j = \left(\frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} \varepsilon_j \right)_j + C_1 S \varepsilon - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (4.13)$$

onde as constantes C_1 e C_2 , bem como a correlação para a viscosidade de turbilhão são sugeridas por Shih *et al.* (1995). Em todos os testes realizados por esses autores, o modelo apresentou melhores resultados

que o modelo $k-\varepsilon$ padrão, eliminando completamente as anomalias observadas na modelagem de espalhamento de jatos. Por conseguinte, considera-se que o modelo é apropriado para modelar o escoamento em ejetores.

4.1.3 Modelo de gás real

A modelagem no ambiente do FLUENT adotando-se equações de gás real é realizada de duas maneiras a saber, através de uma equação de estado definida pelo usuário ou através da biblioteca NIST (MCLINDEN *et al.*, 1998). Essa biblioteca é constituída de sub-rotinas que permitem calcular as propriedades termodinâmicas e de transporte de trinta e três substâncias puras, que incluem refrigerantes e hidrocarbonetos. A base de dados NIST adota as equações de estado mais precisas conhecidas até o presente. Por conseguinte, adota-se as equações dessa biblioteca na modelagem desenvolvida no presente trabalho.

Contudo, a utilização do modelo de gás real NIST demanda maiores recursos computacionais, em comparação a simulações que utilizam a equação de estado de gás ideal ou uma equação de estado cúbica.

4.1.4 Elementos numéricos

Método de resolução: FLUENT possui basicamente dois tipos de métodos de resolução quais sejam, os métodos segregados como o SIMPLE ou SIMPLEC e os métodos acoplados. Esses métodos são conjugados ao método *multigrid* algébrico, para resolução dos sistemas resultantes da linearização das equações governantes. A utilização de equações de gás real requer a adoção de um método acoplado, conseqüentemente esse é o método empregado no presente estudo. Os métodos acoplados oferecem a opção de linearização implícita ou explícita e requerem maiores recursos computacionais que os métodos segregados. Além disso, os métodos acoplados apresentam alta instabilidade nos cálculos iniciais.

Relaxação: Devido à complexidade das equações da biblioteca NIST, deve-se considerar fatores de relaxação baixos no processo de solução, de forma que as variações das variáveis de uma iteração para outra sejam suavizadas. Por conseguinte, o valor atual da variável ϕ

depende do valor antigo (ϕ_{old}) e da variação computada ($\Delta\phi$) (FLUENT, 2010), segundo o fator de relaxação (α) definido como,

$$\phi = \phi_{old} + \alpha \Delta\phi \quad (4.14)$$

Em simulações de escoamentos compressíveis de gases reais, como é o caso dos ejetores, recomenda-se que os fatores de relaxação sejam baixos, da ordem de 0,1 para a pressão e a densidade, enquanto que para a energia, recomenda-se um valor próximo a 0,8 (FLUENT, 2010).

Convergência: Correntemente a convergência é alcançada quando os resíduos dos cálculos atingem um limite definido para cada equação resolvida. A definição dos resíduos depende do método de solução. Nos métodos acoplados, os resíduos são calculados dividindo as variações das variáveis ($\Delta\phi$) por sua escala de tempo física.

Na maioria dos problemas da engenharia o critério de convergência padrão é que os resíduos sejam menores a 10^{-3} , com a exceção da equação da energia, cujos resíduos devem ser menores a 10^{-5} . Todavia, considerando que na presente análise procura-se empregar o CFD para estudar a aparição de ondas de choque no interior do ejetor, define-se um critério de convergência mais estrito, conforme sugerido por Sriveerakul *et al.* (2007a). Por essa razão, adota-se o critério de resíduos menores a 10^{-5} para todas as equações, com a exceção da equação da energia cujos resíduos devem ser menores a 10^{-7} .

4.2 Resultados

O método de solução adotado na seção anterior é utilizado para simular ejetores com HCFC141b e água como fluidos de trabalho. Os resultados obtidos através de CFD são comparados aos dados experimentais disponíveis nas referências afins e aos resultados do modelo unidimensional apresentado no Capítulo 3. O modelo de CFD validado é utilizado para validar as hipóteses estabelecidas no desenvolvimento do modelo unidimensional, bem como para validar os resultados obtidos por através desse modelo.

4.2.1 Ejetor de HCFC141b

Nesta seção é simulada a operação de um dos ejetores testados por Huang *et al.* (1999), empregando o fluido refrigerante HFC141b. Os ejetores são identificados conforme um código que denota o bocal e a

câmara de mistura. Nesse contexto, o ejetor analisado através de CFD é denominado A-G, cujas características geométricas são apresentadas na Figura 4.1.

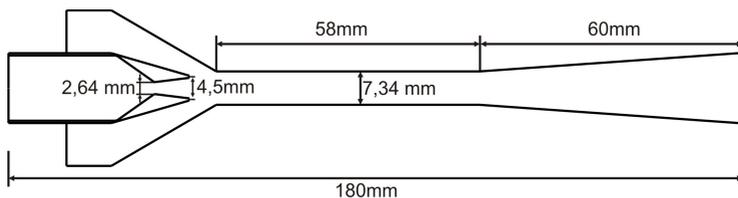


Figura 4.1: Dimensões principais do ejetor A-G

A geometria ilustrada na Figura 4.1 foi utilizada como base para a elaboração de uma malha de aproximadamente 40.000 elementos. Realizou-se uma simulação com refino maior da malha (80.000 elementos aproximadamente), não obstante, os resultados apresentaram uma variação menor a 2% em termos da máxima velocidade axial. Por essa razão, a fim de economizar recursos computacionais, optou-se por uma malha de 40.000 elementos. Nesse contexto, aplicou-se uma concentração maior da densidade da malha nas áreas onde os fenômenos de mistura e choque são esperados, conforme ilustrado na Figura 4.2.

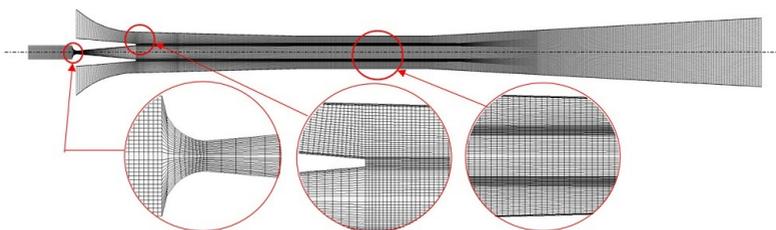


Figura 4.2: Domínio de cálculo e estrutura da malha do ejetor

A Figura 4.3 mostra o campo de pressões resultante da simulação do ejetor A-G, para a condição de contorno onde a pressão do fluido primário é igual a 604 kPa e a do fluido secundário 40 kPa. Observa-se o desenvolvimento da onda de choque na entrada do difusor, evidenciado pelo aumento abrupto da pressão nessa região.

Uma das vantagens da simulação em CFD é a de se obter detalhadas informações sobre o escoamento e os processos no interior do ejetor. De fato, plotando-se o perfil da pressão estática ao longo do eixo de simetria do ejetor, é possível observar a sequência de choques oblíquos

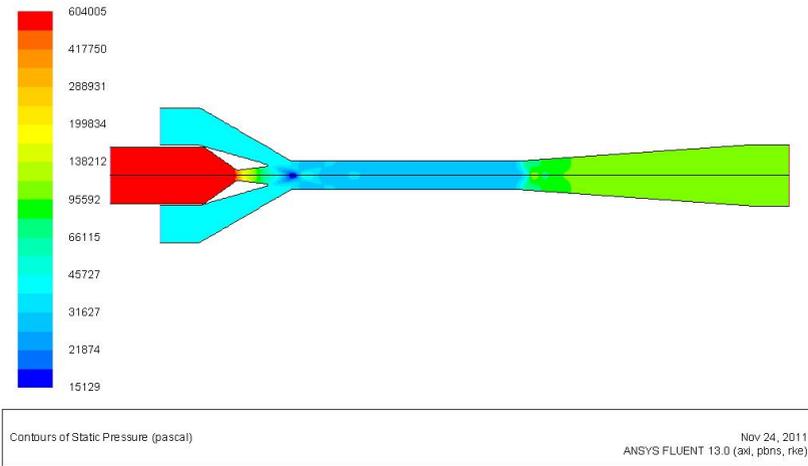


Figura 4.3: Campo de pressão estática no ejetor AG

e o desenvolvimento da onda de choque na seção de área constante, conforme ilustrado na Figura 4.4. Note-se que a pressão após da saída do bocal diminui até o patamar de 25 kPa. Não obstante, a sequência de choques oblíquos eleva a pressão de mistura até 28 kPa aproximadamente. Essa pressão é menor que a pressão do fluido secundário na condição de entrada, tal como admitido no modelo unidimensional. Assim, segundo o modelo proposto no capítulo anterior, a pressão de mistura é igual a 26,9 kPa.

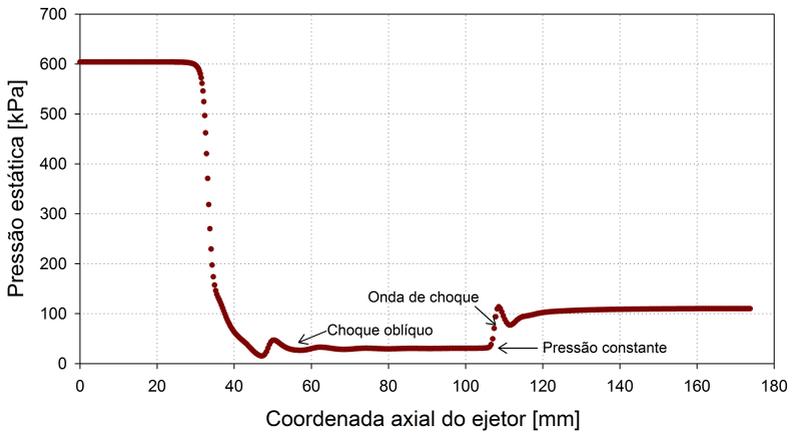


Figura 4.4: Perfil da pressão estática no eixo de simetria do ejetor AG

Os resultados da simulação também são analisados em termos da velocidade do escoamento. Nesse contexto, a Figura 4.5 ilustra o campo de velocidades no ejetor, representado pelo número de Mach. A presença da onda de choque é evidenciada pela desaceleração abrupta do escoamento no interior de seção de área constante, próximo à entrada do difusor.

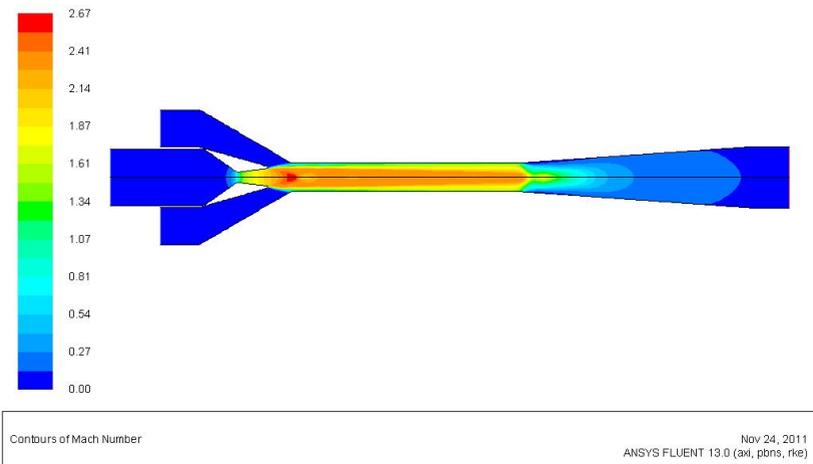


Figura 4.5: Campo de Velocidades (número de Mach) no ejetor AG

As mudanças evidenciadas no número de Mach, não necessariamente implicam mudanças na velocidade axial do escoamento. As variações na pressão e na densidade induzem uma variação na velocidade do som e, por conseguinte, no número de Mach. Nesse contexto, a Figura 4.6 ilustra, por sua vez, o perfil da velocidade axial ao longo do eixo de simetria do ejetor, onde são observadas as mudanças abruptas na velocidade, devidas à passagem do fluido pela onda de choque. Note-se que na seção de mistura a velocidade permanece invariável. Todavia, nessa seção ocorre difusão da quantidade de movimento, o que induz uma diminuição a velocidade média do escoamento, conforme evidenciado pela Figura 4.7.

A Figura 4.8 apresenta o perfil da velocidade radial no eixo do ejetor. Observa-se, conforme esperado, que a magnitude dessa velocidade é consideravelmente menor que velocidade axial. Além do que, observa-se que nas seções onde situam-se os choques oblíquos, essa velocidade apresenta as maiores variações.

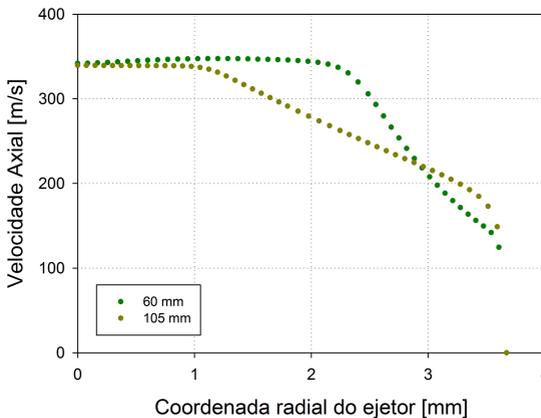


Figura 4.8: Perfil da velocidade axial no plano radial da seção de área constante

Com o objetivo de validar o uso da ferramenta CFD para estimar os coeficientes de expansão (ψ) e de perdas por mistura (ϕ_m), empregou-se o método sugerido por Varga *et al.* (2009) e compara-se os valores estimados com aqueles obtidos através do modelo unidimensional conjugado com os dados experimentais disponíveis. O coeficiente de expansão ψ é estimado medindo a separação das linhas de trajetória do fluido primário, na seção de bloqueio do escoamento secundário,

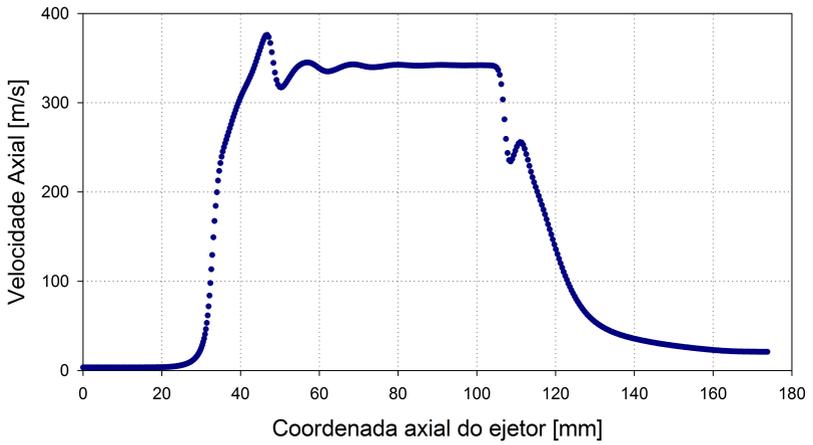


Figura 4.6: Perfil da velocidade axial no eixo de simetria do ejetor AG

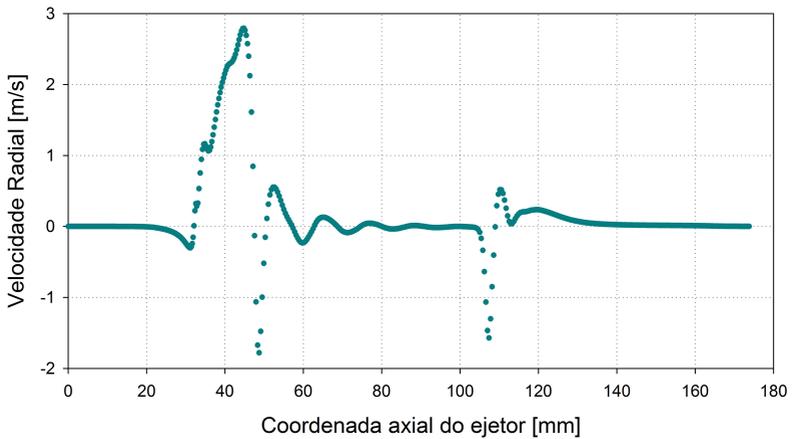


Figura 4.7: Perfil da velocidade radial no eixo de simetria do ejetor AG

conforme ilustrado na Figura 4.9.

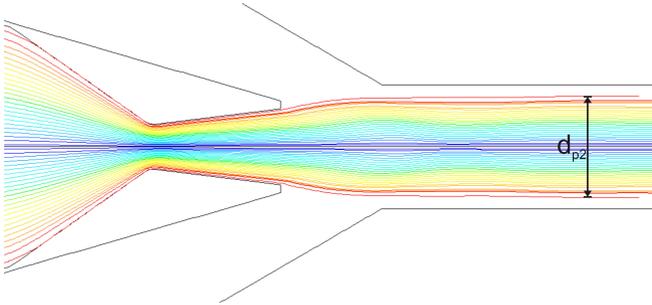


Figura 4.9: Determinação da área efetiva ocupada pelo escoamento primário

O coeficiente de perdas por mistura é estimado calculando-se a razão entre os fluxos de quantidade de movimento na seção de bloqueio e na seção anterior à onda de choque. Nesse contexto, o fluxo da quantidade de movimento é calculado avaliando-se a integral numérica em cada uma das seções mencionadas. Para o ejetor simulado, considera-se a seção de bloqueio está situada na coordenada 60 mm do eixo de simetria do ejetor, enquanto que a seção anterior ao choque, admite-se que está situada na coordenada 105 mm. Por conseguinte, como a massa específica e a velocidade axial variam em função da coordenada radial, tem-se a seguinte expressão

$$\phi_m \int_0^{R_{60mm}} \rho(r) u(r) u(r) r dr = \int_0^{R_{105mm}} \rho(r) u(r) u(r) r dr \quad (4.15)$$

onde R_{60mm} e R_{105mm} denotam o raio da parede externa do ejetor na seção transversal da coordenada 60 mm e 105 mm, respectivamente.

A Tabela 4.1 apresenta os resultados das simulações em CFD para as oito condições de operação testadas por Huang *et al.* (1999), para o ejetor AG. Observa-se que o erro relativo da razão de entrada estimada por CFD situa-se na faixa $\pm 7\%$, entretanto o erro quadrático médio é 3,68%. Observa-se também que a diferença entre os valores do coeficiente de expansão, calculados por CFD e correlacionados a partir dos dados experimentais, é da ordem do 2%. Entretanto, conforme descrito no capítulo anterior, o coeficiente de perdas por mistura depende principalmente da geometria do ejetor. Empregando-se a equação 3.37, estima-se um valor igual a 0,9224 para o ejetor AG. Todavia, os valores desse parâmetro estimados por CFD mostram uma pequena

variação com as condições de operação, conforme mostra a Tabela 4.1. Contudo, os valores estimados através de CFD apresentam um desvio dos valores estimados pela correlação sugerida menor do que 1%. Por conseguinte, conclui-se que tanto o modelo de CFD quanto o unidimensional fornecem resultados aceitáveis em termos da análise de desempenho do ejetor. Entretanto, as simulações em CFD permitem estimar os parâmetros empíricos do modelo unidimensional, quando não se dispõe de dados experimentais.

Tabela 4.1: Resultados e erros do modelo em CFD comparados contra os dados experimentais de Huang *et al.* (1999)

P_g [kPa]	P_e [kPa]	ω			ψ		ϕ_m
		Exp.	CFD	Er_{CFD}	1D	CFD	CFD
604,9	39,9	0,2552	0,2495	-2,23	0,8546	0,8640	0,9196
538,5	39,9	0,3040	0,3241	6,61	0,8447	0,8469	0,9187
466,1	39,9	0,3883	0,3937	1,39	0,8339	0,8377	0,9178
401,1	39,9	0,4393	0,4455	1,41	0,8243	0,8400	0,9175
604,9	47,2	0,3503	0,3598	2,71	0,8407	0,8501	0,9215
538,5	47,2	0,4043	0,3819	-5,54	0,8324	0,8385	0,9208
466,1	47,2	0,4790	0,4813	0,48	0,8232	0,8332	0,9183
401,1	47,2	0,6132	0,5874	-4,21	0,8150	0,8281	0,9179

4.2.2 Ejetor de água

Nesta seção é levada a efeito uma análise em CFD para um ejetor operando com vapor d'água como fluido de trabalho. Nesse contexto, simulou-se em CFD o ejetor testado por Eames *et al.* (1995), considerando-se o escoamento do fluido como monofásico e adotando-se uma equação de estado de gás real. As características geométricas do ejetor simulado são ilustradas na Figura 4.10. A partir da geometria do ejetor construiu-se uma malha computacional de 70.000 elementos, aproximadamente, conforme sugerido por Sriveerakul *et al.* (2007a).

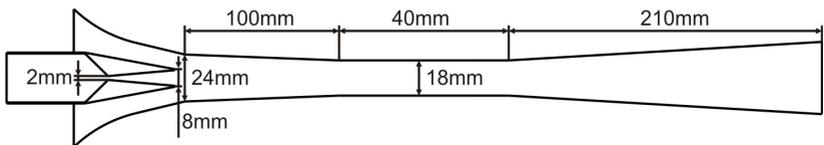


Figura 4.10: Dimensões principais do ejetor testado por Eames *et al.* (1995)

A Figura 4.11 apresenta o resultado do campo de pressões do ejetor testado por Eames *et al.* para a condição de operação definida por uma pressão de entrada do fluido primário igual a 195,5 kPa e na entrada do fluido secundário igual a 1,23 kPa. Analisando-se o perfil da pressão estática ao longo eixo do ejetor ilustrado na Figura 4.12, observa-se a presença de choques oblíquos na câmara de sucção. A pressão de mistura situa-se ao redor de 1,05 kPa. Essa pressão foi estimada em 0,995 kPa utilizando-se o modelo unidimensional do capítulo anterior.

A Figura 4.13 ilustra as variações do campo de velocidades no escoamento, em termos do número de Mach. A Figura 4.14 apresenta o perfil de velocidade axial no eixo de simetria do ejetor. Nessas figuras, observa-se que durante o processo de mistura a velocidade axial mantém-se praticamente invariável, embora sejam observadas mudanças no número de Mach. Esse efeito é devido ao fato de que as mudanças do número de Mach são produzidas por oscilações na pressão, que por sua vez, geram oscilações na densidade do fluido e, consequentemente, na velocidade do som.

Os coeficientes de expansão e de perdas por mistura são estimados segundo o método estabelecido por (VARGA *et al.*, 2009) e descrito na seção anterior. Observado-se o campo de velocidades, conclui-se que o bloqueio do escoamento secundário ocorre na seção posicionada na coordenada de 150 mm no eixo de simetria do ejetor. Para a condição de operação definida anteriormente, o coeficiente de expansão é estimado em 0,9351. Entretanto, esse coeficiente foi estimado em 0,9216 através do modelo unidimensional conjugado aos dados experimentais de Eames *et al.* (1995). O coeficiente de perdas por mistura, foi avaliado comparando-se a quantidade de movimento linear do escoamento entre as seções definidas pelas coordenadas 150 mm e 250 mm, no eixo de simetria do ejetor, cujos perfis de velocidades são apresentados na Figura 4.15. Todavia, conforme observado na Figura 4.12, alguns choques oblíquos se sucedem enquanto se inicia a mistura, sendo que a pressão estática não é constante entre essas seções. Além disso, a mistura se inicia no cone convergente e termina no difusor, onde a área da seção transversal é variável. As características do escoamento descritas anteriormente, nos permitem concluir que o cálculo do coeficiente de perdas por mistura apresenta uma incerteza elevada, devido às serias divergências nas hipóteses estabelecidas no Capítulo 3. Com efeito, o coeficiente de perdas estimado por CFD, apresenta uma variação de 11% em relação ao valor estimado através do modelo unidimensional conjugado aos dados experimentais, no caso 0,8539 e 0,7693, respectivamente.

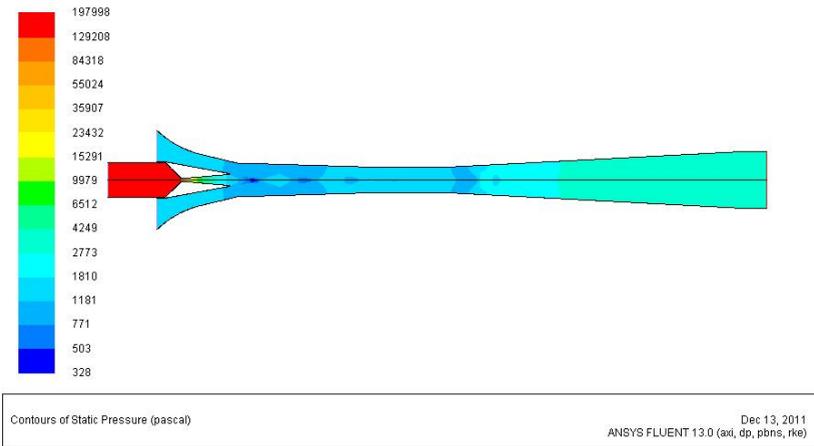


Figura 4.11: Campo de pressão estática no ejetor testado por Eames *et al.* (1995)

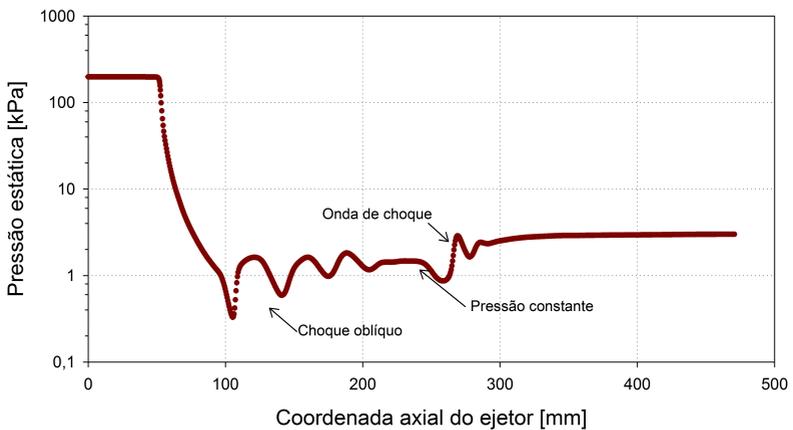


Figura 4.12: Perfil da pressão estática no eixo de simetria do ejetor testado por Eames *et al.* (1995)

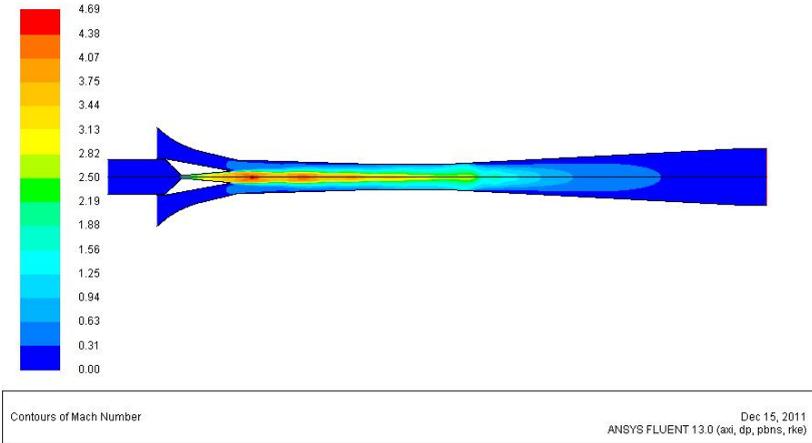


Figura 4.13: Campo de velocidades (número de Mach) no ejetor testado por Eames *et al.* (1995)

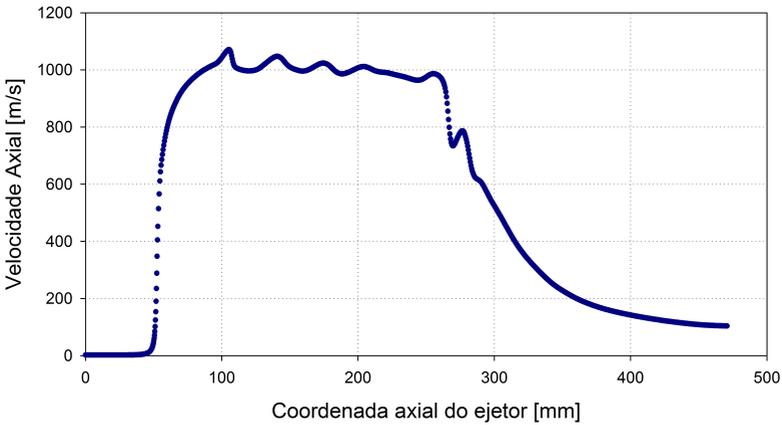


Figura 4.14: Perfil de velocidade axial no eixo de simetria do ejetor testado por Eames *et al.* (1995)

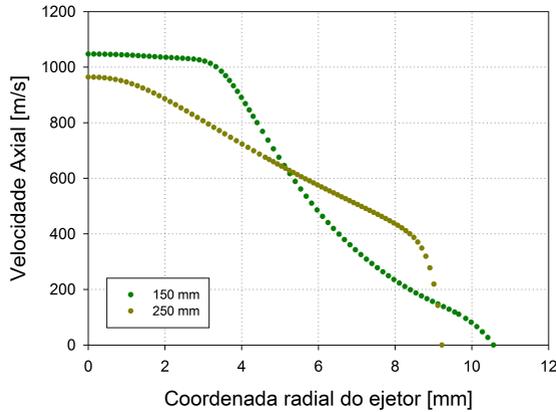


Figura 4.15: Perfil de velocidade axial no plano radial do ejetor

A Tabela 4.2 apresenta os resultados de todos os casos simulados. Note-se que, no modelo unidimensional, o coeficiente de perdas por mistura é considerado invariável e igual a 0,7693. Entretanto, os coeficientes obtidos através de CFD são superestimados. Essa tendência é devida, principalmente, ao fato de que o desenvolvimento de um escoamento bifásico é desconsiderado, por conseguinte, os efeitos gerados pela interação entre as duas fases do fluido também são desconsiderados. Em efeito, Sriveerakul *et al.* (2007a) notaram dificuldades para prever a pressão crítica da operação do ejetor, quando os ejetores são simulados em CFD considerando-se o fluido como um gás ideal.

Tabela 4.2: Resultados e erros do modelo em CFD comparados contra os dados experimentais de Eames *et al.* (1995)

P_g [kPa]	P_e [kPa]	ω			ψ		ϕ_m
		Exp.	CFD	Er _{CFD}	1D	CFD	CFD
198,5	0,873	0,4375	0,4201	-3,98	0,9216	0,9351	0,8388
270,0	0,873	0,3001	0,3119	3,93	0,9484	0,9397	0,8147
198,5	1,228	0,6319	0,6564	3,88	0,9001	0,9109	0,8539
270,0	1,228	0,5134	0,4987	-2,86	0,9191	0,9288	0,8296

Com o objetivo de avaliar a influência da presença de uma segunda fase no processo de mistura, desenvolveu-se outra simulação considerando o modelo de vapor úmido, disponível no FLUENT. Nesse modelo, considera-se a presença de duas fases; uma líquida, mode-

lada como fluido incompressível, e uma gasosa, modelada como gás ideal. Os resultados dessa simulação apresentam grandes divergências em comparação aos dados experimentais, em termos da razão de entrada. Essa divergência é devida ao fato de que a hipótese de líquido incompressível e a de gás ideal, influem diretamente no cálculo das vazões mássicas na situação de bloqueio do escoamento. Contudo, o coeficiente de perdas por mistura é aproximadamente 5% menor que o valor estimado pela simulação considerando gás real, valor próximo ao estimado através do modelo unidimensional conjugado aos dados experimentais.

4.3 Conclusões

Neste capítulo descreveu-se o desenvolvimento de uma simulação do ejetor utilizando-se a técnica de CFD. Os resultados obtidos foram comparados com os dados experimentais publicados nas referências afins, utilizadas no capítulo anterior, onde a aderência do modelo aos dados experimentais foi avaliada em termos da razão de entrada.

Através das simulações em CFD, verificou-se as hipóteses adotadas no modelo unidimensional descrito no Capítulo 3. Além disso, estabeleceu-se uma metodologia para estimar os coeficientes empíricos definidos nesse modelo unidimensional.

Em fluidos secos ou isentrópicos, a simulação em CFD mostra-se como uma ferramenta útil, tanto para avaliar os efeitos da geometria específica do ejetor, quanto para analisar detalhadamente a ocorrência de choques. Contudo, para fluidos úmidos, os efeitos da presença de uma segunda fase induzem erros que devem ser analisados especificamente, ou através do desenvolvimento de um modelo bifásico detalhado.

5 Ciclo em cascata

Uma vez alcançada a meta de reduzir as incertezas do modelo de simulação de ejetores, pode-se proceder à simulação de ciclos térmicos desta vez com enfoque no impacto dos componentes térmicos convencionais sobre a eficiência termodinâmica desses ciclos.

No presente capítulo, apresenta-se uma análise exergética de um ciclo de refrigeração por ejetor, através de uma configuração em cascata, usando água e CO_2 como fluidos de trabalho. A seguir define-se os principais parâmetros da análise, bem como as equações básicas empregadas na análise.

5.1 Descrição do ciclo

A Figura 5.1 apresenta a configuração do ciclo proposto. Este é constituído por dois ciclos de ejetor de único estágio, acoplados por dois trocadores de calor, denominados interresfriador (I_{c_A} e I_{c_B}). O condensador e o evaporador do ciclo de vapor de água são, por sua vez, o gerador de vapor e o condensador do ciclo de CO_2 , respectivamente. A fonte térmica é fornecida ao ciclo no gerador de vapor do ciclo de água. Entretanto, o efeito e refrigeração é obtido no evaporador do ciclo de CO_2 .

Coletores solares ou uma fonte térmica residual fornecem calor ao gerador de vapor, o qual aciona um ciclo operado com água. O vapor sai do gerador no estado (1) e ingressa no ejetor E_{j_A} como fluido primário. O vapor escoo através do bocal e, enquanto expande-se na câmara de sucção, induz o escoamento secundário de vapor d'água que provém do interresfriador I_{c_B} (7). A mistura dos fluidos primário e secundário (2) é descarregada no condensador, o qual pode ser modelado como dois trocadores em série: o interresfriador I_{c_A} , onde o calor necessário para acionar o ciclo de CO_2 é transferido, e o próprio condensador, onde é transferido o calor restante ao ambiente. O líquido condensado em (4) é dividido em duas correntes, de fluido

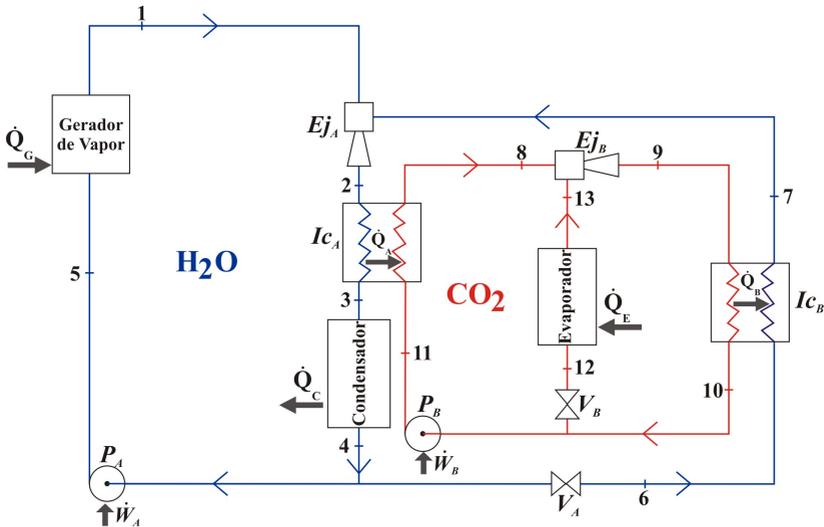


Figura 5.1: Diagrama do ciclo de ejetores em cascata

primário e secundário, que novamente são bombeados para o gerador de vapor (5) e expandido até a pressão do interresfriador Ic_B (7), respectivamente. O ciclo de CO₂ opera analogamente ao ciclo descrito acima. O vapor gerado no interresfriador Ic_A (8) aciona o ejetor Ej_B , induzindo o escoamento secundário que provém do evaporador (13). O escoamento descarregado do ejetor condensa no interresfriador Ic_B , e posteriormente é dividido em dois escoamentos, que são direcionados para o interresfriador Ic_A e para o evaporador, respectivamente.

O ciclo proposto permite o uso de calor de baixa temperatura, para fornecer um efeito de refrigeração numa temperatura abaixo do limite de congelamento da água. O ciclo se apresenta como uma solução interessante, quando comparado com outras opções de refrigeração acionadas termicamente. Nesse contexto, o ciclo proposto oferece uma solução não abrangida pelos ciclos de absorção de água-brometo de lítio, como é a refrigeração numa temperatura abaixo do ponto de congelamento d'água, usando calor de baixa temperatura e fluidos não tóxicos e que não agredem o meio ambiente.

Nas seções a seguir apresenta-se a metodologia de análise, desenvolvida conforme estabelecido por Kotas (1995) e os resultados obtidos, em que o desempenho do ciclo é avaliado em termos do COP e da eficiência exergetica. Apresenta-se também uma análise de sensibilidade a fim de determinar a influência das temperaturas de operação do ciclo nos parâmetros anteriores.

5.2 Análise exergética

Na presente análise, admite-se que o sistema opere em regime permanente. As perdas de pressão e de calor nas tubulações não são consideradas. As equações de conservação da energia de cada componente são apresentadas a seguir.

Para os trocadores de calor, gerador de vapor, condensador e evaporador, a equação de balanço da potência térmica é expressa na forma,

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (5.1)$$

onde \dot{Q} é a taxa de calor transferida, \dot{m} é a vazão mássica de fluido no equipamento, h é a entalpia do fluido e os subscritos i e o denotam as condições de entrada e saída do equipamento, respectivamente.

Para a bomba, tem-se

$$\dot{W} = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (5.2)$$

onde \dot{W} é a potência mecânica consumida pela bomba.

Para os dispositivos de expansão, segundo o efeito de Joule-Thompson, tem-se

$$h_i = h_o \quad (5.3)$$

O coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração por ejetor de um único estágio, é definido pela razão entre a taxa de calor cedido ao evaporador e a taxa de calor fornecido ao gerador de vapor. Normalmente a potência consumida pela bomba é desconsiderada, posto que representa menos de 1% da energia fornecida ao gerador de vapor. Contudo, na presente análise essa potência consumida pelas bombas é levada em conta, a fim de determinar as diferentes características dos subciclos de água e CO₂. Conseqüentemente, o coeficiente de desempenho do subciclo de vapor d'água é expresso conforme segue

$$COP_{H_2O} = \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_G + \dot{W}_{H_2O}} \quad (5.4)$$

onde \dot{Q}_B é o calor transferido no interresfriador I_{CB} , \dot{Q}_G é o calor fornecido ao ciclo no gerador de vapor e \dot{W}_{H_2O} é a potência elétrica consumida pela bomba de circulação.

Analogamente, para o ciclo de CO₂, tem-se

$$COP_{CO_2} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_A + \dot{W}_{CO_2}} \quad (5.5)$$

onde \dot{Q}_A é o calor transferido no interresfriador I_{CA} , \dot{Q}_E é a potência de refrigeração do ciclo e \dot{W}_{CO_2} é a potência elétrica consumida pela bomba de circulação de CO₂.

O COP do ciclo em cascata é definido como segue,

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_p} \quad (5.6)$$

onde \dot{W}_p é a potência elétrica consumida no ciclo cascata, expressa por

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{H_2O} + \dot{W}_{CO_2} \quad (5.7)$$

Entretanto, o COP de um ciclo de refrigeração reversível operando entre três reservatórios térmicos é definido conforme segue (GOKTUN, 1997).

$$COP_{rev} = \left[\frac{T_H - T_o}{T_H} \right] \left[\frac{T_L}{T_o - T_L} \right] \quad (5.8)$$

onde T_H é a temperatura alta do ciclo, comumente a temperatura da fonte térmica, T_L é a temperatura de refrigeração e T_o é a temperatura intermediária, comumente a temperatura ambiente.

Uma análise restrita somente na primeira lei da termodinâmica é formulada em termos das equações de conservação descritas anteriormente, a fim de determinar o coeficiente de desempenho global do sistema, em termos de calor e trabalho como equivalentes. Por outro lado, através de uma análise exérgica, é possível avaliar o ciclo em termos das irreversibilidades geradas em cada equipamento e na qualidade da energia transferida. Por conseguinte, define-se a eficiência exérgica como o parâmetro para avaliar o desempenho do sistema.

Desconsiderando as exérgias cinética e potencial, a exérgia em cada ponto (j) do ciclo é expressa da seguinte forma

$$\dot{E}_j = \dot{m}_j \left[(h_j - h_{ref}) - T_{ref}(s_j - s_{ref}) \right] \quad (5.9)$$

onde h_{ref} e s_{ref} são a entalpia e a entropia avaliadas na pressão e temperatura de referência, P_{ref} e T_{ref} , respectivamente.

A análise exergética de um sistema complexo pode ser realizada analisando cada componente em separado, sendo possível identificar os equipamentos onde as maiores perdas ocorrem. Para um processo qualquer, que ocorre em regime permanente, segue-se o balanço de exergia

$$\dot{I} = \sum \dot{E}_i - \sum \dot{E}_o \quad (5.10)$$

onde \dot{I} é a taxa de geração de irreversibilidades, e os subscritos i e o denotam entrada e saída do sistema, respectivamente.

Considerando as definições acima, as taxas de exergia transferida e irreversibilidades geradas nos componentes do ciclo em cascata são expressas a seguir.

A taxa de irreversibilidades geradas no ejetor, \dot{I}_{Ej} , é expressa pela equação,

$$\dot{I}_{Ej} = T_{ref} [\dot{m}_p(s_o - s_{p,i}) + \dot{m}_s(s_o - s_{s,i})] \quad (5.11)$$

onde s_o é a entropia na saída do ejetor. $s_{p,i}$ e $s_{s,i}$ são as entropias na entrada do ejetor dos escoamentos primário e secundário, respectivamente.

A irreversibilidade gerada na bomba (\dot{I}_p) é expressa pela equação,

$$\dot{I}_p = \dot{W}_p - \dot{m} [(h_o - h_i) - T_{ref}(s_o - s_i)] \quad (5.12)$$

A irreversibilidade no dispositivo de expansão (\dot{I}_V) é expressa por

$$\dot{I}_V = T_{ref} \dot{m}(s_o - s_i) \quad (5.13)$$

No trocador de calor, a irreversibilidade é expressa pela equação geral,

$$\dot{I}_{HX} = \dot{E}_{i,1} + \dot{E}_{i,2} - \dot{E}_{o,1} - \dot{E}_{o,2} \quad (5.14)$$

onde os subscritos 1 e 2 identificam cada uma das correntes interagindo no trocador. No caso do trocador de calor interagir com um reservatório térmico, a irreversibilidade é expressa pela equação,

$$\dot{I}_{HX} = \dot{E}_i - \dot{E}_o + \dot{E}_T \quad (5.15)$$

onde \dot{E}_T é a exergia transferida que para um reservatório a uma temperatura maior que a de referência ($T_H > T_{ref}$), expressa conforme segue

$$\dot{E}_T = \dot{Q} \frac{T_H - T_{ref}}{T_H} \quad (5.16)$$

enquanto para um reservatório a uma temperatura $T_L < T_{ref}$, tem-se

$$\dot{E}_T = \dot{Q} \frac{T_{ref} - T_L}{T_L} \quad (5.17)$$

A eficiência exergética de um ciclo de refrigeração por ejetor, é definida como a razão entre a exergia do resfriamento e as exergias fornecidas ao sistema no gerador de vapor e na bomba de circulação, assim para o sub-ciclo de água tem-se

$$\varepsilon_{H_2O} = \frac{\dot{E}_B}{\dot{E}_G + \dot{W}_{H_2O}} \quad (5.18)$$

onde \dot{E}_G e \dot{E}_B são as exergias transferidas no gerador de vapor e no interresfriador I_{CB} , respectivamente, e \dot{W}_{H_2O} é a potência consumida pela bomba de circulação. Analogamente, a eficiência exergética para o subciclo de CO_2 é expressa pela equação,

$$\varepsilon_{CO_2} = \frac{\dot{E}_E}{\dot{E}_A + \dot{W}_{CO_2}} \quad (5.19)$$

onde \dot{E}_E e \dot{E}_A são as exergias transferidas no evaporador e no interresfriador I_{CA} , respectivamente, e \dot{W}_{CO_2} é a potência consumida pela bomba de circulação de CO_2 .

Por fim, a eficiência exergética global do ciclo em cascata é expressa pela equação,

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_E}{\dot{E}_G + \dot{W}_{H_2O} + \dot{W}_{CO_2}} \quad (5.20)$$

5.3 Método de análise

As equações descritas na seção anterior foram implementadas no ambiente EES (KLEIN; ALVARADO, 2011), onde as propriedades termodinâmicas dos fluidos de trabalho são avaliadas considerando as equações de estado da base de dados de referência da NIST, REFPROP

(MCLINDEN *et al.*, 1998). A fim de analisar o efeito das temperaturas de operação nos trocadores de calor, adota-se um caso de referência estabelecendo as condições de operação apresentadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1: Principais hipóteses estabelecidas no caso de referência do ciclo em cascata

Temperatura de referência	25	°C
Pressão de referência	101,35	kPa
Temperatura de refrigeração	-5	°C
Potência de refrigeração	3,517	kW
Eficiência isentrópica das bombas	80	%
Temperatura do gerador de vapor	95	°C
Temperatura de condensação	30	°C
Temperatura de evaporação d'água	6	°C
<i>Pinch point</i>	5	°C
Eficiências isentrópicas nos ejetores		
	η_t	0,95
	η_n	0,95
	η_d	0,95
Coefficientes de expansão		
	ψ_{CO_2}	0,85
	ψ_{H_2O}	0,91
Coefficiente de perdas por mistura		
	ϕ_{CO_2}	0,94
	ϕ_{H_2O}	0,84

No caso em análise considera-se que o vapor d'água que sai do gerador de vapor, encontra-se em estado de saturação, bem como os vapores gerados nos *intercoolers* Ic_B e Ic_A .

A temperatura de condensação é uma limitante na operação do ciclo em cascata. Conforme observado na Figura 2.5 da revisão bibliográfica, existe uma relação inversa entre razão de entrada (*i.e.* eficiência do ejetor) e a pressão crítica de descarga, que determina a temperatura de condensação. Consequentemente, como os ciclos de ejetor com temperatura de condensação elevada são pouco eficientes, é comum que esses ciclos utilizem condensadores resfriados a água (POWER, 1993). Considera-se na presente análise a disponibilidade de água de rio para o resfriamento do condensador, com uma temperatura média entre 21 e 25°C como é o caso dos rios São Francisco e Amazonas (HORBE *et al.*, 2005; SILVA *et al.*, 2010).

As eficiências isentrópicas dos ejetores foram consideradas constantes e iguais a 0,95, conforme sugerido em (ESDU, 1988). Por outro

lado, os coeficientes de expansão e de perdas por mistura foram estimados através de simulações em CFD e adotadas como constantes nas análises posteriores. As geometrias dos ejetores simulados em CFD foram especificadas de acordo com as considerações geométricas apresentadas no Apêndice A. As relações das áreas de cada um dos ejetores foram determinadas considerando a alocação do escoamento necessário para gerar a potência de refrigeração definida na Tabela 5.1. Por conseguinte, estimou-se para o ejetor de água $A_{ne}/A_g = 8,969$ e $A_m/A_g = 34,36$. Entretanto para o ejetor de CO₂, as seguintes relações de áreas foram estimadas $A_{ne}/A_g = 1,401$ e $A_m/A_g = 2,182$.

5.4 Resultados

O coeficiente de desempenho do ciclo no caso de referência é igual a 0,1053. Entretanto o COP de um ciclo reversível operando entre três reservatórios térmicos com temperaturas iguais às definidas na Tabela 5.1 é igual a 1,699. A potência consumida pelo ciclo é 129,7W, a qual pode ser fornecida por painéis fotovoltaicos. Contudo, aproximadamente 99% dessa potência é consumida pela bomba de CO₂.

A seguir, apresenta-se uma análise de sensibilidade do desempenho do ciclo, com respeito às temperaturas de operação definidas na Tabela 5.1. A Figura 5.2 mostra a variação do desempenho do ciclo em termos da temperatura de condensação da água. Observa-se que existe uma temperatura ótima, a qual é independente do critério utilizado para avaliar o desempenho (COP ou ε). Por outro lado, observa-se que a potência requerida pelas bombas diminui quando a temperatura aumenta. Isso porque quanto maior é a temperatura de geração para o CO₂, maior é a razão de entrada e menor é a vazão de fluido que deve deslocar a bomba de circulação do CO₂.

A Figura 5.3, por sua vez, mostra a distribuição das irreversibilidades geradas no ciclo e a variação destas em função da temperatura de condensação. Observa-se que os componentes com maior geração de irreversibilidades são o ejetor de água e os trocadores de calor, além do que as irreversibilidades geradas nas bombas e dispositivos de expansão são constantes e praticamente invariantes com a temperatura de condensação. Note-se que as irreversibilidades geradas no ejetor de CO₂ são aproximadamente 5% das geradas pelo ejetor de água. Além disso, as irreversibilidades geradas pelo ejetor de CO₂ diminuem quando a temperatura T_A aumenta, devido ao melhor desempenho do ejetor (razão de entrada).

Embora a Figura 5.2 mostre a presença de uma temperatura ótima

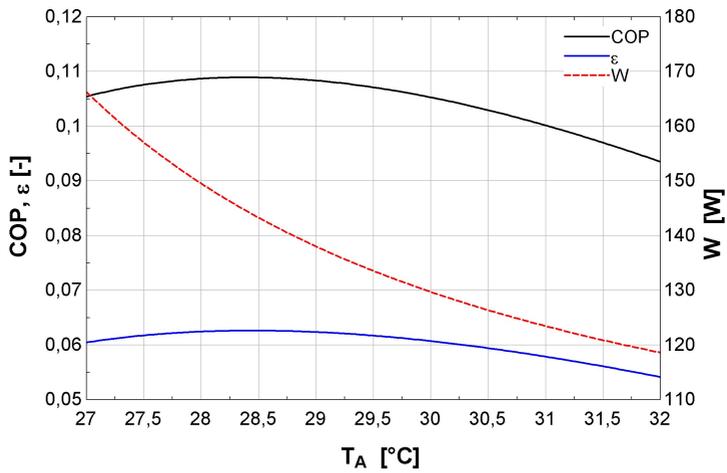


Figura 5.2: Efeito da temperatura de condensação da água no desempenho do ciclo em cascata

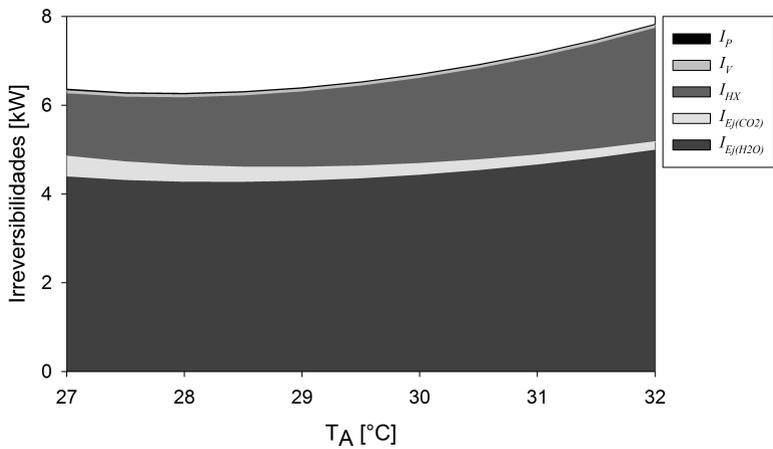


Figura 5.3: Variação da distribuição de irreversibilidades em função da temperatura de condensação da água

para condensação da água, essa temperatura é limitada pela temperatura ambiente, no caso do condensador ser resfriado a ar, ou à disponibilidade de água de rios ou lagos, no caso de condensadores resfriados por água.

As Figuras 5.4 e 5.5 apresentam a variação do desempenho e da geração de irreversibilidades em função da temperatura de evaporação da água (T_B). Observa-se a existência de uma temperatura que maximiza o desempenho do ciclo, e que difere dependendo da função objetivo (COP ou ε). Nota-se que, devido a alta dependência do consumo elétrico com o desempenho do ejetor de CO_2 , a potência elétrica requerida pelo ciclo aumenta consideravelmente enquanto a temperatura T_B aumenta. Isso é evidenciado pelo aumento nas irreversibilidades geradas no ejetor de CO_2 quando a temperatura T_B se eleva sobre os 6°C .

É digno de nota que as duas correntes do interresfriador I_{cA} , estão a uma temperatura menor que o ambiente. Por conseguinte, o trocador deve ser isolado termicamente, a fim de evitar uma transferência de calor inútil ao funcionamento do ciclo.

As Figuras 5.6 e 5.7 apresentam, por sua vez, a variação do desempenho e da geração de irreversibilidades em função da temperatura do gerador de vapor, T_G . Devido ao melhor desempenho do ejetor de vapor d'água, o desempenho do ciclo aumenta linearmente enquanto a temperatura T_G aumenta. Consequentemente, as irreversibilidades geradas pelo ejetor diminuem.

Considerando-se que o fluido de descarga do ejetor de água é vapor superaquecido, é possível superaquecer o vapor de CO_2 gerado no interresfriador I_{cA} . Nesse contexto, realizou-se uma análise de sensibilidade do desempenho do ciclo com o grau de superaquecimento do vapor primário de CO_2 . A Figura 5.8 ilustra esse efeito. Embora o superaquecimento faça diminuir a potência elétrica requerida pelo ciclo, observa-se que o desempenho diminui com o superaquecimento, conforme apontado por Power (1993).

5.5 Conclusões

No presente capítulo apresentou-se uma análise do desempenho de um novo ciclo de refrigeração por ejetor, de configuração em cascata. A análise foi desenvolvida em termos do COP e da eficiência exergética do ciclo. Embora o COP do ciclo proposto represente apenas 6,5% do COP de Carnot, o ciclo representa uma alternativa para refrigeração, acionada por fontes térmicas, não poluente e a uma temperatura menor

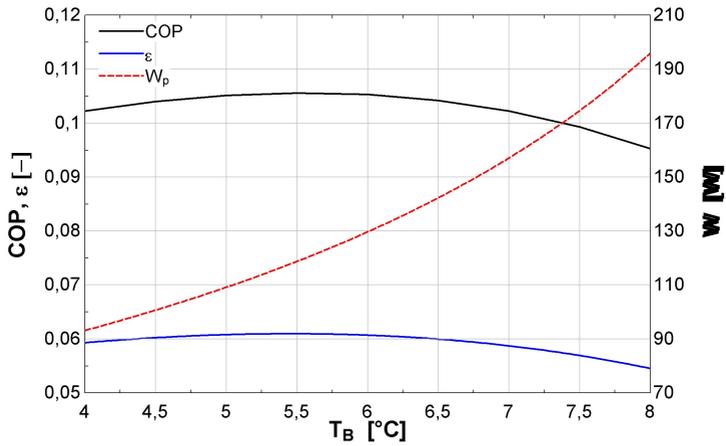


Figura 5.4: Efeito da temperatura de evaporação da água no desempenho do ciclo em cascata

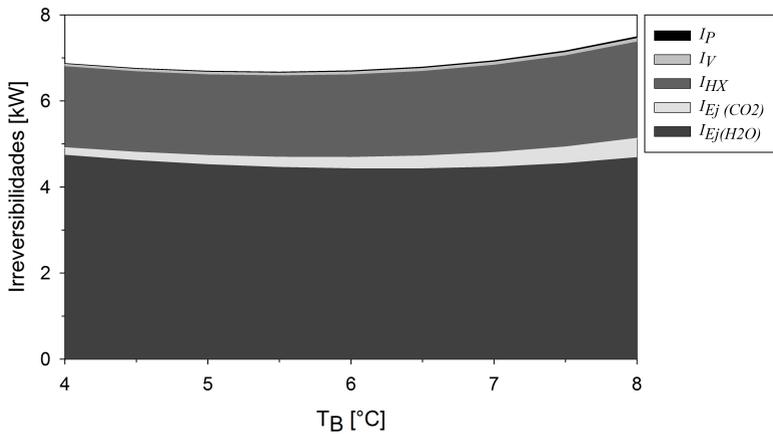


Figura 5.5: Variação da distribuição de irreversibilidades em função da temperatura de evaporação da água

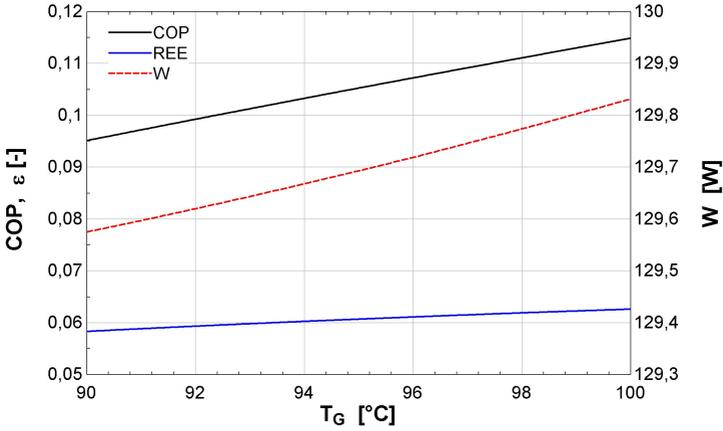


Figura 5.6: Efeito da temperatura do gerador de vapor no desempenho do ciclo em cascata

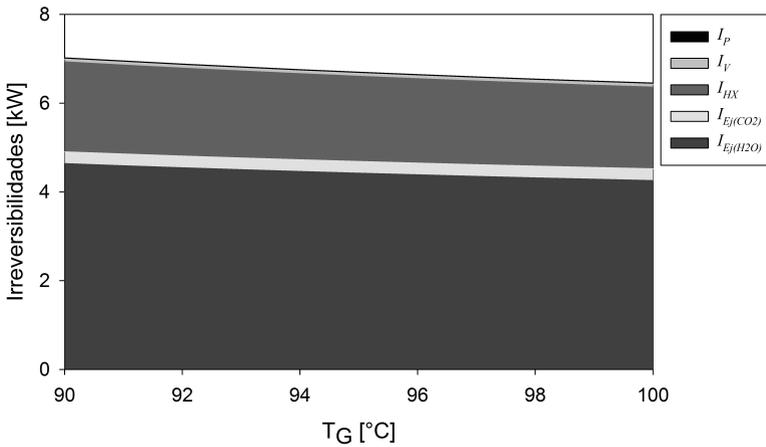


Figura 5.7: Variação da distribuição de irreversibilidades em função da temperatura do gerador de vapor

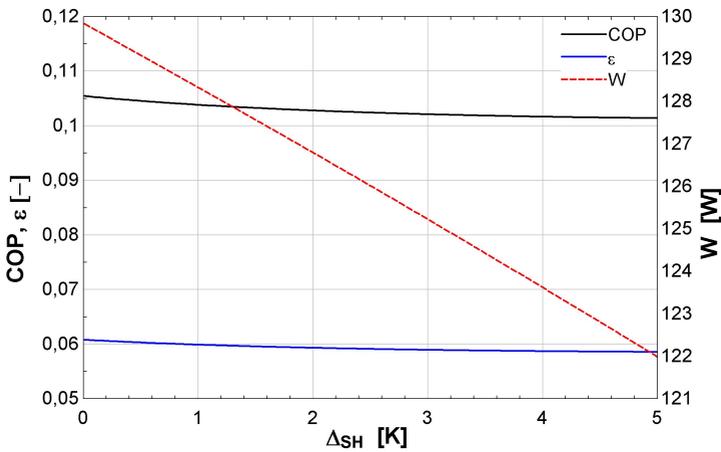


Figura 5.8: Efeito do grau de superaquecimento do CO_2 no desempenho do ciclo em cascata

ao ponto de congelamento da água.

Na modelagem dos ejetores, adotou-se os valores comuns nas referências bibliográficas afins para as eficiências isentrópicas. Entretanto, os coeficientes de expansão e de perdas por mistura foram estimados por simulações em CFD, conforme o método empregado no Capítulo 4. Contudo, na simulação considera-se o escoamento monofásico de gás real. Por conseguinte, considerando-se que ambos os fluidos são do tipo úmido, esses coeficientes podem induzir em erros, principalmente na avaliação da pressão crítica de descarga.

A análise de sensibilidade mostra que as temperaturas de operação dos interresfriadores pode ser otimizada. Todavia, a temperatura de condensação da água é condicionada às condições ambientais ou à disponibilidade de uma fonte especial para resfriamento. Nesse contexto, o ciclo pode representar uma alternativa viável para o sertão nordestino, especificamente na bacia do rio São Francisco, ou até mesmo para o litoral do deserto de Atacama (Chile), onde a alta radiação solar é conjugada à disponibilidade de água do Oceano Pacífico.

A análise exergética do ciclo evidencia que a maior taxa de irreversibilidade é gerada no ejetor de água. Por conseguinte, propõe-se analisar ciclos que não utilizem esse dispositivo, como por exemplo o ciclo de potência e refrigeração apresentado no capítulo a seguir.

Deve-se ressaltar que o ciclo aqui analisado dificilmente deverá competir com ciclos de adsorção de sílica-gel água ou amônia água

para produção de gelo. As tecnologias baseadas nesses ciclos são atualmente dominadas, além do que o COP desses ciclos situa-se em torno de 0,6.

6 Ciclo combinado de potência e refrigeração

No presente capítulo é apresentada uma análise exergética de um ciclo combinado de potência e refrigeração, utilizando-se CO_2 como fluido de trabalho. A análise é similar à apresentada no capítulo anterior. Contudo, são introduzidas algumas modificações, a fim de estabelecer uma base para analisar o desempenho deste ciclo em particular. Realiza-se também uma análise de sensibilidade da temperatura da entrada da turbina, quantificando-se o impacto desta no desempenho e na potência fornecida pelo ciclo.

6.1 Descrição do ciclo

A Figura 6.1 apresenta a configuração do ciclo combinado de potência e refrigeração proposto. Esse é basicamente um ciclo de Rankine trans-crítico acoplado a um ciclo de refrigeração por ejetor. O calor, de coletores solares ou de uma fonte térmica residual, é fornecido a um aquecedor de gás (*gas heater*), o qual opera a uma pressão supercrítica. O gás aquecido (1) alimenta uma turbina de contrapressão. O vapor de descarga da turbina (2) entra no ejetor como fluido primário. Enquanto expande o fluido primário na câmara de sucção induz-se o escoamento do fluido secundário que provém do evaporador (7). A mistura dos fluidos primário e secundário (3) é descarregada no condensador, que opera a uma pressão intermediária. Parte do líquido condensado (4) é bombeado de volta para o aquecedor de gás (5), enquanto a parte restante expande-se num dispositivo de expansão e subsequentemente alimenta o evaporador (6).

6.2 Análise exergética

A análise exergética do ciclo de potência e refrigeração é similar à apresentada na Seção 5.2, posto que são empregados praticamente os mesmos componentes. Nesse contexto, a turbina é o único componente

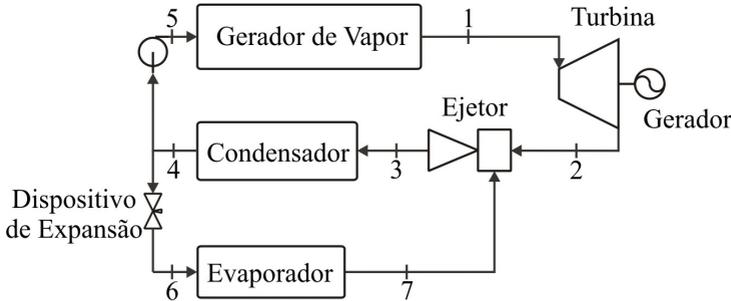


Figura 6.1: Diagrama esquemático do ciclo combinado de potência e refrigeração

que difere dos componentes já analisados para o ciclo em cascata. A irreversibilidade desse componente é expressa conforme segue,

$$\dot{I}_T = \dot{m} \left[(h_i - h_o) - T_{ref}(s_i - s_o) \right] - \dot{W}_T \quad (6.1)$$

onde \dot{W}_T é a potência fornecida pela turbina, definida pela equação

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (6.2)$$

Normalmente as turbinas são modeladas considerando-se constante a eficiência isentrópica destas.

Define-se a eficiência térmica do ciclo como a razão entre a energia útil e o consumo total de energia, conforme a equação que segue

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_T + \dot{Q}_E - \dot{W}_P}{\dot{Q}_G} \quad (6.3)$$

onde \dot{Q}_E é a potência de refrigeração, \dot{Q}_G é a energia fornecida no aquecedor de gás e \dot{W}_P é a potência consumida pela bomba.

Por outro lado, a eficiência de segunda lei do ciclo é definida como a razão de exergias produzidas e consumidas pelo ciclo, conforme segue.

$$\eta_{III} = \frac{\dot{W}_T + \dot{E}_E - \dot{W}_P}{\dot{E}_G} \quad (6.4)$$

onde \dot{E}_E é a exergia fornecida no evaporador e calculada conforme a equação 5.17, entretanto \dot{E}_G é a exergia fornecida ao aquecedor de gás, calculada conforme a equação 5.16.

6.3 Método de análise

As equações apresentadas na Seção 5.2, complementarmente às equações 6.1 a 6.4, foram implementadas no ambiente EES (KLEIN; ALVARADO, 2011), considerando-se para o CO₂ a equação de estado disponível na base de dados NIST (MCLINDEN *et al.*, 1998). Com o objetivo de avaliar o impacto das temperatura de entrada da turbina no desempenho do ciclo, um caso de referência é analisado conforme os dados apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1: Principais hipóteses estabelecidas no caso de referência do ciclo combinado de potência e refrigeração

Temperatura de referência	20	°C
Pressão de referência	101,35	kPa
Temperatura de refrigeração	3	°C
Potência fornecida pela turbina	3	kW
Eficiência isentrópica da bomba	80	%
Eficiência isentrópica da turbina	85	%
Temperatura do gerador de vapor	95	°C
Temperatura de condensação	25	°C
Pressão de entrada na turbina	12	MPa
Pressão de descarga da turbina	7,5	MPa
<i>Pinch point</i>	5	°C
<i>Eficiências isentrópicas no ejetor</i>		
	η_t	0,95
	η_n	0,95
	η_d	0,95
<i>Coefficientes de expansão:</i>		
	ψ	0,895
<i>Coefficiente de perdas por mistura:</i>		
	ϕ	0,976

No caso analisado considera-se que o fluido secundário entra no ejetor em estado de saturação. Entretanto, adota-se uma potência fixa de 3kW fornecida pelo sistema.

De forma análoga ao ciclo em cascata, a temperatura de condensação constitui uma limitante à operação do ciclo. No caso de um ciclo de CO₂ a temperatura de condensação não deve situar-se próxima ao ponto crítico. Por conseguinte, no caso de referência considera-se a disponibilidade de água para resfriamento a 20°C.

A eficiência do ejetor diminui consideravelmente quando a temperatura de evaporação situa-se baixo o ponto de congelamento da

água. Por essa razão, a condição de operação do evaporador é 3°C , temperatura aceitável para condicionamento de ar.

As eficiências isentrópicas da bomba e da turbina, bem como os valores das pressões de entrada e de descarga da turbina, foram arbitrados considerando-se os dados de Chen *et al.* (2010). Entretanto, as eficiências isentrópicas do ejetor são aquelas, sugeridas em ESDU (1988). Por sua vez, os coeficientes de expansão e de perdas por mistura, foram estimados através de uma simulação em CFD, considerando-se o escoamento do CO_2 como monofásico e de gás real. Tal como será admitido na análise de sensibilidade a ser realizada, as pressões de operação dos fluidos primário e secundário são fixas, e portanto esses coeficientes são admitidos constantes. Por outro lado, as características geométricas do ejetor foram adotadas conforme as recomendações resumidas no Apêndice A. As relações das áreas de cada um dos ejetores foram determinadas considerando-se a alocação do escoamento necessário para gerar uma potência de refrigeração no caso de referência de 4kW. Por conseguinte, estimou-se $A_{ne}/A_t = 1,187$ e $A_m/A_t = 1,419$. A Figura 6.2 ilustra o diagrama T-s do CO_2 , mostrando os estados termodinâmicos que caracterizam o caso de referência. A região indicada na figura representa os estados intermediário do ejetor.

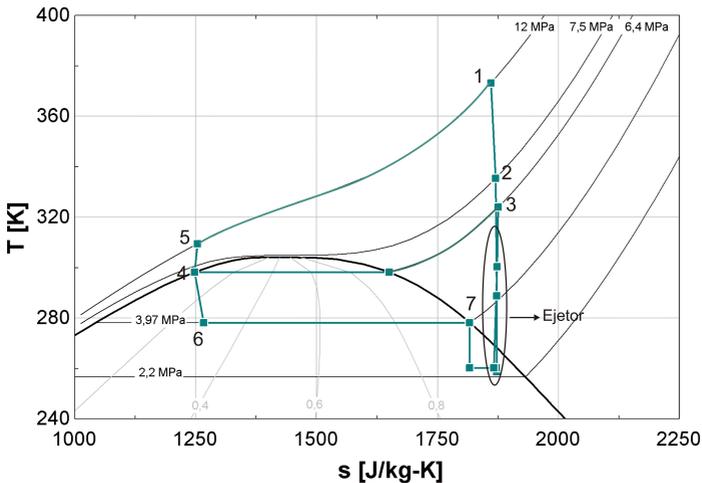


Figura 6.2: Diagrama T-s do ciclo combinado de potência e refrigeração, para o caso de referência

6.4 Resultados

A eficiência térmica do ciclo para o caso de referência é 0,2036. Entretanto, a eficiência de segunda lei é 0,5724. A elevada eficiência de segunda lei, deve-se ao fato de que o ciclo gera eletricidade a partir de uma fonte térmica de baixa temperatura. Nesse contexto, a potência consumida pela bomba é 1,59 kW, por conseguinte o ciclo fornece um excedente de 1,41 kW. Entretanto, o efeito de refrigeração produzido no caso de referência, situa-se em 4,03 kW.

A Figura 6.3 apresenta uma análise de sensibilidade do desempenho do ciclo, em função da temperatura do fluido na entrada da turbina. Observa-se nessa figura que à medida que aumenta a temperatura de entrada da turbina, menor é a potência consumida pela bomba, devido a que esta deve deslocar uma massa menor de CO₂ para atingir a potência especificada pela turbina. Contudo, a potência de refrigeração também diminui. Nota-se que a o efeito de refrigeração apresenta um leve aumento, quando o fluido descarregado do bocal à câmara de sucção se encontra em estado próximo de saturação. Essa situação ocorre quando a temperatura de entrada da turbina é 116 °C, aproximadamente. Não obstante, se a temperatura aumentar ainda mais, o efeito de refrigeração diminui novamente. Por decorrência desse fenômeno, a eficiência térmica do ciclo apresenta um comportamento semelhante. Entretanto, não se observa esse fenômeno na eficiência de segunda lei, devido a que o efeito de refrigeração tem um peso menor no cálculo desse parâmetro. Por conseguinte, a eficiência de segunda lei diminui monotonicamente enquanto a temperatura do ponto 1 aumenta.

A Figura 6.4 apresenta, por sua vez, a variação da taxa de geração de irreversibilidades de cada componente do ciclo. Observa-se que os componentes que apresentam maior destruição de exergia são o ejetor e a bomba. Entretanto, como a potência gerada pela turbina é constante, as irreversibilidades geradas por esse componente mantêm-se praticamente invariáveis com a temperatura de entrada da turbina.

Conforme mencionado anteriormente, a temperatura de condensação é uma limitante termodinâmica do ciclo. Nesse contexto, o ciclo de Rankine trans-crítico, tem-sido testado em localidades onde a temperatura ambiente é baixa, tais como a Suécia e o Japão (CHEN *et al.*, 2010; YAMAGUCHI *et al.*, 2006). Contudo, o ciclo analisado no presente capítulo constitui uma solução interessante para as localidades litorâneas do deserto de Atacama (Chile), onde existem índices de radiação solar superior a 1000 W/m² (ORTEGA *et al.*, 2010), conjugado à

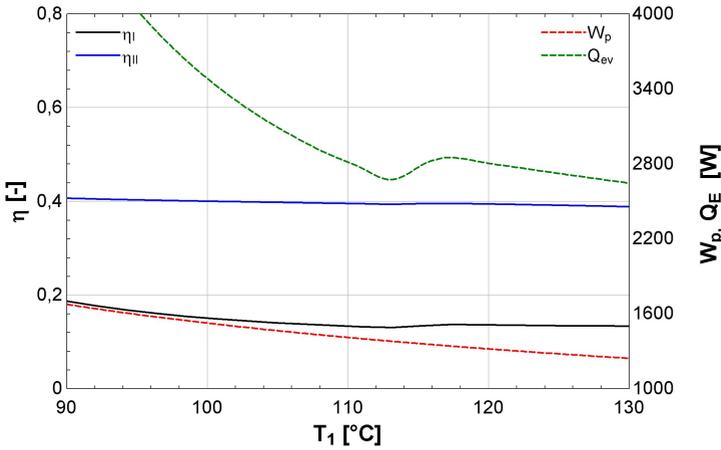


Figura 6.3: Variação do desempenho do ciclo e da potência de refrigeração em função da temperatura de entrada da turbina

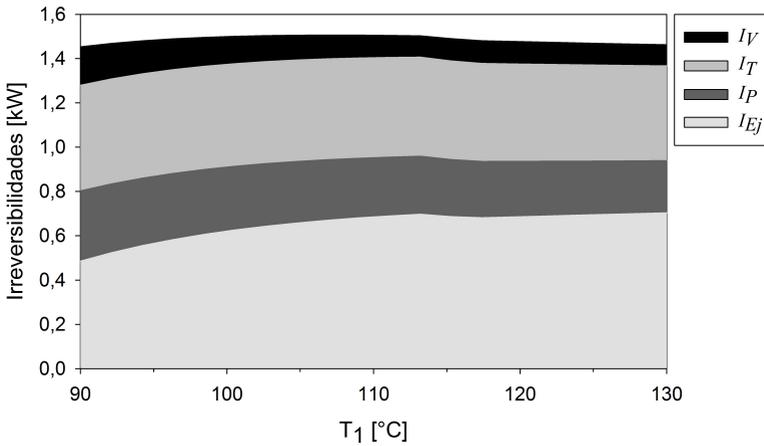


Figura 6.4: Variação da geração de irreversibilidades em função da temperatura de entrada da turbina

disponibilidade de água de mar com uma temperatura que oscila entre 14 e 19°C durante o ano (PIZARRO *et al.*, 1994).

6.5 Conclusões

No presente capítulo, apresentou-se uma análise exergética de um ciclo combinado de potência e refrigeração, cujo fluido de trabalho é CO₂. Como parte da energia fornecida é em forma de energia elétrica, a eficiência de segunda lei do ciclo é superior, quando comparada á eficiência exergética do ciclo em cascata. Contudo, da mesma forma que o ciclo em cascata, a principal limitante termodinâmica do ciclo é a temperatura de condensação, que neste caso limita a aplicação do subsistema de refrigeração para condicionamento de ar e para situações onde exista disponibilidade de água para resfriar o condensador.

A eficiência do ciclo pode ser ainda incrementada inserindo um trocador de calor entre as descargas da turbina e da bomba. Contudo, os ganhos em eficiência somente são consideráveis para temperaturas de entrada da turbina sobre 140°C.

7 Conclusões finais

No presente trabalho apresentou-se um modelo de simulação de ejetores, para os fluidos de trabalho HCFC141b, água e CO₂, direcionado para aplicações em ciclos de potência e refrigeração com ejetor. Foi apresentada uma revisão dos modelos para análise de desempenho de ejetores de vapor, onde evidenciou-se uma necessidade de um modelo geral que utilize uma equação de estado de gás real e que permita analisar ejetores tanto em regime monofásico, quanto em bifásico. Nesse contexto, um novo modelo unidimensional foi proposto, o qual é baseado na teoria de ejetores estabelecida por Munday e Bagster (1977). Esse modelo incorporou observações, obtidas através de uma modelagem em CFD, cuja formulação também foi apresentada neste trabalho. Finalmente, o modelo desenvolvido é empregado para analisar dois ciclos inovadores a saber, um ciclo com configuração em cascata e um ciclo combinado de potência e refrigeração.

7.1 Modelo unidimensional

O modelo unidimensional apresentado no Capítulo 3 mostrou resultados consideravelmente melhores que os obtidos por outros autores, resultando em incertezas ainda menores que as respectivas aos dados experimentais, para os refrigerantes analisados em diferentes condições de entrada. O uso do modelo não é restrito aos denominados fluidos secos, como é o caso dos modelos unidimensionais de uso corrente no projeto e na análise de ejetores.

Embora considere-se válida a hipótese de não mistura dos escoamentos primário e secundário até o ponto de bloqueio deste último (MUNDAY; BAGSTER, 1977), apresenta-se uma modificação à teoria unidimensional de ejetores, uma vez que a transferência de energia entre estes escoamentos durante sua interação na câmara de sucção é considerada. Contudo, essa interação não é completamente conhecida, devido à presença de choques oblíquos, cuja modelagem requer

uma base bidimensional. Para levar em conta essa interação sem uma modelagem acurada do fenômeno, o modelo proposto considera dois coeficientes empíricos.

A efetividade do modelo foi verificada, comparando-se os resultados obtidos deste com dados experimentais disponíveis nas referências afins, para três fluidos de características diferentes: HCFC141b, água e CO₂. Considerando-se que os erros dos resultados fornecidos pelo modelo são, em todos os casos analisados, menores do que as incertezas dos dados experimentais, conclui-se que o modelo fornece resultados confiáveis em termos da pressão crítica de descarga e da razão de entrada. Observou-se que, para os fluidos do tipo úmido, a correlação para o cálculo de velocidade do som que melhor corrobora os dados experimentais é a proposta por Lund e Flatten (2010).

O modelo apresentou alto grau de sensibilidade no coeficiente de expansão e no coeficiente de perdas por mistura. Esses coeficientes foram correlacionados, ajustando o modelo aos dados disponíveis e utilizado uma característica de operação (relação de pressões) e uma característica geométrica (relação das áreas).

O novo modelo agrega uma contribuição relevante à modelagem de ejetores e à compreensão dos fenômenos internos que ocorrem neste componente, principalmente devido ao fato de se considerar uma equação de estado de gás real. Por conseguinte, o modelo é aplicável a ejetores que apresentam escoamentos bifásicos ou inclusive ejetores trans-críticos, cuja modelagem não pode ser realizada através dos modelos unidimensionais de uso corrente.

7.2 Modelo em CFD

Com o intuito de avaliar o desempenho de ejetores em condições diferentes das estabelecidas pelo projeto, analisou-se o desempenho dos ejetores operados com HCFC141b e água utilizando simulações em CFD. Os resultados obtidos foram validados, comparando estes com os dados experimentais publicados nas referências afins e utilizados na validação do modelo unidimensional. A aderência do modelo em CFD aos dados experimentais foi avaliada em termos da razão de entrada.

A abordagem em CFD, robusta e eficiente, auxilia na compreensão da relação entre as condições de operação e o escoamento desenvolvido no interior do ejetor. Pela mesma razão anterior, as simulações em CFD fornecem informações fundamentais para o projeto de sistemas de ejetores.

As simulações foram desenvolvidas através de duas abordagens

diferentes, uma considerando a equação de estado disponível para o fluido na biblioteca NIST e outra considerando o fluido como vapor úmido e, por conseguinte, estabelecendo a presença de duas fases uma gasosa e outra líquida. Os resultados obtidos da primeira abordagem foram satisfatórios, embora a ocorrência de escoamento bifásico seja totalmente desconsiderada. Por outro lado a abordagem de vapor úmido evidencia a presença de choques de condensação, mas é insatisfatória no tocante à predição da razão de entrada. Esse fato deve-se às hipóteses adotadas nessa abordagem, as quais induzem erros no cálculo da velocidade do som e, por conseguinte, no cálculo da vazões mássicas dos fluidos primário e secundário que ingressam ao ejetor.

Contudo, as simulações usando as equações de estado da base de dados NIST, requerem elevados recursos computacionais e de tempo, para atingir a convergência. Essa deficiência deve-se principalmente à instabilidade que as equações NIST apresentam, sob condições de variação abrupta nos campos de pressão ou velocidade do escoamento. Por essa razão, nessas simulações adotam-se valores pequenos para os fatores de relaxação.

Embora as simulações desenvolvidas utilizando as equações da base de dados NIST considerem o escoamento como monofásico, os resultados obtidos apresentam erros menores que a incerteza dos dados experimentais, e também menores que os erros apresentados pelo modelo unidimensional. Por conseguinte, conclui-se que a modelagem através de CFD é apropriada para análise de ejetores e que os erros induzidos pela hipótese de escoamento monofásico para modelagem de ejetores de água não são significativos.

Através dessas simulações, verificou-se as hipóteses adotadas no modelo unidimensional tais como o desenvolvimento de choques oblíquos na câmara de sucção e a sobre-expansão do escoamento primário sobre o secundário, na mesma seção do ejetor. Além disso, estabeleceu-se uma metodologia para estimar os coeficientes empíricos definidos no modelo unidimensional, obtendo valores coerentes com aqueles obtidos através de uma rotina de ajuste aos dados experimentais.

Pelo exposto, conclui-se que a modelagem através de CFD é uma ferramenta válida para analisar os fenômenos específicos que ocorrem no interior de um ejetor. Além disso, através desta ferramenta é possível estimar os parâmetros empíricos necessários na modelagem unidimensional, quando não existem dados experimentais disponíveis.

7.3 Ciclo em cascata

Utilizando o modelo unidimensional desenvolvido no Capítulo 3, analisou-se o desempenho de um ciclo de refrigeração por ejetor, de configuração em cascata. Na modelagem dos ejetores, adotou-se os valores comuns nas referências afins para as eficiências isentrópicas. Entretanto, os coeficientes de expansão e de perdas por mistura foram estimados por simulações em CFD. Contudo, na simulação considera-se o escoamento monofásico de gás real. Por conseguinte, considerando-se que ambos os fluidos são do tipo úmido, esses coeficientes podem induzir em erros, principalmente na avaliação da pressão crítica de descarga, conforme descrito no Capítulo 4.

A análise foi desenvolvida em termos do COP e da eficiência exergética do ciclo. Entretanto, a análise de sensibilidade mostra que as temperaturas de operação dos trocadores de calor internos podem ser otimizadas. Todavia, a temperatura de condensação da água é condicionada às condições ambientais ou à disponibilidade de uma fonte especial para resfriamento.

Embora o desempenho do ciclo seja dificilmente competitivo com ciclos de adsorção de sílica-gel água ou amônia água para produção de gelo, as tecnologias baseadas nesses ciclos são atualmente dominadas, além do que o COP desses ciclos situa-se em torno de 0,6. Contudo, o ciclo representa uma alternativa para refrigeração, acionada por fontes térmicas, posto que não é poluente e a temperatura de operação é menor do ponto de congelamento da água.

7.4 Ciclo combinado de potência e refrigeração

Uma análise semelhante à descrita anteriormente foi aplicada a um ciclo combinado de potência e refrigeração, onde o fluido de trabalho empregado é CO_2 . Neste caso, parte da energia fornecida pelo ciclo é em forma de energia elétrica. Por conseguinte, a eficiência de segunda lei do ciclo é consideravelmente superior, quando comparada à eficiência exergética do ciclo em cascata. Contudo, da mesma forma que o ciclo em cascata, a principal limitante termodinâmica do ciclo é a temperatura de condensação, que neste caso limita a aplicação do subsistema de refrigeração somente para condicionamento de ar e para situações onde exista disponibilidade de água para resfriar o condensador.

7.5 Recomendações para trabalhos futuros

No contexto do presente trabalho várias recomendações para futuras pesquisas na área podem ser estabelecidas.

O modelo unidimensional, apresenta um estado de desenvolvimento importante e não se apreciam maiores mudanças, além da incorporação de maior quantidade de dados experimentais, a fim de melhorar as correlações dos parâmetros empíricos. Ejetores operados com outros fluidos de trabalho também devem ser analisados.

A modelagem em CFD deve ser aperfeiçoada, a fim aumentar a precisão das simulações. Pode-se incluir as perdas térmicas na parede do ejetor e modificar a geometria a um modelo em três dimensões. Contudo, o maior desafio na modelagem em CFD é o desenvolvimento de simulações que considerem o escoamento bifásico no interior do ejetor para gases reais considerando a fase líquida compressível.

Quanto aos ciclos em cascata e de geração combinada de potência e refrigeração, as demandas para o futuro são a elaboração de modelos de simulação transiente, a fim de analisar a viabilidade da operação destes ciclos quando acionados com uma fonte de energia variável no tempo, tal como a energia solar.

Referências Bibliográficas

ABDULATEEF, J.; SOPIAN, K.; M.A.ALGHOUL; SULAIMAN, M. Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, n. 6-7, p. 1338–1349, 2009.

AL-KHALIDY, N.; ZAYONIA, A. Design and experimental investigation of an ejector in an air-conditioning and refrigeration system. **ASHRAE Transactions**, v. 101, p. 383 – 391, 1995.

ALEXIS, G.; ROGDAKIS, E. A verification study of steam-ejector refrigeration model. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, n. 1, p. 29–36, 2003.

ANDERSON, J. **Modern Compressible Flow**. 2^a. ed. New York: McGraw-Hill, 2002.

ANGIELCZYK, W.; SEYNHAEVE, J.; BUTRYMOWICZ, D.; BARTOSIEWICZ, Y. 1-D modeling of supersonic carbon dioxide two-phase flow through ejector motive nozzle. In: **13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue**. USA: Purdue University, 2010. p. 1 – 8.

APHORNRATANA, S.; CHUNGAIBULPATANA, S.; SRIKHIRIN, P. Experimental investigation of an ejector refrigerator: Effect of mixing chamber geometry on system performance. **Int. Journal of Energy Research**, v. 25, n. 5, p. 397–411, 2001.

APHORNRATANA, S.; EAMES, I. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 20, n. 5, p. 352–358, 1997.

ASHRAE. **Steam-jet refrigeration equipment**. USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 1981. (ASHRAE Guide and Data Book).

BEITHOU, N.; AYBAR, H. A mathematical model for steam-driven jet pump. **Int. Journal of Multiphase Flow**, v. 26, n. 10, p. 1609–1619, 2000.

BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics**. 3^a. ed. New Jersey: John Wiley and Sons, 2006.

BILICKI, Z.; KESTIN, J. Physical aspects of the relaxation model in two-phase flow. **Proceedings of the Royal Society of London**, v. 428, n. 1875, p. 379 – 397, 1990.

CHEN, G.; XU, X.; LIU, S.; LIANG, L.; TANG, L. An experimental and theoretical study of a CO₂ ejector. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 5, p. 915–921, 2010.

CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low grade heat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 9, p. 3059–3067, 2010.

CHEN, S.-L.; YEN, J.-Y.; HUANG, M.-C. Experimental investigation of ejector performance based upon different refrigerants. **ASHRAE Transactions**, v. 104, n. 2, p. 153 – 160, 1998.

CHEN, Y.; PRIDASAWAS, W.; LUNDQVIST, P. Dynamic simulation of a solar-driven carbon dioxide transcritical power system for small scale combined heat and power production. **Solar Energy**, v. 84, n. 7, p. 1103–1110, jul. 2010.

CHEN, Y.; SUN, C. Experimental study of the performance characteristics of a steam ejector refrigeration system. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 15, n. 4, p. 384–394, 1997.

CHUNNANOND, K.; APHORN RATANA, S. Ejectors applications in refrigeration technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 8, n. 2, p. 129–155, 2004.

CHUNNANOND, K.; APHORN RATANA, S. An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, n. 2-3, p. 311–322, 2004.

CIZUNGU, K.; GROLL, M.; LING, Z. Modeling and optimization of two-phase ejectors for cooling systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, n. 13, p. 1979–1994, 2005.

CIZUNGU, K.; MANI, A.; GROLL, M. Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, n. 5, p. 585–598, 2001.

COLLE, S.; CARDEMIL, J. M.; VIDAL, H.; ESCOBAR, R. Cost assessment of an optimized solar-assisted water ejector cooling cycle with a booster using CO₂ as working fluid. In: **Proceedings of the Solar World Congress**. South Africa: ISES, 2009.

DEBERNE, N.; LEONE, J.; DUQUE, A.; LALLEMAND, A. A model for calculation of steam injector performance. **Int. Journal of Multiphase Flow**, v. 25, n. 5, p. 841–855, 1999.

DENG, J.-Q.; JIANG, P.-X.; LU, T.; LU, W. Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 2-3, p. 381–388, 2007.

DORANTES, R.; ESTRADA, C.; PILATOWSKY, I. Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, n. 8-9, p. 669–675, 1996.

DOWNAR-ZAPOLSKI, P.; BILICKI, Z.; BOLLE, L.; FRANCO, J. The non-equilibrium relaxation model for one-dimensional flashing liquid flow. **Int. Journal of Multiphase Flow**, v. 22, n. 3, p. 473–483, 1996.

DUFFIE, J.; BECKMAN, W. **Solar engineering of thermal processes**. 3^a. ed. New Jersey: John Wiley and Sons, 2006.

EAMES, I. A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method. **Applied thermal engineering**, v. 22, n. 2, p. 121–131, 2002.

EAMES, I.; APHORNRATANA, S.; HEIDER, H. A theoretical and experimental study of small-scale steam jet refrigerator. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 18, n. 6, p. 378–386, 1995.

EIA. **International Energy Outlook**. Washington: U.S. Energy Information Administration, 2010.

ELBEL, S.; HRNJAK, P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical r744 system operation. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 3, p. 411–422, 2007.

ELROD, H. The theory of ejectors. **ASME Journal of Applied Mechanics**, v. 67, p. 170–174, 1945.

ESDU. **Ejectors and Jet Pumps: Design and Performance for Compressible Air Flow**. United Kingdom: Engineering Science Data Unit, 1988. (ESDU Data Item No. 84029).

FAVRE, A. Equations des gaz turbulents compressibles. **Journal de Mecanique**, v. 4, n. 3, p. 361–90, 1965.

FLUENT. **FLUENT User's guide v.12.1**. USA: ANSYS Inc., 2010.

FLUGEL, G. Vdi forschungssheft 395. **Suppl to Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens**, p. 1–21, 1939.

GOKTUN, S. Optimal performance of an irreversible refrigerator with three heat sources (IRWTHS). **Energy**, v. 22, n. 1, p. 27–31, 1997.

GOSNEY, W. **Principles of Refrigeration**. Cambridge: Cambridge University Press, 1982.

GRAZZINI, G.; MARIANI, A. A simple program to design a multi-stage jet-pump for refrigeration cycles. **Energy Conversion and Management**, v. 39, n. 16-17, p. 1827–1834, 1998.

HEDGES, K.; HILL, P. Compressible flow ejectors p.1. development of a finite-difference flow model. **Journal of Fluids Engineering-Transactions of the ASME**, v. 96, n. 3, p. 272–281, 1974.

HENZLER, H. Design of ejectors for single-phase metrial systems. **Chemie Ingenieur Technik**, v. 54, n. 1, p. 8–16, 1982.

HICKMAN, K.; HILL, P.; GILBERT, G. Analysis and testing of compressible flow ejectors with variable area mixng tubes. **Journal of Basic Engineering**, v. 94, n. 2, p. 407–416, 1972.

HILL, P. Incompressible jet mixing in converging-diverging axisymmetric ducts. **Journal of Basic Engineering**, v. 89, n. 1, p. 210–220, 1967.

HOLTON, W. Effect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam-jet ejector. **ASME Transactions**, p. 905–910, October 1951.

HORBE, A.; GOMES, I.; MIRANDA, S.; SILVA, M. Contribuição à hidroquímica de drenagens no município de manaus. **Acta Amazônica**, v. 35, p. 119–124, 2005.

HUANG, B.; CHANG, J.; WANG, C.; PETRENKO, V. A 1-D analysis of ejector performance. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 22, n. 5, p. 354–364, 1999.

- HUANG, B.; JIANG, C.; HU, F. Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. **Journal of Engineering Gas Turbine & Power**, v. 107, n. 3, p. 792–802, 1985.
- HUANG, B.; PETRENKO, V.; SAMOFATOV, I.; SHCHETININA, N. Collector selection for solar ejector cooling system. **Solar Energy**, v. 71, n. 4, p. 269–274, 2001.
- HWANG, Y.; RADERMACHER, R.; ALILI, A. A.; KUBO, I. Review of solar cooling technologies. **HVAC&R Research**, v. 14, n. 3, p. 507–528, 2008.
- IPCC. **Fourth Assessment Report (AR4), Climate Change: Synthesis Report**. Geneva: Intergovernmental Panel on Climate Change, 2007.
- KEENAN, J.; NEUMANN, E. A simple air ejector. **ASME Journal of Applied Mechanics**, v. 64, p. 75–82, 1942.
- KEENAN, J.; NEUMANN, E.; LUSTWERK, F. An investigation of ejector design by analysis and experiment. **ASME Journal of Applied Mechanics**, v. 72, p. 299–309, 1950.
- KHOURY, F.; HEYMAN, M.; RESNICK, W. Performance characteristics of self-entrainment ejectors. **Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 6, n. 3, p. 331 – 340, 1967.
- KLEIN, S.; ALVARADO, F. **EES - Engineering Equation Solver, v8.939-3D**. [S.l.]: FChart Software, 2011.
- KORRES, C.; PAPAIOANNOU, A.; LYGEROU, V.; KOUMOUTSOS, N. Solar cooling by thermal compression - the dependence of the jet thermal compressor efficiency on the compression ratio. **Energy**, v. 27, n. 8, p. 795–805, 2002.
- KOTAS, T. **The exergy method of thermal plant analysis**. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1995.
- LANDAU, L.; LIFSHITZ, E. **Fluid Mechanics**. 2^a. ed. Oxford: Pergamon Press, 1987.
- LUND, H.; FLATTEN, T. Equilibrium conditions and sound velocities in two-phase flows. In: **Proceedings of the SIAM Annual Meeting**. Pittsburgh: SIAM, 2010.

MCLINDEN, M.; LEMMON, E.; KLEIN, S.; PESKIN, A. **NIST Standard Reference database 23: REFPROP 6.01**. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, 1998.

MIKHAIL, S. Mixing of coaxial streams inside a closed conduit. **Journal Mechanical Engineering Science**, v. 2, n. 1, p. 59–68, 1960.

MUNDAY, J.; BAGSTER, D. New ejector theory applied to steam jet refrigeration. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 16, n. 4, p. 442–449, 1977.

NAKAGAWA, M.; HARADA, A.; BERANA, M. S. Analysis of expansion waves appearing in the outlets of two-phase flow nozzles. **HVAC&R Research**, v. 15, n. 6, p. 1065–1079, 2009.

NGUYEN, V.; RIFFAT, S.; DOHERTY, P. Development of a solar-powered passive ejector cooling system. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, n. 2, p. 157–168, 2001.

NICHITA, D. V.; KHALID, P.; BROSETA, D. Calculation of isentropic compressibility and sound velocity in two-phase fluids. **Fluid Phase Equilibria**, v. 291, n. 1, p. 95–102, 2010.

ORTEGA, A.; ESCOBAR, R.; COLLE, S.; ABREU, S. L. The state of solar energy resource assessment in Chile. **Renewable Energy**, v. 35, n. 11, p. 2514–2524, 2010.

PIZARRO, O.; HORMAZABAL, S.; GONZÁLEZ, A.; NEZ, E. Y. Variabilidad del viento, nivel del mar y temperatura en la costa norte de Chile. **Investigaciones Marinas**, v. 22, p. 85–101, 1994.

POWER, R. **Steam jet ejectors for the process industries**. New York: McGraw-Hill, 1993.

PRISADAWAS, W. **Solar-driven refrigeration systems with focus on ejector cycle**. Tese (Doutorado) — Royal Institute of Technology, KTH, 2006.

PRISADAWAS, W.; LUNDQVIST, P. A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as refrigerant. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 30, n. 5, p. 840–850, 2007.

PROCEL. **Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso**. Rio de Janeiro: Programa nacional de conservação de energia elétrica, 2008.

RAZINSKY, E.; BRIGHTON, J. Theoretical model for nonseparated mixing of a confined jet. **Journal of Basic Engineering**, v. 94, n. 3, p. 551–558, 1972.

RIFFAT, S.; EVERITT, P. Experimental and CFD modelling of an ejector system for vehicle air conditioning. **Journal of the Institute of Energy**, v. 72, n. 491, p. 41–47, 1999.

RIFFAT, S.; GAN, G.; SMITH, S. Computational fluid dynamics applied to ejector heat pumps. **Applied Thermal Engineering**, v. 16, n. 4, p. 291–297, 1996.

RIFFAT, S.; HOLT, A. A novel heat pipe/ejector cooler. **Applied Thermal Engineering**, v. 18, n. 3-4, p. 93–101, 1998.

ROGDAKIS, E.; ALEXIS, G. Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, n. 2, p. 213–226, 2000.

RUSLY, E. **Ejector cooling with reference to combined ejector-vapour compression system**. Tese (Doutorado) — The University of Melbourne, 2004.

RUSLY, E.; AYE, L.; CHARTERS, W.; OOI, A. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 28, n. 7, p. 1092–1101, 2005.

SHCHETININA, N.; ZHADAN, S.; PETRENKO, V. Experimental investigation of solar-ejector freon refrigeration machine. **Geliotekhnika**, v. 23, n. 3, p. 66–69, 1987.

SHERIF, S.; LEAR, W.; STEADHAM, J.; HUNT, P.; HOLLADAY, J. Analysis and modeling of a two-phase jet pump of a thermal management system for aerospace applications. **Int. Journal of Mechanical Science**, v. 42, n. 2, p. 185–198, 2000.

SHIH, T.-H.; ZHU, J.; LUMLEY, J. L. A new reynolds stress algebraic equation model. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 125, n. 1-4, p. 287 – 302, 1995.

SILVA, D. F. da; GALVINCIO, J. D.; ALMEIDA, H. R. R. de C. Variabilidade da qualidade de Água na bacia hidrográfica do rio SÃO francisco e atividades antrópicas relacionadas. **Revista Qualits**, v. 9, n. 3, p. 1–17, 2010.

SOKOLOV, M.; HERSHGAL, D. Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. systems characterization. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 13, n. 6, p. 351–356, 1990.

SRIVEERAKUL, T.; APHORNRATANA, S.; CHUNNANOND, K. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. validation of the CFD results. **Int. Journal of Thermal Sciences**, v. 46, n. 8, p. 812–822, 2007.

SRIVEERAKUL, T.; APHORNRATANA, S.; CHUNNANOND, K. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries. **Int. Journal of Thermal Sciences**, v. 46, n. 8, p. 823–833, 2007.

STADTKE, H. **Gasdynamic aspects of two-phase flow**. Weinheim, Germany: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2006.

STOECKER, W.; JONES, J. **Refrigeration and air conditioning**. 2^a. ed. New York: McGraw-Hill, 1982.

SUN, D. Solar powered combined ejector vapour compression cycle for air conditioning and refrigeration. **Energy Conversion and Management**, v. 38, n. 5, p. 479–491, 1997.

SUN, D. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants. **Energy Conversion and Management**, v. 40, n. 8, p. 873–884, 1999.

SUN, D.; EAMES, I. Recent developments in the design theories and applications of ejectors - a review. **Journal of the Institute of Energy**, v. 68, n. 475, p. 65–79, 1995.

SUN, S.; EAMES, I. Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles. **Int. Journal of Energy Research**, v. 20, n. 10, p. 871–885, 1996.

THOMPSON, P.; SULLIVAN, D. Possibility of complete condensation shock-waves in retrograde fluids. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 70, n. AUG26, p. 639–649, 1975.

UNEP. **2006 Assessment Report of the Technology and Economic Assessment Panel**. Montreal: Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, 2006.

VARGA, S.; OLIVEIRA, A. C.; DIACONU, B. Numerical assessment of steam ejector efficiencies using cfd. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 6, p. 1203–1211, 2009.

VIDAL, H. **Simulação horária e otimização termo-econômica de ciclos de refrigeração com ejetor movidos a energia solar e gás natural**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2005.

WANG, J.; DAI, Y.; GAO, L.; MA, S. A new combined cooling, heating and power system driven by solar energy. **Renewable Energy**, v. 34, n. 12, p. 2780–2788, 2009.

WANG, J.; DAI, Y.; SUN, Z. A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 6, p. 1186–1194, 2009.

WIEMKEN, E.; PETRY, A. R.; WEWIÓR, J. W.; NÚÑEZ, T. **Solar cooling in Brazil - Technology study**. Freiburg: Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems, 2009.

WOOD, A. **A textbook of sound**. London: George Bell and Sons, 1930.

WU, S.; EAMES, I. A novel absorption-recompression refrigeration cycle. **Applied Thermal Engineering**, v. 18, n. 11, p. 1149–1157, 1998.

XU, X.; CHEN, G.; TANG, L.; ZHU, Z.; LIU, S. Experimental evaluation of the effect of an internal heat exchanger on a transcritical CO₂ ejector system. **Journal of Zhejiang University - Science A**, v. 12, n. 2, p. 146–153, 2011.

YADAV, R. L.; PATWARDHAN, A. W. Design aspects of ejectors: Effects of suction chamber geometry. **Chemical Engineering Science**, v. 63, n. 15, p. 3886–3897, 2008.

YAMAGUCHI, H.; ZHANG, X. R.; FUJIMA, K.; ENOMOTO, M.; SAWADA, N. Solar energy powered rankine cycle using supercritical CO₂. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 17-18, p. 2345–2354, 2006.

YAPICI, R.; ERSOY, H. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model. **Energy Conversion and Management**, v. 46, n. 20, p. 3117–3135, 2005.

YOUNG, J.; GUHA, A. Normal shock-wave structure in 2-phase vapor droplet flows. **Journal of Fluid Mechanics**, v. 228, p. 243–274, 1991.

ZEREN, F.; HOLMES, R.; JENKINS, P. Design of a freon jet pump for use in a solar cooling system. **Mechanical Engineering**, v. 101, n. 6, p. 96, 1979.

ZHANG, X.; WANG, R. A new combined adsorption-ejector refrigeration and heating hybrid system powered by solar energy. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, n. 11, p. 1245–1258, 2002.

ZHANG, X. R.; YAMAGUCHI, H. An experimental study on evacuated tube solar collector using supercritical CO₂. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, n. 10, p. 1225–1233, 2008.

ZHANG, X. R.; YAMAGUCHI, H.; UNENO, D. Experimental study on the performance of solar rankine system using supercritical CO₂. **Renewable Energy**, v. 32, n. 15, p. 2617–2628, 2007.

ZHANG, X. R.; YAMAGUCHI, H.; UNENO, D.; FUJIMA, K.; ENOMOTO, M.; SAWADA, N. Analysis of a novel solar energy-powered rankine cycle for combined power and heat generation using supercritical carbon dioxide. **Renewable Energy**, v. 31, n. 12, p. 1839–1854, 2006.

ZHAO, L.; WANG, F.; GAO, H.; TANG, J.; YUAN, Y. Shock wave of vapor-liquid two-phase flow. **Energy Power Engineering China**, v. 2, n. 3, p. 344–347, 2008.

ZHU, Y.; CAI, W.; WEN, C.; LI, Y. Shock circle model for ejector performance evaluation. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 9, p. 2533–2541, 2007.

ZHU, Y.; CAI, W.; WEN, C.; LI, Y. Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 5-6, p. 898–905, 2009.

ZHU, Y.; LI, Y. Novel ejector model for performance evaluation on both dry and wet vapors ejectors. **Int. Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 1, p. 21–31, 2009.

Apêndice A – Considerações geométricas em ejetores

Nas seções a seguir, serão apresentadas as recomendações, para cada variável geométrica, conforme a Figura A.1. Todas as dimensões são especificadas em termos dos diâmetros d_t , d_1 e d_3 , calculados através do modelo de análise de desempenho descrito no capítulo 3.

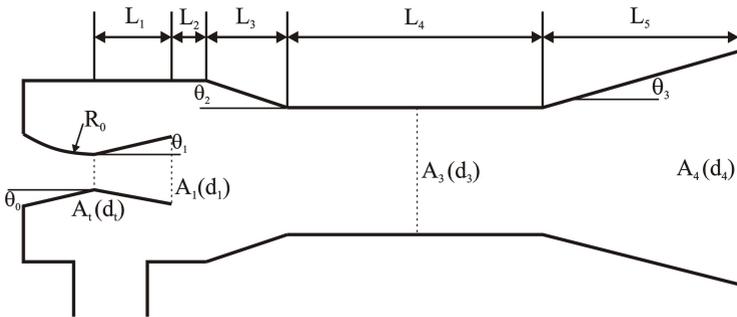


Figura A.1: Especificações geométricas no projeto de ejetores

Bocal: Seção Convergente Em ESDU (1988) recomenda-se que a parte convergente do bocal seja um arco de radio igual a

$$R_0 = 0,3d_t \quad (\text{A.1})$$

ou de um formato cônico com ângulo de convergência recomendado:

$$\theta_0 \approx 12^\circ \quad (\text{A.2})$$

Bocal: Seção Divergente É consenso nas referências afins que a seção divergente do bocal deve ser cônica. Como as áreas da garganta e

da saída do bocal são conhecidas do modelo de análise, as recomendações são para o ângulo de divergência θ_1 . Keenan e Neumann (1942) sugerem:

$$\theta_1 \approx 10^\circ \quad (\text{A.3})$$

Khoury *et al.* (1967) por sua vez estabeleceram que para ejetores de vapor de água o ângulo da seção cônica deve ser

$$6^\circ < \theta_1 < 12^\circ \quad (\text{A.4})$$

entretanto, para ejetores de hexano, Khoury *et al.* (1967) sugerem

$$\theta_1 = 6^\circ \quad (\text{A.5})$$

O valor anterior é sugerido por ESDU (1988) para ejetores em geral.

Por outro lado, Henzler (1982) sugeriu que o comprimento da seção divergente do bocal (L_1) situa-se no intervalo,

$$0,4 < \frac{L_1}{d_3} < 0,9 \quad (\text{A.6})$$

onde d_3 é o diâmetro da seção de área constante.

Câmara de sucção: Posição do Bocal A posição do bocal na câmara de sucção é definida através da distancia da saída do bocal e o inicio do cone convergente da câmara (L_2). Keenan e Neumann (1942) sugerem que essa distancia seja correlacionada pela equação,

$$L_2 = 7d_3 \quad (\text{A.7})$$

Entretanto, Henzler (1982) estabelecem a seguinte relação,

$$\frac{L_2}{d_3} = \begin{cases} 7,5 & F > 2,5 \\ \text{Valor menor} & F < 2,5 \end{cases} \quad (\text{A.8})$$

onde

$$F = \sqrt{\frac{d_3}{d_t}} \quad (\text{A.9})$$

Câmara de sução: Cone convergente ESDU (1988) estabelece que o ângulo θ_2 deve-se situar no intervalo,

$$5^\circ < \theta_2 < 20^\circ \quad (\text{A.10})$$

Contudo, Yadav e Patwardhan (2008) através de um estudo numérico estabeleceram que o ângulo θ_2 do que resulta o máximo desempenho é de 10° .

Seção de área constante Segundo ASHRAE (1981) o comprimento da seção de área constante (L_4) deve-se situar no intervalo,

$$3d_3 < L_4 < 5d_3 \quad (\text{A.11})$$

Por outro lado, ESDU (1988) estabelece a seguinte correlação

$$8d_3 < L_2 + L_3 + L_4 < 10d_3 \quad (\text{A.12})$$

nesse contexto, um valor igual a $10 d_3$ é recomendado como o valor ideal para ejetores supersônicos.

Difusor O difusor é projetado normalmente como um cone divergente de comprimento L_5 e ângulo θ_3 , conforme apresentado na Figura A.1. Henzler (1982) sugeriu que o ângulo θ_3 seja igual a 5° , enquanto comprimento deve-se situar dentro do intervalo definido como segue,

$$3d_3 < L_5 < 8d_3 \quad (\text{A.13})$$

Al-Khalidy e Zayonia (1995) definiram o diâmetro da saída do difusor pela correlação,

$$d_4 = 2,4d_3 \quad (\text{A.14})$$

Esses autores também recomendam que o ângulo de divergência do difusor seja selecionado conforme a correlação que segue

$$\tan\theta_3 = \frac{d_4 - d_3}{2L_4} \quad (\text{A.15})$$

Pela sua vez, ESDU (1988) recomendam que a relação de áreas do

difusor situa-se dentro do intervalo que segue,

$$3 < \frac{A_3}{A_4} < 4 \quad (\text{A.16})$$

entretanto, o ângulo de divergência é recomendado conforme o intervalo,

$$3^\circ < \theta_3 < 5^\circ \quad (\text{A.17})$$