



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**LUIZ CARLOS PEREIRA VARGAS**

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE  
PERFORMANCE (COP) DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR  
JATO-COMPRESSÃO**

**Natal  
2010**

**LUIZ CARLOS PEREIRA VARGAS**

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE  
PERFORMANCE (COP) DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR  
JATO-COMPRESSÃO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Área: Termociências.

Orientador: Prof. Dr. Cleiton Rubens Formiga Barbosa  
Coorientador: Prof. Dr. Francisco de Assis Oliveira Fontes  
Agência Financiadora: CAPES Projeto MINTER

**Natal  
2010**

V297 Vargas, Luiz Carlos Pereira.

Análise teórico experimental do coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração por jato-compressão / Luiz Carlos Pereira Vargas.- Natal, RN: Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2010.

73 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Centro de Tecnologia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Cleiton Rubens Formiga Barbosa.

Coorientador: Prof. Dr. Francisco de Assis Oliveira Fontes.

1. Rejeitos térmicos. 2. Ejetor. 3. Ciclo de refrigeração intermitente. 4. Refrigeração por ejeter. I. Barbosa, Cleiton Rubens Formiga. II. Fontes, Francisco de Assis Oliveira. III. Título.

CDU 621.5

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca do IFBA Campus Salvador.

**LUIZ CARLOS PEREIRA VARGAS**

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE  
PERFORMANCE (COP) DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR  
JATO-COMPRESSÃO**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do grau de MESTRE EM  
ENGENHARIA MECÂNICA, sendo aprovada em sua forma final.

Rio Grande do Norte, \_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de 2010

---

Prof. Dr. Cleiton Rubens Formiga Barbosa - Orientador  
Universidade Federal do Rio Grande do Norte (UFRN)

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Dr. Francisco de Assis Oliveira Fontes - Coorientador  
Universidade Federal do Rio Grande do Norte (UFRN)

---

Prof. Dr. Luiz Guilherme Meira de Souza - Examinador Interno  
Universidade Federal do Rio Grande do Norte (UFRN)

---

Prof. Dr. Marcelo Bezerra Grilo - Examinador Externo  
Universidade Federal de Campina Grande (UFCG)

Dedico este trabalho à minha esposa, Maria José,  
pela compreensão, amor e pelo apoio a sua realização.

Ao meu filho Luiz Carlos,  
pelo comportamento exemplar, amor e carinho  
para com a sua mãe, durante a minha ausência.

## AGRADECIMENTOS

À Coordenação de Apoio ao Desenvolvimento de Docentes do Ensino Superior (Capes), pelo apoio financeiro.

Ao Instituto Federal da Bahia, pela liberação e pelo apoio dado para o desenvolvimento de docentes.

Ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade federal do Rio Grande do Norte(PPGEM/UFRN).

Ao professor Cleiton Rubens Formiga Barbosa, pela orientação.

Ao professor Francisco Fontes, pelo apoio logístico na concretização dos trabalhos extraordinários.

Ao professor George Santos Marinho, pela cessão de espaço do Laboratório de Transferência de Calor para fabricação dos sensores termopares.

Ao técnico João Maria Bezerra, pelo carinho, amizade e apoio dispensados no Laboratório de Computação.

Ao técnico Arivaldo Alves Délio, pelos serviços de apoio na Oficina Mecânica.

Ao colega mestrando João Borges Marques, pelo companheirismo compartilhado nas pesquisas.

A todos aqueles que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

VARGAS, Luiz Carlos Pereira. *Análise teórico-experimental do coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração por jato-compressão*. 2010. 73 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal/RN, 2010.

## RESUMO

A utilização do calor residual de equipamentos para conversão de energia para produzir frio, é uma forma de melhoria da eficiência dos sistemas energéticos. A presente pesquisa destina-se ao estudo teórico e experimental das características de um novo sistema de refrigeração intermitente por jato-compressão (ejetor) com uso de calor residual. Inicialmente, foi realizado um levantamento bibliográfico sobre a tecnologia de sistemas de refrigeração por jato-compressão. Na fase seguinte, investigou-se a concepção do principal elemento da proposta de sistema de refrigeração, o ejedor. A metodologia empírica utilizada no cálculo do ejedor está disponível na literatura. Com o auxílio do software EES (*Engineering Equation Solver*) foram realizados estudos (simulações) para diferentes fluidos refrigerantes sintéticos. O fluido refrigerante R141b apresentou as propriedades termodinâmicas e de transporte necessários para o funcionamento eficaz do sistema proposto. Com base nos resultados da simulação foi selecionado o fluido refrigerante e desenvolvida uma bancada experimental do sistema de refrigeração proposto, onde sensores de pressão e temperatura foram inseridos em pontos estratégicos do protótipo de refrigeração e conectados a um sistema de aquisição de dados computadorizado para medição das propriedades do fluido refrigerante no ciclo termodinâmico. Os resultados obtidos nos ensaios revelam boa concordância com os encontrados na literatura.

Palavras-chave: Ejetor. Rejeitos térmicos. Refrigeração por ejedor. Ciclo de refrigeração intermitente.

VARGAS, Luiz Carlos Pereira. *Análise teórico-experimental do coeficiente de performance (COP) de um sistema de refrigeração por jato-compressão*. 2010. 73 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal/RN, 2010.

## **ABSTRACT**

The use of waste heat of energy conversion equipment to produce a cooling effect, consists currently in a very interesting way of efficiency improvement of energy systems. The present research has as intention the theoretical and experimental study of a new intermittent refrigeration system ejector cycle characteristics, with use of waste heat. Initially, was doing a bibliographical survey about the vapor ejector refrigeration system technology. In the following stage was doing a simulation of the corresponding thermodynamic cycle, with preliminarily intention to evaluate the performance of the system for different refrigerants fluids. On the basis of the results of the simulation were selected the refrigerant fluid and developed an experimental group of benches of the refrigeration system considered, where pressure and temperature sensory had been inserted in strategical points of the refrigeration archetype and connected to a computerized data acquisition system for measure the refrigerant fluid properties in the thermodynamic cycle. The test results obtained show good agreement with the literature.

Keywords: Ejector. Waste heat. Cooling ejector. Refrigeration cycle intermittent.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.	20
Figura 2	Ciclo termodinâmico de sistema de refrigeração por compressão de vapor.	21
Figura 3	Sistema de refrigeração por absorção.	22
Figura 4	Sistema de refrigeração por absorção, acoplado a um motor de combustão interna.	23
Figura 5	Unidade refrigeração por sistema de absorção de Platen-Munters.	24
Figura 6	Ciclo de refrigeração por adsorção intermitente, fase de dessorção (regeneração) do refrigerante.	28
Figura 7	Ciclo de refrigeração por adsorção intermitente, fase adsorção provocando o efeito frigorífico.	28
Figura 8	Ciclo de refrigeração dessecante.	29
Figura 9	Esquema de um ciclo Rankine para a operação de um compressor em um ciclo de refrigeração.	31
Figura 10	Diagrama do sistema de refrigeração com ejetor convencional.	31
Figura 11	Diagrama termodinâmico do funcionamento do ejetor.	33
Figura 12	Variação da pressão e da velocidade em função da posição ao longo do ejetor.	34
Figura. 13	Modo de operação do ejetor, taxa de arraste em relação a pressão de condensação.	36
Figura 14	Influência das temperaturas $T_e$ e $T_g$ no desempenho de um refrigerador por jato-compressão.	36
Figura 15	Variação na pressão da câmara de sucção com a posição do bocal primário.	41

Figura 16	Variação da capacidade de refrigeração e o COP com a temperatura de geração.	42
Figura 17	Contornos Cheios de número de Mach: efeito da variação da pressão a jusante.	44
Figura 18	Diagrama do sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor.	45
Figura 19	Diagrama esquemático do modelo do ejetor, regiões e dimensões.	49
Figura 20	Diagrama de bloco do processo de cálculo da área hipotética.	51
Figura 21	Cálculo do fluxo de massa na garganta hipotética.	52
Figura 22	Cálculo do fluxo de massa na garganta do bocal primário.	52
Figura 23	Foto do ejetor fabricado em latão.	54
Figura 24	Esquema do bocal primário do ejetor.	54
Figura 25	Esquema do corpo do ejetor – modificado na conexão de saída.	55
Figura 26	Vista frontal e traseira do equipamento montado.	55
Figura 27	Decremento de queda de pressão em um tubo capilar.	56
Figura 28	Elemento de um tubo capilar discretizado.	57
Figura 29	Resultados obtidos do cálculo do tubo capilar.	59
Figura 30	Posição dos termopares no protótipo.	60
Figura 31	Foto da carga de refrigerante no sistema.	61
Figura 32	Detalhe dos instrumentos de coleta de dados de temperaturas.	62
Figura 33	Tela do PC na coleta de dados de temperaturas.	62
Figura 34	Wattímetro para coleta de dados de potência.	63
Figura 35	Tela do PC na coleta de dados de potência.	63
Figura 36	Registro de temperaturas, ensaio típico.	64
Figura 37	Gráfico dos resultados dos ensaios realizados.	66
Figura 38	Gráfico do registro das temperaturas da sala e da cuba do evaporador.	67

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor.	20
Tabela 2	Calor de adsorção de alguns pares de adsorventes/adsorvatos.	29
Tabela 3	Refrigerantes para refrigeração com ejetor.	47
Tabela 4	Variáveis operacionais do sistema de refrigeração por jato-compressão.	50
Tabela 5	Resultados obtidos dos parâmetros de simulação de ejetor para o diâmetro da garganta $\theta_t = 1,0$ mm.	53
Tabela 6	Cálculo do COP dos ensaios 1 a 7.	65
Tabela 7	Cálculo do COP dos ensaios 8 a 13.	65

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

### ÍNDICES

- f      referente à linha de líquido no diagrama de Mollier
- g      referente à linha de vapor seco no diagrama de Mollier

### ABREVIATURAS

COP      coeficiente de performance ou coeficiente de desempenho

ASHRAE   *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	área
$A_t$	área da garganta do bocal primário
$A_e$	área efetiva da garganta hipotética
$A_3$	área da câmara de mistura
$D$	diâmetro do tubo capilar
$f$	fator de atrito
$G$	vazão mássica por unidade de área
$h$	entalpia
$M$	Número de Mach
$P_e$	pressão de evaporação
$P_g$	pressão de geração
$P_c$	pressão de condensação
$P_c^*$	pressão crítica de condensação
$P_{co}$	pressão limite operacional de condensação
$Re$	número de Reynolds

$r_c$  razão entre a pressão crítica de condensação e a pressão de evaporação

$r_g$  razão entre as pressões de geração e de evaporação

$T_e$  temperatura de evaporação

$T_g$  temperatura de geração

$T_c$  temperatura de condensação

$u$  velocidade

$v$  volume específico

$x$  título

$\rho$  massa específica

$\omega$  razão de arraste

$\phi$  razão entre a área da câmara de mistura e área do bocal primário

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	15
1.1 OBJETIVO GERAL .....	16
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	17
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	17
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	19
2.1 REFRIGERAÇÃO POR EVAPORAÇÃO DE UM FLUIDO REFRIGERANTE .....	19
2.1.1 Sistema de compressão de vapor .....	20
2.1.2 Sistema de refrigeração por sorção .....	21
2.1.2 Refrigeração por absorção .....	22
2.1.4 Ciclo de refrigeração por difusão-absorção de Platen-Munters .....	24
2.1.5 Refrigeração por adsorção .....	26
2.1.6 Sistema de refrigeração dessecante .....	29
2.1.7 Refrigeração por adsorção química .....	30
2.1.8 Refrigeração por Rankine .....	30
2.1.9 Refrigeração por jato compressão (ejetor) .....	31
2.1.9.1 Funcionamento do ejedor .....	32
2.1.9.2 Modo de funcionamento do ejedor .....	35
2.1.9.3 Desempenho de um refrigerador por jato compressão .....	36
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	45
3.1 SELEÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE .....	46
3.2 PROJETO DO EJETOR .....	48
3.2.1 Correlações empíricas do ejedor .....	49
3.2.2 Cálculo da garganta hipotética e da garganta do bocal primário .....	50
3.2.3 Cálculo do bocal primário do ejedor .....	53
3.3 MONTAGEM DO EQUIPAMENTO .....	55
3.4 CÁLCULO DO TUBO CAPILAR .....	56

3.5 INSTALAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA.....	59
3.6 CARGA DO REFRIGERANTE NO SISTEMA .....	60
3.7 INSTRUMENTAÇÃO DE COLETA, REGISTRO E CONTROLE DE TEMPERATURA.....	62
3.7 INSTRUMENTAÇÃO DE COLETA E REGISTRO DE DADOS DE POTÊNCIA.....	63
<b>4 RESULTADOS</b> .....	<b>64</b>
4.1 TABULAÇÃO DOS ENSAIOS .....	65
<b>5 CONCLUSÕES</b> .....	<b>69</b>
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>71</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A refrigeração desempenha importante papel na vida moderna, com os mercados especiais para o transporte e a conservação de alimentos refrigerados ou congelados, na preservação de medicamentos e no condicionamento de ar para conforto térmico. Sendo ponto pacífico afirmar sobre a importância vital da refrigeração para a vida nas cidades, onde é muito grande a concentração de pessoas.

Por outro lado, originados no campo, após colheita ou extração, certos produtos requerem imediata refrigeração para armazenamento e transporte. Não menos importante é o uso da refrigeração para o comércio de alimentos frescos, peixes, bebidas geladas; para os hospitais, na conservação de sangue, medicamentos e vacinas. Na área dos alimentos, sobretudo, há um crescimento contínuo na demanda de equipamentos de refrigeração. A esse respeito, Coulomb (2008) instrui que a refrigeração doméstica em todo o mundo representava um bilhão de equipamentos, valor que se viu dobrado, decorridos doze anos.

A maioria dos equipamentos utilizados em refrigeração é baseada na compressão e expansão de um refrigerante. Em razão da boa eficiência e facilidade de utilização, os cloro-fluor-carbonos (CFCs) foram os fluidos refrigerantes mais utilizados até a década de 1980, mas essa utilização permeava problemas ambientais. Os CFCs estavam causando depleção da camada de ozônio e o aquecimento global (gases do efeito estufa), onde a contenção e recuperação após o uso não estavam sendo feitos corretamente. Além disso, alerta Coulomb (2008), ocorrem vazamentos de refrigerante de até 15% ao ano em instalações de refrigeração comercial.

A substituição dos CFCs por refrigerantes que não agredem o meio ambiente é uma necessidade. O aumento da demanda por refrigeração e condicionamento de ar eleva a potência instalada de refrigeração e a utilização de refrigerantes que em maior ou em menor intensidade afetam o meio ambiente.

Os refrigerantes hidro-fluor-carbonos (HFC), substitutos dos CFCs, têm baixo impacto no aquecimento global e baixíssimo potencial de destruição da camada de ozônio. Os refrigerantes naturais (amônia, CO<sub>2</sub> e hidrocarbonetos), possuem insignificante ou nenhum impacto sobre o aquecimento global e potencial nulo de destruição da camada de ozônio. Tecnologias alternativas de refrigeração, que incluem refrigeração magnética, absorção/adsorção, refrigeração solar por ejetor e também otimização das tecnologias atuais com o uso de ciclos híbridos, combinados e de cogeração, têm espaço cada vez maior nas pesquisas, visando ao melhor aproveitamento de energias gratuitas e dos sistemas tradicionais.

Nos processos de combustão para transformar a energia térmica em energia mecânica, uma parte significativa da energia é desperdiçada como resíduo no meio ambiente. Esse calor rejeitado pode ser utilizado em sistemas de refrigeração por absorção, adsorção ou por ejetor, sendo o processo chamado de cogeração; ou também em ciclos combinados, aproveitando-se essa energia para produzir trabalho mecânico. O sistema de refrigeração com ejetor é uma alternativa à utilização de energias renováveis e de resíduos térmicos, mas não é utilizado massivamente por causa do baixo coeficiente de desempenho (COP) para o ciclo, em comparação com os sistemas de absorção. A refrigeração por absorção já está sendo utilizada no mercado em sistemas de cogeração.

Um sistema de refrigeração com ejetor é similar a um sistema de compressão de vapor, exceto para o método de compressão do refrigerante. Um ejetor é usado no lugar de um compressor mecânico para comprimir o vapor do refrigerante, a partir do evaporador para o condensador. Sistemas econômicos podem ser obtidos quando aproveitados os resíduos de calor, energia solar ou rejeitos térmicos. Esses sistemas apresentam vantagens em relação aos sistemas de compressão de vapor, a saber: não têm partes móveis, não requerem lubrificação, possuem baixo custo e pequena manutenção operação, além de aproveitar energia barata.

## 1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho é o projeto, fabricação, montagem e análise experimental de um protótipo de um sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor, como um sistema alternativo para o aproveitamento da energia descartada por sistemas térmicos para produzir frio.

## 1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Dimensionar os principais componentes do sistema de refrigeração proposto, ou seja, o ejetor, o dispositivo de expansão, o gerador e o vaso de expansão;
- Estabelecer uma metodologia para a seleção do fluido refrigerante;
- Fabricar o ejetor, gerador e reservatório acumulador;
- Fazer simulação computacional dos parâmetros operacionais;
- Montar um protótipo de sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor;
- Efetuar a análise experimental do protótipo;
- Comparar o desempenho do sistema com o previsto no projeto.

## 1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A presente dissertação foi organizada em capítulos. Considerando-se este capítulo de introdução informam-se os capítulos seguintes.

No Capítulo 2 são apresentados os principais sistemas de refrigeração que utilizam na produção do frio a evaporação de um fluido refrigerante, é apresentado o sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor, o princípio de funcionamento, as modalidades de funcionamento, o desempenho e o referencial teórico.

No Capítulo 3 são apresentadas as metodologias aplicadas para a seleção de fluido refrigerante e utilizada no cálculo do ejetor, onde são apresentadas as correlações empíricas do ejetor, os dimensionamentos do bocal primário, vasos acumulador e gerador, e tubo capilar. São mostrados a montagem do equipamento e o procedimento de carga do refrigerante, a identificação dos pontos de instalação dos sensores de temperatura e a instrumentação de coleta e registro de temperaturas e potência.

No Capítulo 4 é apresentada a tabulação dos resultados dos ensaios realizados, bem como a metodologia de medição do COP, as observações sobre o comportamento do protótipo durante os ajustes e a influência da temperatura do ambiente na operação do sistema.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões e sugestões para futuras pesquisas.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O princípio básico da refrigeração rege que a mudança de uma substância do estado líquido para o estado vapor requer o fornecimento de calor. Quando a temperatura de vaporização da substância está abaixo da temperatura do ambiente, o calor é transferido naturalmente do ambiente para a substância, e a vaporização produz a redução da temperatura daquele ambiente. O calor transferido do ambiente que produz essa vaporização é conhecido como calor latente de vaporização, e este processo produz um efeito de refrigeração. O fenômeno é regulado pelo equilíbrio da pressão do líquido e do vapor da substância, que é conhecida como fluido refrigerante. Para obter baixas temperaturas devem-se escolher refrigerantes que vaporizem em mais baixas temperaturas e, conseqüentemente, também em pressões mais baixas, para permitir as trocas térmicas.

### 2.1 REFRIGERAÇÃO POR EVAPORAÇÃO DE UM FLUIDO REFRIGERANTE

Várias tecnologias foram desenvolvidas para obtenção de efeito de refrigeração. As tecnologias que utilizam evaporação de um fluido refrigerante são as refrigerações por compressão de vapor e resfriamento evaporativo. As tecnologias que utilizam energia de fontes térmicas para a produção de frio através do fenômeno da evaporação de um fluido refrigerante são as refrigerações por absorção, adsorção, reação química, ciclo Rankine, dessecante e ejetor.

A maioria das máquinas de refrigeração opera em um ciclo fechado, utilizando o princípio de produção de frio pela evaporação de um líquido refrigerante. Os sistemas de produção de frio se diferenciam pela forma como os vapores são produzidos e extraídos do evaporador. Na Tabela 1 são mostradas algumas aplicações de sistemas de refrigeração com suas respectivas variáveis operacionais e coeficiente de desempenho.

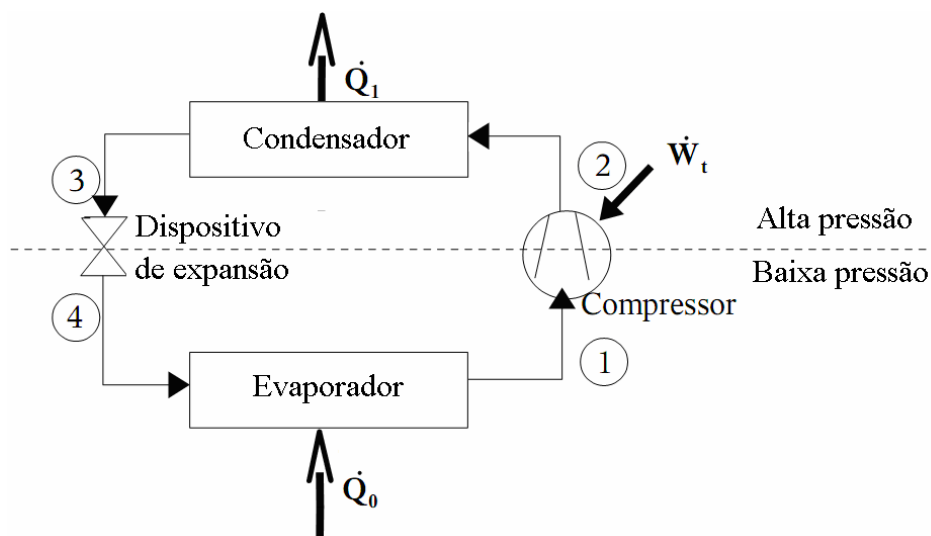
**Tabela 1** Sistemas de refrigeração alimentados por fonte de calor.

Sistema Térmico				Aplicação	
Sistema	Temperatura do Gerador (°C)	COP <sub>ciclo</sub>	Fluido de Trabalho	Refrigeração	A/C
Absorção	80-190	0,6-0,8 (1 estágio) ≤1,3 (2 estágios)	H <sub>2</sub> O-NH <sub>3</sub> H <sub>2</sub> O-LiCl H <sub>2</sub> O-LiBr	•	•
Adsorção	80-300	0,3-0,8	H <sub>2</sub> O-zeolite, metanol-carvão ativado	•	-
Reação Química	80-300	0,1-0,2	NH <sub>3</sub> -SrCl <sub>2</sub>	•	-
Rankine	>120	0,3-0,5	H <sub>2</sub> O, R114, tolueno, fluidos orgânicos	-	•
Dessecante	40-100	0,5-1,5	H <sub>2</sub> O	-	•
Ejetor	80-150	0,3-0,8	H <sub>2</sub> O, butano, R141b, etc.	-	•

Fonte: Pridasawas; Lundqvist, 2003 apud Ferrari, 2005.

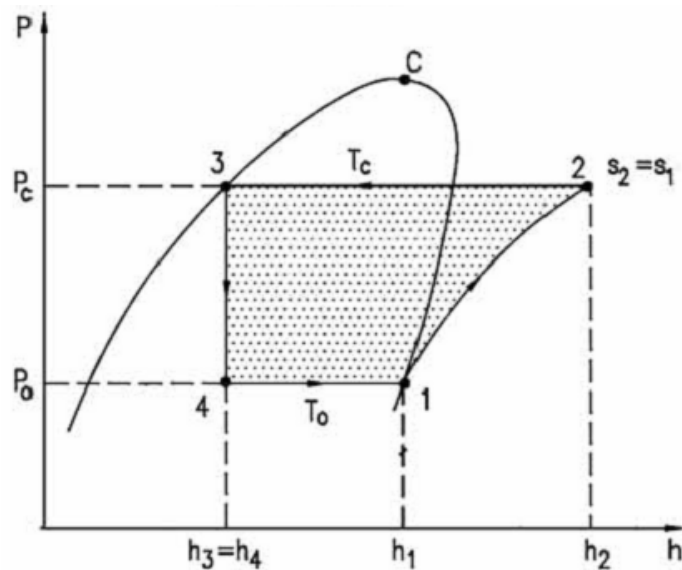
### 2.1.1 Sistema de compressão de vapor

A refrigeração por compressão de vapor é a mais utilizada em equipamentos frigoríficos para produção de frio, no condicionamento de ar de ambientes para o conforto térmico e para resfriamento e congelamento de produtos.



**Figura 1** Esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. (RONA, 2004).

O ciclo é constituído dos seguintes processos: compressão de vapor (1-2), isto é, um compressor realiza trabalho sobre o vapor, transfere potência a ele; a condensação do vapor (2-3), que ocorre no condensador, onde o calor é retirado do sistema; a expansão do líquido após o condensador (3-4), que ocorre na válvula de expansão termostática ou em um tubo capilar, considerada uma transformação adiabática; a evaporação do líquido no evaporador (4-1), onde o calor é retirado do meio a ser refrigerado.



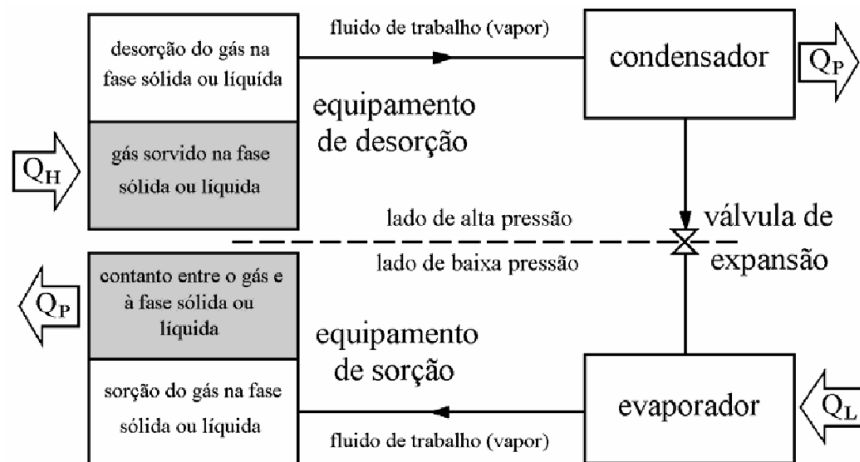
**Figura 2** Ciclo termodinâmico de sistema de refrigeração por compressão de vapor.

### 2.1.2 Sistema de refrigeração por sorção

O sistema de refrigeração por sorção é baseado em fenômenos físico-químicos próprios da interação de duas fases de substâncias. Esses fenômenos podem ser de superfície entre as fases, a difusão e transferência de massa de uma fase na outra, e as possíveis reações químicas entre os compostos que formam as fases (Fig.3).

Comparando-se com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, a sorção substitui o compressor por dois processos: um equipamento de sorção e um equipamento de dessorção. O equipamento de sorção recebe o fluido de trabalho do evaporador (refrigerante) como vapor saturado a baixa pressão e o põe em contato com outra fase ou composto (um líquido ou um sólido). Ao entrar em contato com esse líquido ou sólido, o fluido de trabalho experimenta um fenômeno de sorção (absorção, adsorção ou quimissorção) e se une a ele

liberando certa quantidade de calor de sorção. O equipamento de dessorção, ao receber o calor de dessorção ( $Q_H$ ), libera o fluido de trabalho sorvido no sólido ou líquido como vapor superaquecido, que será condensado em sua passagem pelo condensador. O calor ( $Q_P$ ) é o calor perdido no condensador e no sorçor.



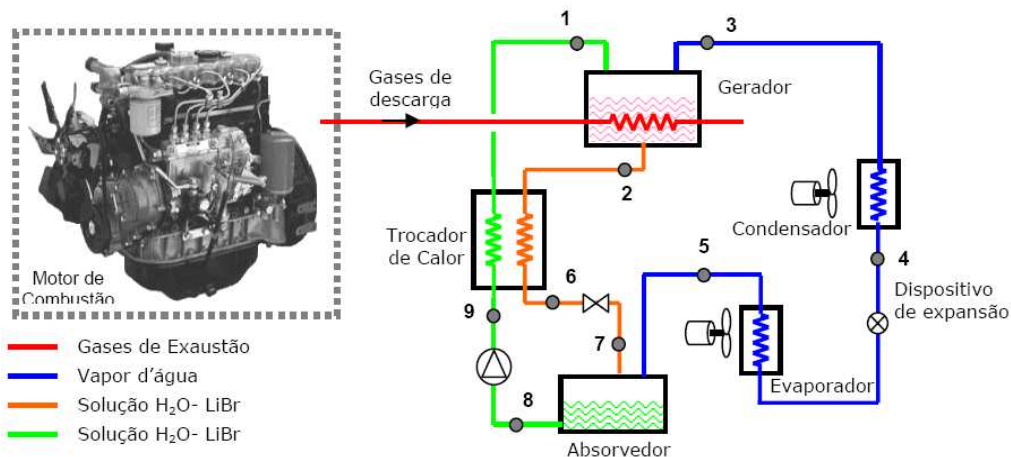
**Figura 3** Sistema de refrigeração por absorção. (SOUZA, 2007).

O sistema de refrigeração por sorção tem aplicação em sistemas de refrigeração de baixa energia, como a energia solar ou rejeitos térmicos industriais. Têm aplicação os sistemas de absorção tipos líquido-gás e sólido-gás (termoquímico, quando ocorre uma reação química) e os de adsorção tipo sólido-gás, tanto em funcionamento contínuo como intermitente. Os refrigeradores de sorção operam de forma intermitente para os sistemas sólido-gás com dois sorçores que se alternam nas funções de sorçor e dessorçor, e dois trocadores de calor, que também se alternam nas funções de condensador e evaporador. Os sistemas de líquido-gás podem operar continuamente. (SOUZA, 2007).

### 2.1.3 Refrigeração por absorção

O ciclo básico de absorção opera com dois níveis de pressão, correspondentes às temperaturas de condensação e de evaporação, respectivamente. Num ciclo de absorção, o compressor é substituído por três componentes: 1) o absorvedor, onde a solução absorve o refrigerante; 2) uma bomba de recirculação, para elevar a pressão da solução; e 3) um gerador,

onde ocorre a separação do refrigerante do absorvente, por meio de adição de calor. No restante do ciclo, o refrigerante passa pelos processos de condensação, expansão e evaporação existentes como num ciclo de compressão de vapor, de forma contínua. Um ciclo básico de absorção e seus principais componentes, acoplado a um motor de combustão interna é mostrado na Figura 4.



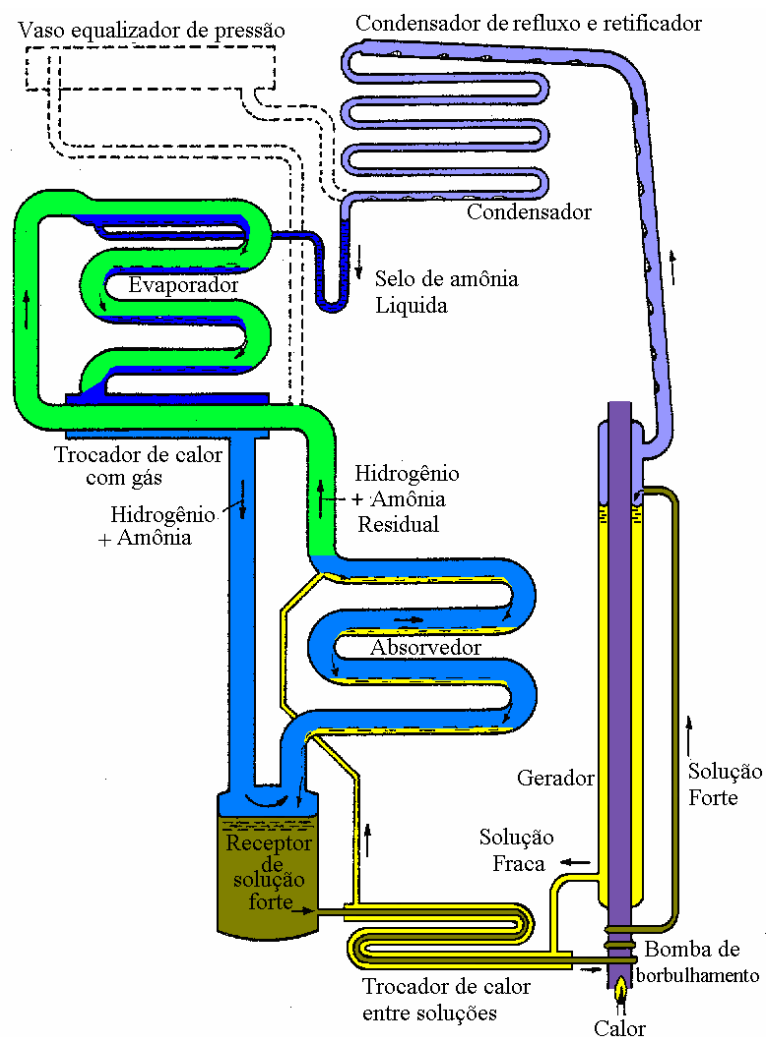
**Figura 4** Sistema de refrigeração por absorção, acoplado a um motor de combustão interna. (PIMENTA, 2005).

A solução no gerador é aquecida, resultando vapor do fluido refrigerante que, no caso do ciclo operando com a solução água–brometo de lítio, é de água (3). O fluxo de vapor de água é então liquefeito no condensador. Do gerador sai uma solução forte de brometo de lítio quente (2), que passa por um trocador de calor pré-aquecendo o fluxo de solução fraca que vem do absorvedor (9). A solução fraca passa por um dispositivo de expansão (6), antes de chegar ao absorvedor. Saindo do condensador, o fluxo de água na forma líquida (4) passa por um dispositivo de expansão onde há uma perda de pressão, e o fluxo vai para o evaporador. No evaporador, a água retira o calor do meio ambiente externo, evaporando. Esses vapores são absorvidos pela solução forte no absorvedor. No absorvedor, a solução fraca é bombeada para o gerador, mas, antes, passa pelo trocador de calor para recuperar o calor da solução forte que desce do gerador.

A máquina de refrigeração por absorção é o primeiro tipo de sistema de refrigeração que não utiliza compressão mecânica, sendo utilizado em sistemas de cogeração. No entanto, o investimento inicial desse ciclo é muito alto e sua manutenção é uma tarefa especializada, trazendo limitação de viabilidade econômica.

### 2.1.4 Ciclo de refrigeração por difusão-absorção de Platen-Munters

Os inventores suecos Baltzar von Platen e Carl Munters, em 1922, desenvolveram uma unidade de refrigeração conduzida somente pela energia calorífica de uma fonte de calor elétrica ou por uma chama de um queimador de gás. A unidade é hermeticamente fechada, sem as peças móveis, e foi introduzida no mercado pelo Electrolux na Sweden e Servel, nos Estados Unidos.



**Figura 5** Unidade refrigeração por sistema de absorção de Platen-Munters. (GOSNEY, 1982. Adaptado).

A unidade é carregada com água, amônia e hidrogênio. Não há nenhuma diferença da pressão na unidade, exceto aquelas causadas por colunas líquidas. O condensador é situado

acima do evaporador – assim, a amônia condensada flui por gravidade. A diferença na altura no selo de amônia líquida não é devido a nenhuma resistência ao fluxo, mas ao fato de que o líquido no lado esquerdo do tubo está mais frio e, conseqüentemente, mais denso.

A amônia líquida entra no tubo do evaporador e flui como uma pequena corrente em sua parte inferior. O tubo contém hidrogênio com 5% em volume de vapor da amônia. A solução evapora no gás por difusão. Por conseguinte, a densidade da mistura de gases aumenta (o vapor da amônia é 8.5 vezes mais pesado do que o hidrogênio) e tende a fluir para baixo, para a serpentina do absorvedor.

A solução fraca entra na parte superior da serpentina do absorvedor e flui para baixo, pela parte inferior do tubo. A solução absorve o vapor da amônia do gás que vem do evaporador. O vapor fica menos denso, e tende a fluir para cima, para evaporador, formando um circuito fechado de gás entre o evaporador e o absorvedor – uma circulação natural do gás, devido às diferenças de densidade. Esta é, essencialmente, a invenção de Platen e Munters. A solução fraca, que entra na parte superior da serpentina do absorvedor, sai na parte inferior uma solução forte, após ter absorvido a amônia durante a passagem, regenerando a destilação realizada pelo gerador.

Há um tubo de aquecimento no dispositivo de destilação ou gerador. O tubo pode também ser visto como parte de um aquecedor elétrico ou como parte de um tubo de chaminé. Ele funciona como uma bomba de bolha (*gas lift*), onde parte da amônia é fervida, saindo da solução e as bolhas forçam o líquido a subir, como indicado na Figura 5. Acima do gerador, uma parte do tubo funciona como separador de água (retificador).

O líquido fraco que sai do gerador tem uma temperatura típica de 180°C; e o líquido rico do vaso absorvedor, uma temperatura típica de 50°C. Assim, é feita uma troca de calor entre esses fluxos para melhorar o desempenho e a eficiência do sistema. Quando o hidrogênio passa através do absorvedor, aquece-se. Quando passa através do evaporador refrigera-se. Aquecimento e esfriamento causam perda de refrigeração, e um trocador de calor do gás é vital para o desempenho do sistema. Sem esse trocador, não seria obtida nenhuma refrigeração útil. (ALMÉN, 2008).

Entrando a unidade na operação pela primeira vez, há hidrogênio em todas as partes. Quando o vapor da amônia começa fluir do gerador, através da tubulação do respiro, o hidrogênio é expelido do gerador e do condensador para o evaporador e o absorvedor. Nesse processo, a pressão total aumenta um pouco. Sendo baixa a temperatura ambiente, o

condensador terá capacidade em excesso, e algum hidrogênio demorará a passar. A temperatura ambiental sendo suficientemente alta, o condensador não apresentará capacidade suficiente para condensar todo o vapor. Assim, através do respiro, algum vapor não condensado fluirá para o absorvedor.

### **2.1.5 Refrigeração por adsorção**

A adsorção é um fenômeno que ocorre quando se coloca uma matriz porosa sólida (adsorvente) em contato com uma mistura de fluidos (adsorvato). Uma ou mais substâncias do meio fluido é adsorvida pelo adsorvente, conseqüentemente, aumentando a concentração desse fluido. É um fenômeno superficial que ocorre na interface de duas fases, em que as forças de coesão, incluindo forças eletrostáticas e ligações de hidrogênio, agem entre as moléculas das substâncias envolvidas, independentemente do seu estado de agregação. O desequilíbrio das forças de superfície na fronteira das fases altera a concentração das moléculas na interface sólido/ líquido. O processo de adsorção envolve a separação de uma substância de uma fase, acompanhada pelo seu acúmulo ou concentração na superfície de outra. A fase de adsorção é o adsorvente, e o material concentrado ou adsorvido na superfície dessa fase é o adsorvato.

Há dois processos de adsorção, classificados como físico ou químico, dependendo das forças que atuam. Adsorção física (ou fisiossorção) ocorre quando as forças de Van der Waals vinculam as moléculas adsorvidas à fase sólida. Essas forças intermoleculares são as mesmas que aderem as moléculas à superfície de um líquido. As moléculas que são fisicamente adsorvidas a um sólido podem ser liberadas mediante a aplicação de calor e, portanto, o processo é reversível. A adsorção química (ou quimiossorção) ocorre quando ligações covalentes ou iônicas são formadas entre as moléculas do adsorvente e da substância sólida. As forças de ligação de adsorção química são muito maiores do que a adsorção física. Assim, mais calor é liberado. Essa ligação conduz a mudança na forma química dos compostos adsorvidos, sendo, deste modo, irreversível. Por esta razão em particular, a maioria dos processos de adsorção aplicável a sistemas térmicos ou de refrigeração envolve, principalmente, a adsorção física.

O processo de adsorção é exotérmico. A quantidade de calor libertado depende da magnitude das forças eletrostáticas envolvidas, calor latente, energias de ligação eletrostática e química. O calor de adsorção é geralmente de 30% a 100% maior que o calor de condensação do adsorvato (SUMATHY; YEUNG; YONG, 2003). Adsorção, em geral, é mais forte do que a condensação de fase líquida. Assim, se uma fonte adsorvente e adsorvato em forma líquida coexistem separadamente em um recipiente fechado, ocorre o transporte do adsorvato da fase líquida para o adsorvente na forma de vapor. A temperatura do líquido se torna menor, enquanto o adsorvente aumenta a temperatura. Ar condicionado e refrigeração utilizam esse fenômeno para obter efeito de esfriamento.

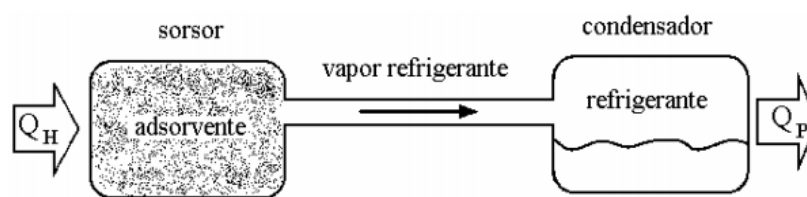
A quantidade de substância adsorvida na superfície decresce com o aumento da temperatura, já que todos os processos de adsorção são exotérmicos. A uma temperatura constante, a quantidade adsorvida aumenta com a concentração do adsorvato (em solução ou na fase gasosa); e a relação entre a quantidade adsorvida ( $x$ ) e a concentração ( $c$ ) é conhecida como isoterma de adsorção.

Adsorventes são caracterizados por propriedades de superfície, como área superficial e porosidade (porosidade e distribuição de tamanhos de poros). Uma grande área de superfície específica é preferível para fornecer maior capacidade de adsorção, mas a criação de uma ampla superfície interna em um volume limitado, inevitavelmente, origina um grande número de pequenos poros nas superfícies de adsorção. A distribuição do tamanho dos poros e de micro poros, que determina a acessibilidade das moléculas de adsorvato para a superfície de absorção interna, é importante para caracterizar a adsorção de adsorventes. Materiais como zeolitas (forma porosa do óxido de alumínio) e peneiras moleculares de carbono podem ser projetados especificamente para a precisão da distribuição de tamanho dos poros e, portanto, sintonizados para uma particular separação. Adsorventes que possuem afinidade especial com substâncias polares como a água, são denominados “hidrofílicos”. Estão aí inclusos a sílica gel e os zeolitas (silicatos de alumínio porosos em estado natural, em regiões vulcânicas). Alumina ativa ou adsorventes porosos não polares, denominados “hidrofóbicos”, apresentam maior afinidade para óleos e gases. Entre tais substâncias, incluem-se carvão ativado (processo que desobstrui a estrutura porosa), adsorventes poliméricos e silicalites.

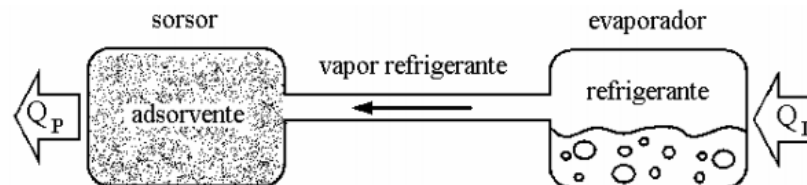
As duas fases do ciclo de adsorção (dessorção e adsorção) estão representadas nas Figuras 6 e 7. No sorsor, estão, inicialmente, o adsorvente e o adsorvato. Com o fornecimento da energia ( $Q_H$ ), inicia-se o processo de dessorção, quando a pressão de saturação do

adsorvato se iguala pressão do condensador (Fig. 6). O adsorvato fluirá na forma de vapor para o condensador, liquefazendo-se com a liberação do calor de condensação ( $Q_P$ ).

Após início do processo de adsorção, reduzindo-se a temperatura do sorsor com a retirada do calor ( $Q_P$ ), a temperatura e a pressão do vaso da direita (condensador) passam a operar como evaporador, quando o fluido refrigerante, adsorvato, flui para o sorsor (Fig. 7). Normalmente, esse processo é intermitente, devido à dificuldade de escoar o adsorvente, que é de fase sólida.



**Figura 6** Ciclo de refrigeração por adsorção intermitente, fase de dessorção (regeneração) do refrigerante. (SOUZA, 2007).



**Figura 7** Ciclo de refrigeração por adsorção intermitente, fase adsorção provocando o efeito frigorífico. (SOUZA, 2007).

O calor de adsorção provém de isotermas de adsorção, geralmente referido como calor exotérmico (a energia liberada no processo) ou calor diferencial de adsorção determinada experimentalmente através de um método calorimétrico. O diferencial de calor de adsorção de adsorventes para alguns pares de adsorção é apresentado na Tabela 2, a seguir.

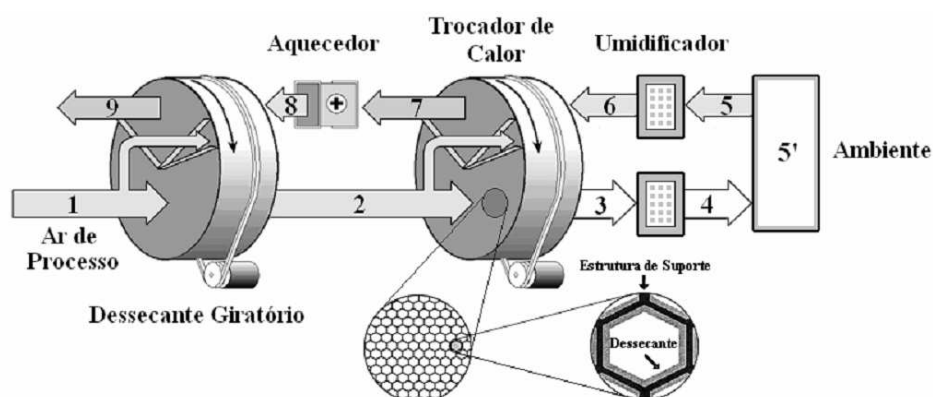
**Tabela 2** Calor de adsorção de alguns pares de adsorventes/adsorvatos.

Adsorvente	Adsorvato	Calor de adsorção kJ/kg	Observações
Alumina ativada	Água	3.000	A água é aplicável, exceto para pressões de operação muito baixas.
Zeolitas <sup>1</sup> (vários graus)	Água	3.300 – 4.200	Zeólitas naturais têm valores inferiores zeólitas sintéticas.
	Amônia,	4.000-6.000	
	Dióxido de carbono,	800-1.000	
	Metanol,	2.300-2.600	
Sílica gel	Álcool metílico	1.000-1.500	Não adequado acima de 200°C
	Água	2.800	Usado principalmente para resfriamento dessecante.
Carvão	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	1.000-1.200	Reage a aproximadamente 100°C.
	Amônia	2.000-2.700	Amônia e metanol não são compatíveis com o cobre em altas temperaturas
	Água	2.300-2.700	
	Metanol	1.800-2.000	
	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	1.200-1.400	

Fonte: Sumathy; Yeung; Yong, 2003. Adaptado.

### 2.1.6 Sistema de refrigeração dessecante

O sistema de refrigeração dessecante (Fig. 8) é um processo que utiliza umidificação e desumidificação com transferência de calor em ciclo aberto. É composto por três componentes principais: desumidificador, resfriador evaporativo e regenerador. (SOUZA, 2007).



**Figura 8** Ciclo de refrigeração dessecante. (SOUZA, 2007 adaptado de PRIDASAWAS; LUNDQVIST, 2003 apud FERRARI, 2005; RONA, 2004).

O ar ambiente externo (1) é desumidificado com um sólido ou líquido dessecante, onde parte de sua umidade é removida, gerando aumento de temperatura e decréscimo de sua umidade (2). O ar é então resfriado por um trocador de calor (3). A temperatura do ar insuflado é diminuída por um umidificador (4) ou um resfriador evaporativo, antes de entrar no ambiente climatizado.

O ar do ambiente refrigerado (5') retorna para um umidificador evaporativo (5), onde é umidificado para diminuir sua temperatura. O ar resfriado (6) entra no trocador de calor giratório, aumentando sua temperatura (7). Saindo do trocador de calor, o ar passa por um aquecedor (8) e entra no dispositivo dessecante para reativá-lo.

A energia fornecida pelo aquecedor pode ser obtida de energia solar, gases quentes etc., como fonte de calor para o aquecedor. Uma pequena quantidade de energia elétrica é necessária para girar os rotores do trocador de calor e do dessecante.

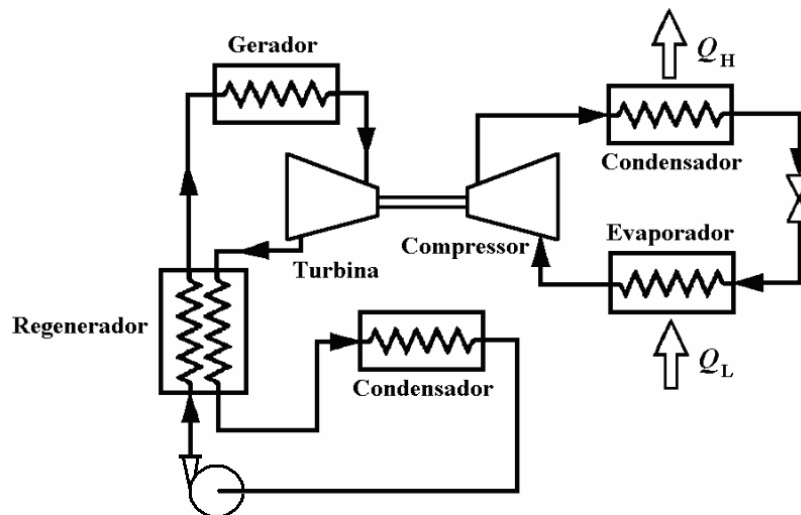
### **2.1.7 Refrigeração por adsorção química**

A adsorção química, também chamada quimissorção, é o fenômeno no qual as moléculas (ou átomos) se unem à superfície do adsorvente, através da formação de ligações químicas (geralmente covalentes) e tendem a se acomodar em sítios que propiciem o maior número de coordenação possível com o substrato. Uma molécula quimicamente adsorvida pode ser decomposta em virtude de forças de valência dos átomos da superfície, e é a existência de fragmentos moleculares adsorvidos que responde, em parte, pelo efeito catalítico das superfícies sólidas.

### **2.1.8 Refrigeração por Rankine**

O ciclo de refrigeração de Rankine é constituído de dois ciclos: de produção de potência de Rankine e refrigeração por compressão de vapor (Fig. 9). O trabalho mecânico fornecido pela turbina no ciclo de potência aciona o compressor do ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

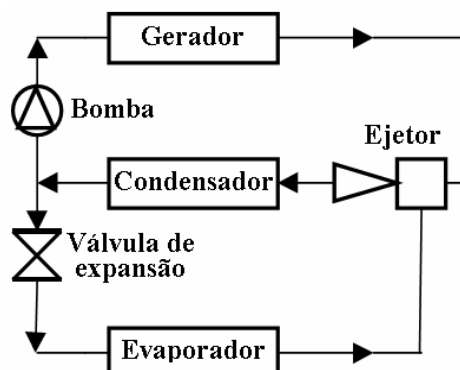
A energia que faz o ciclo funcionar é obtida de qualquer fonte térmica. O vapor obtido no gerador aciona a turbina onde o trabalho mecânico é obtido. Com o objetivo de aumentar o rendimento do ciclo, o vapor de exaustão da turbina pode passar por um trocador de calor regenerador, antes de ir para o condensador. O condensado é bombeado, retornando ao gerador, passando antes pelo regenerador para aproveitar o calor do vapor que sai da turbina. (FIGUEROA, 2004).



**Figura 9** Esquema de um ciclo Rankine para a operação de um compressor em um ciclo de refrigeração. (SOUZA, 2007 apud FIGUEROA, 2004. Adaptado).

### 2.1.9 Refrigeração por jato compressão (ejetor)

O sistema de refrigeração por ejeter é composto por um vaso gerador, dois trocadores de calor (um condensador e um evaporador), um ejeter e uma bomba (Fig. 10).



**Figura 10** Diagrama do sistema de refrigeração com ejeter convencional. (CHEN; SUN, 1997. Adaptado).

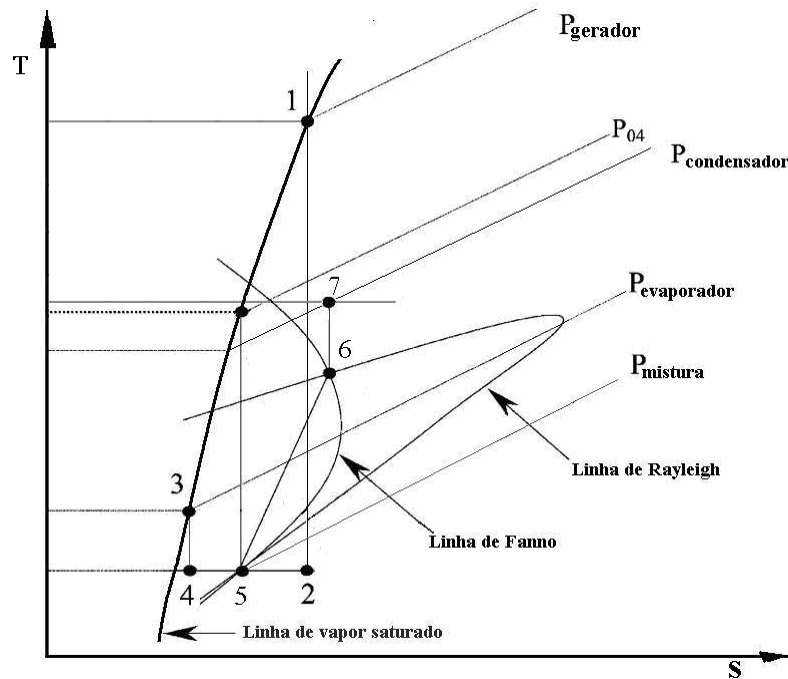
O gerador entrega calor ao fluido de acionamento (refrigerante), que é evaporado em pressão alta. O vapor gerado é levado ao bocal do ejetor, e a energia térmica do vapor é transformada em energia mecânica, energia cinética. Essa energia faz a compressão do vapor existente no evaporador, comprimindo-o, misturando-o ao fluxo que sai do ejetor. Por sua vez, esse fluxo misturado é conduzido ao condensador, e o vapor é condensado à fase líquida. O líquido condensado é dividido em dois fluxos: o que alimenta o evaporador, através de um dispositivo de expansão, introduzindo uma perda de carga neste fluxo, possibilitando a pressão baixa do evaporador; e o que vai para a sucção da bomba, elevando a pressão do refrigerante à pressão do gerador.

Esse ciclo de refrigeração é semelhante ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Há diferença na maneira como o fluido refrigerante é comprimido, que, neste caso, é feito pelo ejetor – daí ser este ciclo conhecido por ciclo de refrigeração por jato compressão de vapor. Sua aplicabilidade depende, principalmente, da disponibilidade de uma fonte gratuita de calor solar ou do aproveitamento de rejeitos de calor.

#### 2.1.9.1 Funcionamento do ejetor

A compressão é feita no ejetor, a partir da energia cinética do fluido motor que se expande adiabaticamente em um bocal convergente-divergente do estado 1 ao estado 2, acelerando até a velocidade supersônica, produzindo vácuo no plano de saída do bocal primário e, conseqüentemente, na câmara de entrada do fluido secundário do ejetor, como mostrado no diagrama termodinâmico  $T \times S$  (Fig. 11).

O fluido secundário acelera do estado 3 ao estado 4, arrastado pelo fluido primário, através da câmara de mistura, até atingir a velocidade do som, no estado 5. A seguir, ocorre o choque duplo (bloqueio) e a mistura se transforma do estado 5 até o estado 6, nas interseções das linhas de Rayleigh e Fanno. Seguindo desacelerando no difusor do ejetor, comprimindo-se até a pressão do condensador, estado 7.

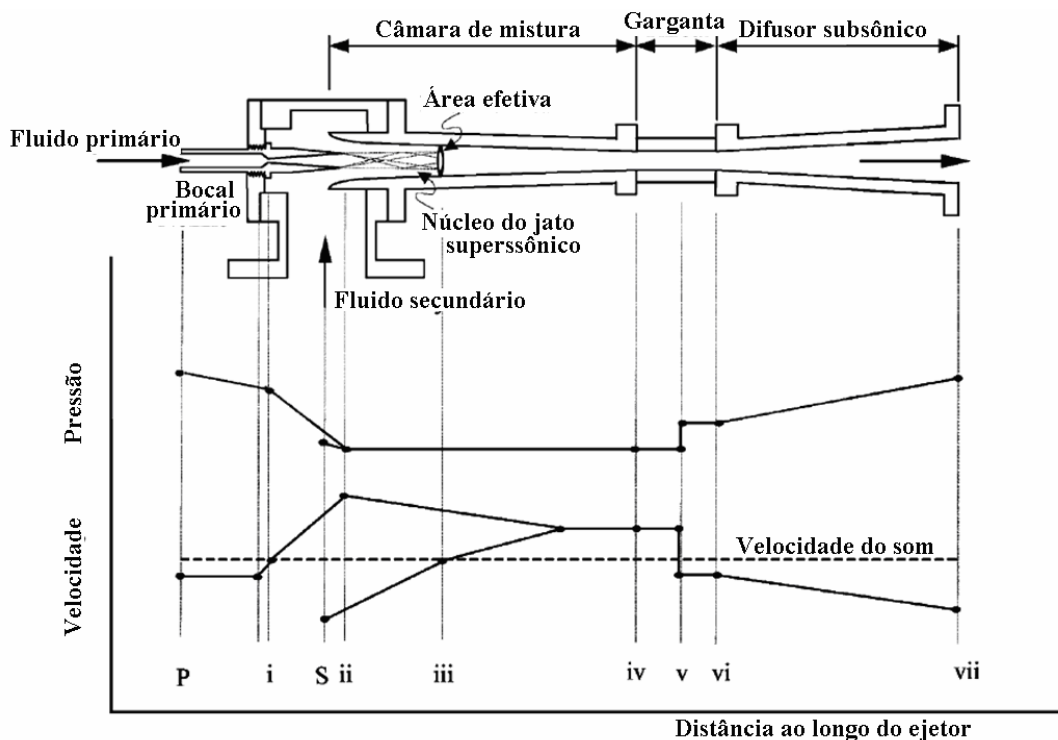


**Figura 11** Diagrama termodinâmico do funcionamento do ejetor. (CHUNNANOND; APHORNRATANA, 2004. Adaptado).

Como se pode observar na Figura 12, a seguir, o vapor de alta pressão (1), conhecido como fluido primário, é expandido e acelera através do bocal primário (i), saindo com velocidade supersônica para criar uma região de pressão muito baixa no plano da saída do bocal (ii), e daí para a câmara de mistura. A diferença de pressão entre o bocal e a câmara de entrada, faz com que o fluido, chamado fluido secundário (S), seja arrastado para a câmara de mistura. O fluido primário continua sua expansão na forma de um duto convergente, sem se misturar ao fluido secundário, arrastando-o e acelerando-o devido a tensões de cisalhamento, através da câmara de mistura. Em alguma seção transversal ao longo dessa câmara, a velocidade do líquido secundário se eleva à velocidade do som (iii) e bloqueia-se (choque). Essa seção transversal foi definida por Munday e Bagster (1977) como área efetiva. A área hipotética não é constante, mas variada com as condições de funcionamento (SRIVEERAKUL; APHORNRATANA; CHUNNANOND, 2007).

Munday e Bagster (1977) sugeriram que o processo de mistura começasse depois que o fluxo secundário sofresse o bloqueio. Isso faz com que o fluxo primário seja retardado, ocorrendo aceleração do fluxo secundário. A pressão estática permanece constante do ponto *ii* ao ponto *iv*, na seção da garganta, e ao final da câmara de mistura, os dois fluxos se encontram completamente misturados.

A pressão na câmara de mistura se dá em função do fluido primário, do fluido secundário e da pressão traseira do ejetor (ZEREN, 1982 apud CHUNNANOND; APHORNRATANA, 2004). Devido a uma região de alta pressão a jusante da garganta da câmara de mistura, um choque normal de espessura zero essencial é ( $v$ ) induzido. Esse choque normal causa um maior efeito de compressão e uma queda repentina na velocidade do fluxo de supersônico a subsônico. Entretanto, ele é válido apenas na suposição da análise unidimensional. Em situações reais, por causa da espessura da camada limite, o choque não é inteiramente normal, mas inclui padrões de choques oblíquos complexos. Uma compressão adicional do fluxo ( $vi$ ) é conseguida porque ele é levado à estagnação através de um difusor subsônico. Resultados experimentais de medidas do perfil de pressão estática tomada ao longo da parede do ejetor mostraram essas suposições e são validadas nos estudos de Chen e Sun (1997).



**Figura 12** Variação da pressão e da velocidade em função da posição ao longo do ejetor. (CHUNNANOND; APHORNRATANA, 2004).

O ciclo de refrigeração por jato compressão de vapor apresenta as seguintes vantagens: os custos de capital são relativamente baixos, simplicidade de operação, confiabilidade e baixos custos de manutenção. Destacam-se a capacidade de eliminar as superfícies de

transferência de calor e a capacidade de usar o fluido de trabalho com pressão muito baixa. (MUNDAY; BAGSTER, 1977).

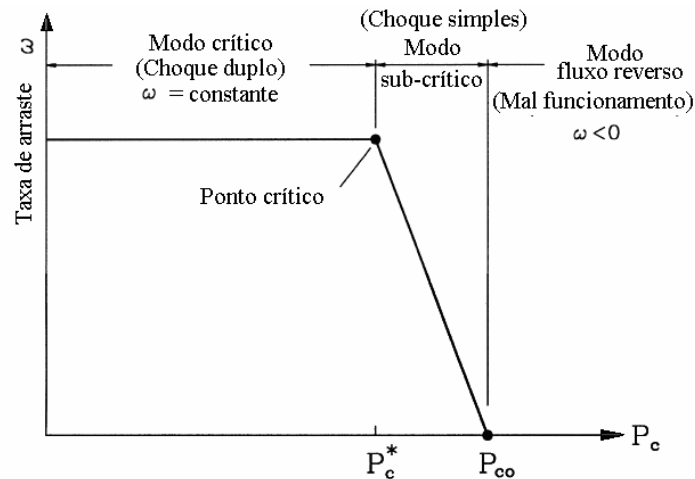
#### 2.1.9.2 Modo de funcionamento do ejetor

O ejetor pode ser classificado em duas categorias, de acordo com a posição do bocal: 1) a saída do bocal se situa dentro da câmara de mistura de seção de área constante, 2) a saída do bocal fica situada dentro da câmara da sucção, antes da seção da área constante. O ejetor é conhecido como ejetor de mistura de pressão constante. Para esse tipo de ejetor, é assumido que a mistura dos fluxos primário e arrastado ocorre na câmara da sucção com uma pressão uniforme ou constante. (SUN, 1996 apud et al, 1999).

Segundo Huang et al (1999), no funcionamento do ejetor ocorre dois fenômenos de bloqueio (choque): um no fluxo primário, após sair do bocal; outro, no fluxo arrastado. O segundo bloqueio do ejetor resulta da aceleração do fluxo arrastado de um estado de estagnação da entrada da sucção até um fluxo supersônico na seção da área constante. A Figura 13 mostra a variação da relação de arraste  $\omega$  com a  $P_c$  da descarga ou da pressão de saída, a uma pressão fixa de sucção  $P_e$  e a um fluxo de pressão primária fixa  $P_g$ . O funcionamento do ejetor é dividido em três modalidades operacionais, de acordo com a da pressão de saída  $P_c$ :

- 1) o duplo bloqueio ou modalidade crítica com o  $P_c \leq P_c^*$ , quando o fluxo primário e o arrastado são bloqueados, e a relação de arraste é constante, isto é,  $\omega = \text{constante}$ ;
- 2) choque simples ou modalidade subcrítica  $P_c^* < P_c < P_{co}$ , quando só o fluxo primário sofre choque e  $\omega$  muda com a pressão de saída;
- 3) fluxo reverso ou modalidade de mau funcionamento  $P_c \geq P_{co}$ , quando o fluxo primário e o fluxo secundário não sofrem choque, e o fluxo arrastado é reverso (mau funcionamento), isto é,  $\omega \leq 0$ .

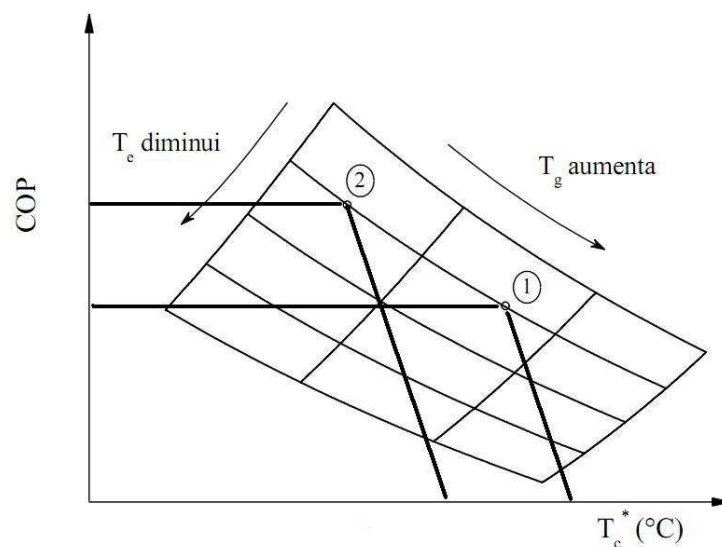
A fim de se alcançar um melhor desempenho, o ejetor apresenta maior eficácia na modalidade crítica.



**Figura 13** Modo de operação do ejetor, taxa de arraste em relação à pressão de condensação. (HUANG et al, 1999. Adaptado)

### 2.1.9.3 Desempenho de um refrigerador por jato compressão

O desempenho de um refrigerador por jato compressão é fortemente dependente do funcionamento do ejetor. Assim, o arraste do fluxo secundário e a geometria do ejetor são fatores importantes. Um aumento da pressão a jusante do ejetor causa redução da taxa de arraste e, conseqüentemente, diminuição da eficiência. A curva de desempenho típica é apresentada na Figura 14. Observa-se que tanto a redução da temperatura de evaporação quanto o aumento da temperatura de geração reduzem a eficiência.



**Figura 14** Influência das temperaturas  $T_e$  e  $T_g$  no desempenho de um refrigerador por jato compressão. (CHUNNANOND; APHORNRATANA, 2004. Adaptado).

Boumaraf e Lallemand (2009) descreveram um programa de simulação útil para avaliar o desempenho e as características do ciclo de funcionamento de um ejetor de refrigeração do sistema com o fluido de trabalho, R142b e R600a, caracterizando o ciclo pelas temperaturas das três fontes térmicas (gerador, condensador e evaporador) e os respectivos coeficientes locais de transferência de calor. O programa de simulação incluiu uma correlação entre a relação de arrastamento ejetor estabelecido em diferentes condições de operação no ponto crítico, a partir das equações de conservação do modelo unidimensional. Concluiu que, para uma temperatura da fonte fria fixa, a temperatura intermediária, de condensação, correspondente ao modo crítico com  $P_c < P_c^*$ ; o COP do sistema diminui quando a temperatura da fonte quente (gerador) é maior que a temperatura do projeto de dimensionamento do ejetor. Considerando isso, recomendou que o dimensionamento dos componentes do sistema fosse feito na maior temperatura de geração possível, de modo a garantir um melhor desempenho, no caso de uma operação a baixa temperatura da fonte quente. Constatou que o sistema com R142b obteve um melhor desempenho em todos os casos, explicado pelo fato que o R142b ter o seu peso molecular quase duas vezes maior do que o do R600a.

Muitas pesquisas têm sido desenvolvidas sobre esse sistema. Al-Khalidy (1998) apresenta os conceitos do sistema de refrigeração com ejetor que utiliza fonte de calor de baixa energia. No passado, esse sistema foi muito utilizado para condicionamento de ar em grandes prédios. Com o desenvolvimento dos sistemas de condicionamento de ar por sistema de absorção, e em razão de suas desvantagens pela utilização de vapor de água, que congela a baixas temperaturas, tem baixas pressões no evaporador e baixo coeficiente de desempenho, os sistemas de refrigeração com ejetor foram desaparecendo.

O interesse por sistemas de condicionamento de ar por absorção está crescendo, devido à utilização de fluidos refrigerantes que têm baixa temperatura de ebulição, minimizando as desvantagens do ciclo.

Em Al-Khalidy (1998), é utilizado um sistema convencional de refrigeração com ejetor, empregando como fluidos de trabalho água R117, R11, R12, R113 e R114. Nesse trabalho, é orientada a seleção de fluidos de trabalho em função das propriedades: a) calor latente de evaporação, que deve ser o maior possível, a fim de minimizar os fluxos de massa; b) calor específico, que deve ser o menor possível na fase líquida, para aumentar o grau de resfriamento. Além disso, o calor específico do vapor deve ser elevado, de modo a reduzir a

região de superaquecimento, o que aumenta a eficiência dos trocadores de calor; fator de compressibilidade o mais próximo de 1, hipótese de gás ideal; peso molecular alto, que proporciona um aumento do COP.

Com a pressão constante do condensador e do evaporador, o aumento da temperatura da geração do vapor proporciona um aumento da razão de mistura, do COP e da capacidade de refrigeração, causado pelo aumento do número de Mach na saída do bocal primário convergente-divergente; o aproveitamento de rejeitos térmicos conduz a uma redução dos custos operacionais em comparação com sistemas convencionais; os custos de manutenção são baixos devido à ausência de partes móveis (exceto as bombas); o sistema pode funcionar com eficiência em temperatura de condensação menor que 45°C e temperaturas de geração de vapor maiores que 70°C. Considerando-se esses parâmetros, existe a oportunidade do uso como fonte de energia, coletor solar ou rejeitos de calor das máquinas térmicas. (AL-KHALIDY, 1998).

Huang et al. (1999), através de uma análise de um modelo de fluxo do ejetor unidimensional (1-D), fizeram uma previsão do desempenho de um ejetor operando em modo crítico, supondo que a mistura dos fluxos primários e secundários ocorre na câmara de mistura do ejetor a pressão constante dentro da seção de área constante. Os ensaios são realizados em onze ejetores, utilizando o R141b como fluido de trabalho para verificar os resultados analíticos. Os resultados da análise, combinando os dados de teste com os resultados analíticos, são usados para determinar os coeficientes  $\eta_p$ ,  $\eta_s$ ,  $\phi_p$ , e  $\phi_m$ , definidos no modelo 1-D como: a) eficiência adiabática no bocal primário; b) eficiência adiabática no fluxo secundário; c) perda por atrito do fluxo primário e d) perda por atrito na câmara de mistura antes do choque, respectivamente. A análise 1-D, usando coeficientes empíricos, pode prever exatamente o desempenho dos ejetores.

Huang e Chang (1999) desenvolveram duas correlações empíricas para prever o desempenho de ejetores a partir dos resultados de testes de desempenho de quinze ejetores, utilizando R141b como fluido de trabalho. Essas correlações são utilizadas para prever o desempenho de ejetores a partir dos parâmetros geométricos de projeto do ejetor e as relações de pressão entre as pressões de geração e de evaporação, e entre as pressões de condensação, chamada de crítica, e a de evaporação. Também é feita uma previsão da taxa de arraste do fluxo secundário pelo primário, o que sai do evaporador e o que sai do gerador de vapor, respectivamente, dentro da margem de erro de 10%. Nesse estudo, demonstra-se que o R141b

é um bom fluido de trabalho para um sistema com ejetor, propondo-se a utilização desse método para o projeto do ejetor desses sistemas de refrigeração. Tal método permite estimar o desempenho do ejetor através do cálculo da razão de fluxos de massa  $\omega$  como função da razão entre a área efetiva (na garganta hipotética) do fluxo secundário e a área de garganta do bocal,  $A_e/A_t$ , do parâmetro geométrico de projeto do ejetor  $A_3/A_t$ , e das pressões  $P_g$ ,  $P_e$  e  $P^*_c$ . O método é detalhado no projeto do ejetor no capítulo sobre materiais e métodos.

Cizungu, Mani e Groll (2001), através de simulação computacional de um sistema de refrigeração com ejetor, utilizando modelo unidimensional para os fluidos de trabalho R123, R134a, R152a e R717 (amônia), concluíram que, para diferentes temperaturas de geração, a taxa de arraste do fluido secundário e a eficiência do sistema (COP) dependem, principalmente, da geometria e da taxa de compressão do ejetor. Verificaram que o R117 tem melhor desempenho em temperaturas de geração mais baixa (por exemplo, temperatura de geração  $T_b < 70^\circ\text{C}$  e para razão entre as áreas da câmara de mistura e a área da garganta do bocal  $\phi = 4:0$ ). As temperaturas mais elevadas ( $T_b \geq 70^\circ\text{C}$ , e  $\phi=4:0$ ), o R123, R134a e R152a estão afastados dos seus pontos ótimos, enquanto o R717 está perto de seu melhor desempenho. Para parâmetros maiores da geometria do ejetor e as temperaturas da caldeira, por exemplo,  $\phi = 7:0$  e  $T_b \geq 90^\circ\text{C}$ , o R717 e o R134a têm o mesmo desempenho. Sugerindo que, em uma operação em sistema de refrigeração com ejetor com fonte de baixo nível de energia, tais como energia solar ou rejeitos térmicos, na faixa de temperatura de  $70^\circ\text{C} \leq T_b \leq 85^\circ\text{C}$ , os fluidos de trabalho de R134a e R152a devem ser utilizados em combinação com parâmetros ejetor de alta geometria  $5 \leq \phi \leq 8$ , para obter-se COP elevado. Ao usar o R717 no mesmo intervalo de temperaturas de geração, o parâmetro de geometria ejetor deve ser  $\phi \leq 5$ ; para os parâmetros de maior geometria ejetores  $\phi \geq 6$ , temperaturas mais elevadas de condução, por exemplo,  $T_b \geq 90^\circ\text{C}$ , são necessárias para atingir um bom desempenho.

Chunnanond e Aphornratana (2004) fazem uma revisão da literatura sobre ejetores e suas aplicações em refrigeração. Os autores abordam questões relacionadas à teoria do ciclo de refrigeração com ejetor, apresentam características do desempenho, tipos de fluidos de trabalho e a melhoria desse sistema de refrigeração. Novas hipóteses de mistura dos fluxos e em suas características foram sempre estabelecidas e aplicadas no modelo matemático e na análise de simulação em computador. Mesmo que esses resultados simulados fossem alegados mais exatos do que outros, muito poucos foram experimentalmente verificados e aprovados. O ejetor de um sistema de refrigeração por jato compressão de vapor é o elemento crítico. As

variáveis operacionais, a relação de arraste do fluido secundário pelo fluido primário a pressão crítica e o fluido de trabalho são determinantes da geometria do ejetor. Estudos estão sendo realizados, visando reduzir as perdas ocorridas no processo de mistura e no fenômeno de choque quando da elevação da pressão de trabalho. Os refrigerantes fluorcarbonos parecem mais adequados para operar o sistema de refrigeração com ejetor, podendo fornecer um desempenho mais elevado que outros fluidos e funcionar com temperaturas mais baixas de fontes de energia de qualidade inferior, tipo a energia solar. Esse sistema de baixo COP pode ser melhorado com a associação de outros tipos de sistemas de refrigeração.

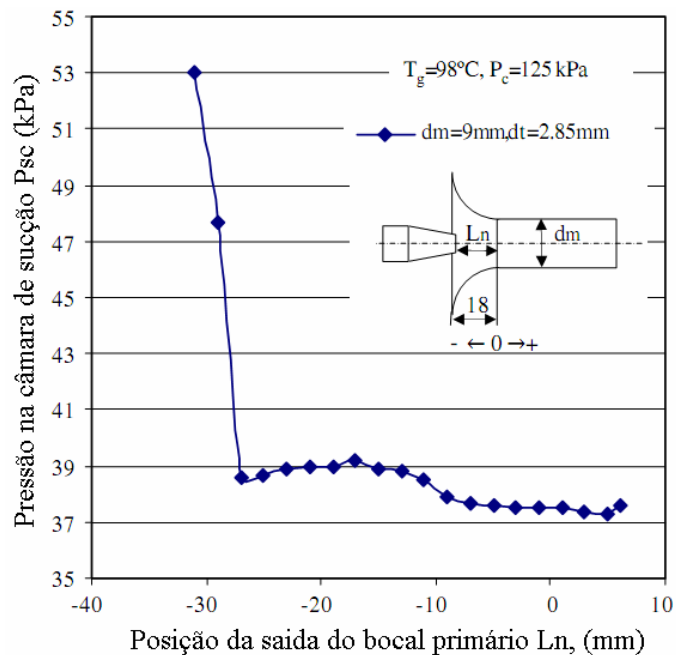
A fim de investigar o desempenho de um sistema de refrigeração por jato compressão em uma ampla gama de variáveis de funcionamento, Yapici (2008) apresentou um novo projeto de ejetor, baseado em um modelo com câmara de mistura de área constante. Um ejetor com bocal primário móvel foi montado sobre o sistema previamente construído para refrigerantes de baixa pressão. Testou-se o sistema de refrigeração modificado com água quente, usando como fluido de trabalho o R123. Os efeitos da temperatura de operação sobre a capacidade térmica e o coeficiente de desempenho do sistema foram investigados experimentalmente quando a posição do bocal primário foi otimizada, utilizando razão de área do ejetor de 9,97 (relação entre a área da câmara de mistura e a área da garganta do bocal supersônico). Como resultado, um desempenho coeficiente de 0,39 foi obtido na temperatura de gerador de vapor de 98°C, a temperatura do evaporador 10°C e pressão crítica do condensador 129 kPa.

Os ejetores projetados para esses sistemas de refrigeração são baseados na teoria e nos dados experimentais disponíveis para os parâmetros de operação, mas as eficiências atribuídas no projeto nem sempre estão de acordo com as eficiências reais. Assim, os resultados, as condições reais de operação e de desempenho dos sistemas devem ser determinadas experimentalmente.

Nesse trabalho, Yapici (2008), testou o sistema de refrigeração de ejetor alterando o parâmetro de operação que tem efeito no desempenho do sistema e foi investigado na relação de área do ejetor de 9,97, quando os parâmetros operacionais foram mantidos constantes. O estudo experimental foi realizado em um intervalo de temperaturas do gerador de vapor de 87°C a 103°C, e do evaporador de 0 °C a 14°C, e pressão do condensador 108 kPa a 142 kPa.

Para estudar o desempenho desse sistema de refrigeração, com relação à posição do bocal supersônico através da qual o fluido motor passa, a posição do bico ( $L_n$ ) foi

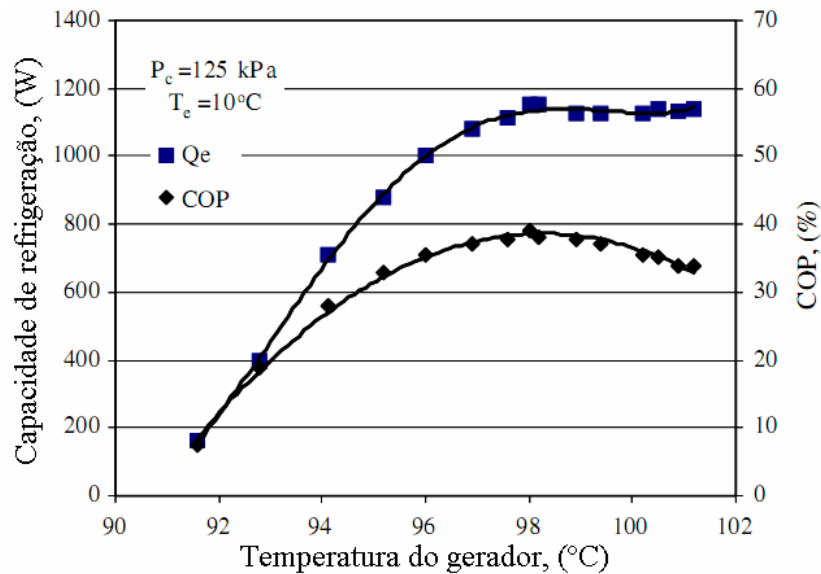
determinada como a distância entre o plano principal do bocal de saída e o plano de entrada da câmara de mistura (Fig. 15). Na determinação da posição do bico ideal, a pressão na câmara de sucção foi tomada como o critério. Foi assumida como posição ideal do bocal [4] a posição em que a pressão da câmara de sucção ou do evaporador é mínima.



**Figura 15** Variação na pressão da câmara de sucção com a posição do bocal primário, Yapici (2008).

Com as pressões do gerador e do condensador fixas, foi determinada a melhor posição pela medição da pressão na câmara de sucção, com a válvula entre essa câmara e o evaporador fechada. A posição ideal do bocal foi obtida,  $L_n = -5$  mm, para as condições de funcionamento dadas.

No experimento de Yapaci (2008), foi determinada, também, a temperatura ideal do gerador para aperfeiçoar o desempenho do sistema e essa temperatura de geração (Fig. 16), em que o COP é máximo é a temperatura ótima de geração para o sistema de refrigeração com ejetor de geometria fixa, e operando em condições de operação dadas. O valor COP ideal obtido é de 39%.



**Figura 16** Variação da capacidade de refrigeração e o COP com a temperatura de geração.

He, Li e Wang (2009) procederam à revisão de várias pesquisas e construíram modelos matemáticos para analisar o desempenho de ejetor e todo o sistema de refrigeração a ejetor, e fornecer orientação para a sua operação. Para realizar o trabalho, classificaram os modelos dos sistemas de refrigeração por ejetor em duas categorias principais: a) os modelos termodinâmicos, que podem ser subdivididos em modelos de fluxo monofásico e bifásico; b) os modelos dinâmicos, que também obedecem estas duas subdivisões. Os modelos termodinâmicos monofásicos podem ainda ser divididos de acordo com o tipo de mistura, podendo ser de pressão e de constantes. Nos modelos dinâmicos, as duas fases podem ser divididas de acordo com o método de cálculo, modelo misto ou de Euler. Para avaliar o desempenho e o projeto do ejetor, os autores também fizeram uma revisão utilizando os dados de medições dos modelos empíricos e semi-empíricos. Verificaram que os modelos termodinâmicos devem considerar coeficientes isentrópicos, fatores de atrito, obtidos experimentalmente para atingir uma boa precisão. Verificaram que, nesses modelos, os mais práticos e viáveis, aquele com câmara de mistura a pressão constante proporciona um melhor desempenho do ejetor. Por outro lado, os de câmara de mistura a volume constante têm previsão de desempenho mais precisas.

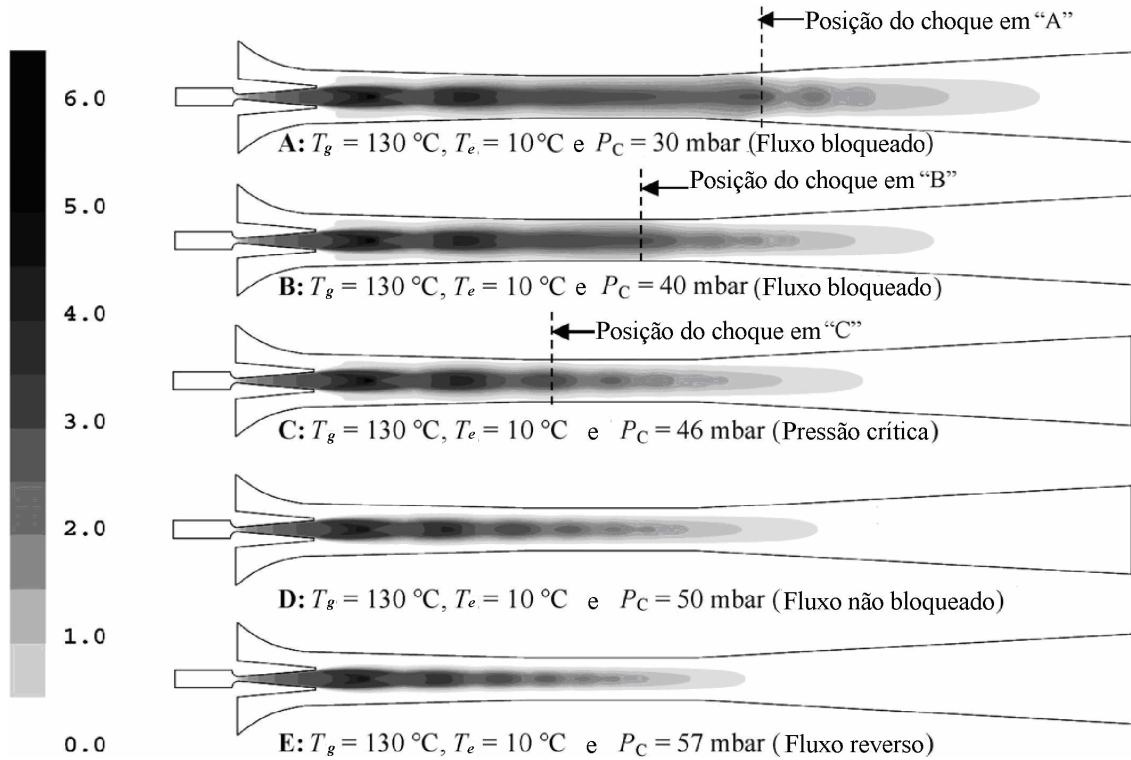
Os modelos termodinâmicos consideram a interação turbulenta entre o fluxo primário e secundário, e a complexidade das ondas de choque, mais relacionada ao processo real, tendo uma precisão muito maior. Verificou que os modelos de fluxo turbulento renormalização de

grupo (RNG) e o de transporte por tensão de cisalhamento (SST) foram mais adequados para prever os processos envolvidos. Para resolver as complexas equações diferenciais parciais, necessárias à modelagem do ejetor, utilizaram-se do método numérico de diferenças finitas.

Com o surgimento dos problemas ambientais, advindos da queima de combustíveis fósseis e ao custo da energia elétrica, há uma crescente busca de fontes alternativas de energia para acionar sistemas de refrigeração, tais como energia solar, rejeitos térmicos e outras fontes de energias alternativas.

Gutiérrez (2005) verificou a viabilidade econômica de um sistema de refrigeração com ejetor assistido por energia solar e gás natural de simples e duplo estágio. Para isso, desenvolveu um modelo computacional que permitiu a simulação na base horária desse sistema, utilizando o programa *Transient Energy System Simulation Tool* (TRNSYS), software para simulação de sistemas térmicos, desenvolvido desde os anos 70 pelo *Solar Energy Laboratory da Universidade de Winsconsin*, juntamente com um modelo de ejetor implementado no programa computacional EES. Concluiu que esse sistema é uma alternativa economicamente viável para demandas pequenas de condicionamento de ar (10,5 kW), mesmo para a região de Florianópolis e Santa Catarina, local de coleta dos dados de radiação solar, onde a intensidade é menor que em outras regiões do Brasil, como os estados do Nordeste.

Sriveerakul, Aphornratana e Chunnanond (2007b) em estudo sobre Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), utilizando o software de simulação FLUENT, mostraram a complexidade do fluxo e do processo de mistura de um ejetor de vapor utilizado em um ciclo de refrigeração a jato. O estudo havia sido validado pelos autores anteriormente, na comparação dos dados obtidos em simulação computacional com dados experimentais (SRIVEERAKUL; APHORNRATANA; CHUNNANOND, 2007a). Eles obtiveram curvas de pressão estática na linha de centro do ejetor e uma visualização gráfica dos fluxos envolvidos com seus perfis de velocidades (Fig. 17). Mostraram as mudanças estruturais dos fluxos e seus comportamentos dentro das câmaras do ejetor, e suas influências no desempenho de funcionamento do ejetor. Concluíram que a CFD representa boa ferramenta para a previsão do desempenho do ejetor, da razão de arraste e da contrapressão crítica. Ela também fornece satisfatórias explicação e visualização da estrutura de fluxo no ejetor. As informações obtidas no CFD possibilitam o desenvolvimento do projeto do ejetor de alta performance.

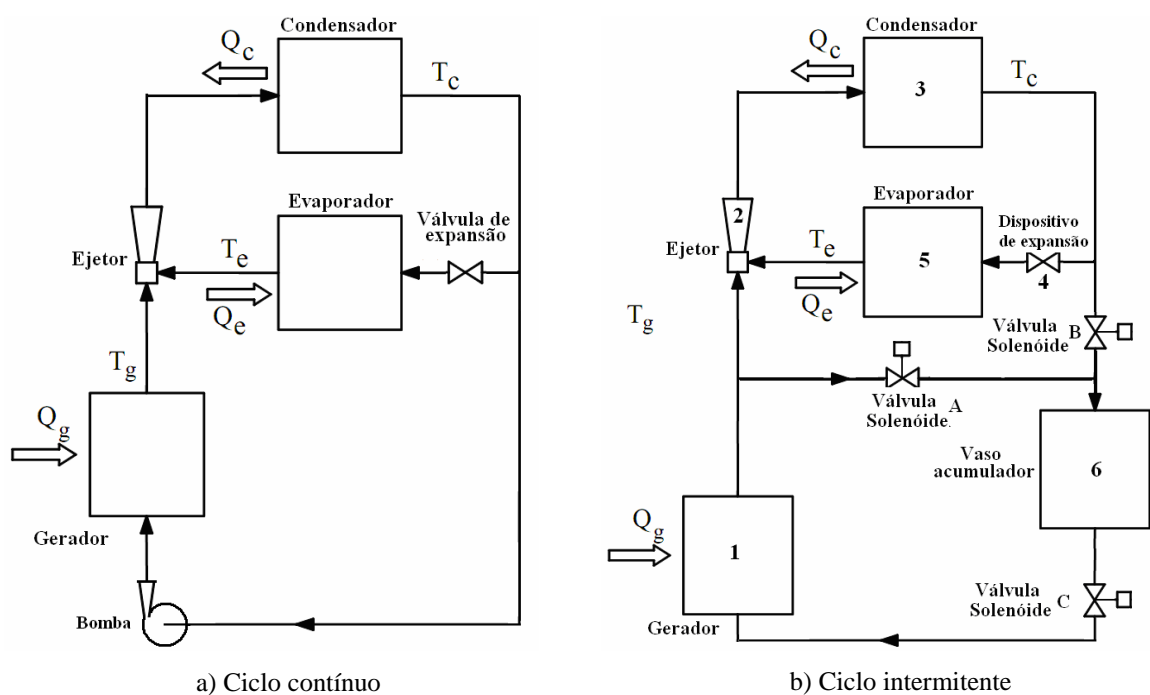


**Figura 17** Contornos cheios de número de Mach: Efeito da variação da pressão a jusante. (SRIVEERAKUL; APHORN RATANA; CHUNNANOND, 2007b. Adaptado).

### 3 METODOLOGIA

Representando as discussões do item 2.1.9, a configuração do sistema de refrigeração convencional por ejetor (ciclo contínuo) é mostrada na Figura 18a. Em análise comparativa, a Figura 18b representa a configuração do sistema de refrigeração estudado: ciclo intermitente por jato-compressão de vapor.

O sistema é composto de um gerador de vapor, que usa o calor a partir de qualquer fonte de calor; um ejetor, que é o principal elemento desse sistema; um condensador, através da qual o calor total do sistema é descartado; um evaporador, onde o frio é produzido; um tubo capilar, que introduz uma perda de carga; um acumulador e três válvulas solenoides (Fig. 18b), que substituem a bomba acionadora (Fig. 18a) do sistema convencional de jato-compressão de vapor para produção de frio, transformando-o em um sistema de trabalho intermitente.



**Figura 18** Diagrama do sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor

Este sistema de refrigeração tem duas fases de operação:

- 1) *Fase de produção de frio.* O sistema trabalha com as válvulas solenóides (A) e (C) fechadas à válvula solenóide (B), aberta. O calor que entra no sistema é fornecido para o gerador (1), liberando vapor a alta pressão, que, ao passar pelo ejetor (2), arrasta vapor do evaporador (5), reduzindo sua pressão e baixando sua temperatura, produzindo o frio. Os fluxos são misturados no ejetor (2) e conduzidos ao condensador (3) onde será liquefeito, descartando o calor do sistema. Parte desse líquido condensado vai para o evaporador (5), através do tubo capilar (4), e a outra parte é armazenada no acumulador (6).
- 2) *Fase de recarga de refrigerante.* As válvulas solenóides (A) e (C) são abertas, e a válvula solenóide (B) é fechada. O fluido de trabalho acumulado no vaso (6) é transferido para o gerador (1), completando o ciclo intermitente.

### 3.1 SELEÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE

A seleção do fluido refrigerante foi definida em função da característica da linha de vapor saturado no diagrama T-S e do princípio de funcionamento do ejetor.

A primeira premissa considera que, se a inclinação da curva de vapor saturado seco for negativa, na expansão isentrópica do fluido de trabalho, este irá condensar. Diz-se, então, que o vapor é úmido e, neste caso, é necessário superaquecer o vapor para não causar funcionamento deficiente do ejetor. Como no sistema proposto o refrigerante não é superaquecido, priorizou-se a operação com fluidos secos.

A segunda premissa pondera que, se a inclinação da curva de vapor saturado for positiva, a expansão vai superaquecer o vapor. Neste caso, não haverá necessidade de superaquecimento. Diz-se que o vapor é seco, o que é desejável.

Chunnanond e Aphornratana (2004) enumeraram os fatores mais importantes para seleção do refrigerante para esses sistemas: 1) o líquido deve ter um grande calor latente de vaporização, de forma a minimizar a taxa de circulação por unidade de capacidade de refrigeração, 2) a pressão hidrostática no gerador de vapor não deve ser demasiada elevada, a fim de evitar vasos de construção pesada; 3) o fluido deve ser quimicamente estável, não

tóxico, não explosivo, não corrosivo, ecológicos e de baixo custo; 4) o refrigerante com menor valor de massa molecular exige comparativamente maiores ejetores para sistemas de mesmas capacidades. As dificuldades de construção dos componentes de ejetores de pequeno porte devem ser consideradas. No entanto, o fluido de maior massa molecular leva a um aumento da taxa de arraste e a eficiência do ejetor.

A Tabela 03 mostra os refrigerantes pré-selecionados para a operação e suas respectivas características físicas, com potencial de agressão ao meio ambiente.

**Tabela 3** Refrigerantes para refrigeração com ejetor.

Características	R11	R12	R113	R123	R141b	R134a	R718b (água)
Ponto de evaporação (°C) a 1atm	23,7	29,8	47,6	27,9	32,1	26,1	100
Pressão (kPa) a 100 °C	824	3343	438	787	677	3972	101
Massa molecular (kg/kmol)	137,38	120,92	187,39	152,93	116,9	102,03	18,02
Calor latente a 10°C	186,3	147,6	155,3	176,8	129,4	190,9	2257
GWP <sup>1</sup>	1	3	1,4	0,02	0,15	0,26	0
ODP <sup>2</sup>	1	0,9	0,8	0,016	0	0,02	0
Vapor seco ou úmido	úmido	úmido	seco	seco	seco	úmido	úmido

<sup>1</sup> (*Global warming potential*); <sup>2</sup> (*Ozone depletion potential*)

Fonte: Chunnanond; Aphornratana (2004).

A análise da Tabela 03 revela que o R718b (água), apresenta as características ideais para o funcionamento do sistema proposto. No entanto, existem algumas desvantagens. Usando água como refrigerante, a temperatura de refrigeração limite deverá estar acima de 0°C; e o sistema, sob condição de vácuo. Além disso, a água tem grande volume específico nas condições típicas do evaporador e, para minimizar a perda de pressão, o diâmetro da tubulação deve ser grande, a fim de atender ao grande fluxo volumétrico (CHUNNANOND; APHORN RATANA, 2004).

A seleção final se limitou aos fluidos R123 e R141b, escolhendo o fluido R141b, que é abundante e de baixo custo, além do bom desempenho termodinâmico nos sistemas de refrigeração por jato-compressão de vapor, de acordo com Huang et al. (1999), Huang e Chang (1999), e Chunnanond e Aphornratana (2004). Vários outros refrigerantes foram utilizados no sistema de refrigeração de jato de vapor. Sankarlal e Mani (2007) utilizaram a amônia (R717) de forma satisfatória. Selvaraju e Mani (2004) fizeram uma análise comparativa do desempenho do ejetor, operando com R134a, R152a, R290, R600 e R717.

Eles concluíram que o R134a proporciona melhor desempenho e maior razão crítica de arraste, em comparação a outros refrigerantes. Alexis e Katsanis (2004) propuseram metanol para o sistema de refrigeração por jato de vapor. Sun (1999) comparou o desempenho dos refrigerantes: R718, R11, R12, R13, R21, R123, R142b, R134a, R152a, RC318 e R500. Concluiu que para CFC's, o R12 apresenta melhor desempenho, para os HCFC, o R142b tem o melhor COP; os HFC testados possuem desempenho semelhante, tendo o R152a apresentado o melhor desempenho entre todos os outros refrigerantes. Utilizando os HFC, que não causam redução do ozônio, também se produz benefícios ambientais suplementares.

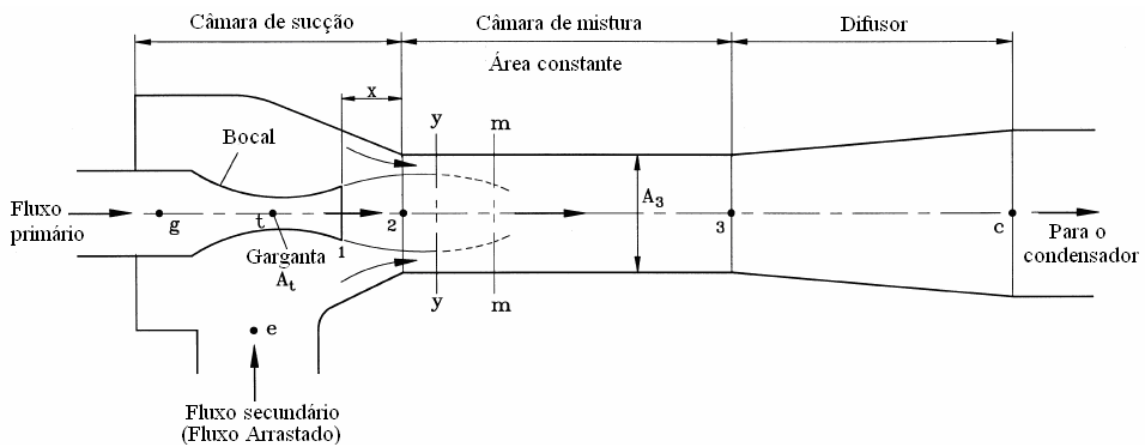
### 3.2 PROJETO DO EJETOR

Elemento chave do sistema de refrigeração de jato-compressão de vapor, o ejetor foi descoberto por Charles Parsons, quando fazia vácuo em condensadores para turbinas a vapor. Nossas primeiras referências para o estudo do sistema de refrigeração de jato-compressão de vapor foram Leblanc (1910 apud CHUNNANONG; APHORNRATANA, 2004) e Chen e Sun (1997).

O ejetor consiste basicamente de quatro partes principais: bocal primário convergente-divergente, câmara de sucção, câmara de mistura e difusor divergente. A câmara de mistura é classificada como de pressão e volume constantes. Neste trabalho, será utilizada a câmara de mistura a volume constante.

Huang e Chang (1999) definiram três modos operacionais para os ejetores, de acordo com a contrapressão (pressão de condensação). O modo crítico  $P_c \leq P_c^*$ , quando o fluxo primário e o fluxo arrastado entram em choque na câmara de mistura (são bloqueados); o modo subcrítico, quando apenas o fluxo primário é bloqueado; e o modo de mau funcionamento, quando tanto os fluxos primário e secundário não são bloqueados. Para melhor desempenho de um sistema de refrigeração a jato-compressão de vapor, o ejetor deverá ser projetado e operado no modo crítico.  $P_c$  é a pressão de condensação;  $P_e$ , de evaporação;  $P_c^*$ , a pressão crítica de condensação; e  $P_{co}$ , a condição limite de pressão de condensação do ejetor no modo operacional. Neste trabalho, usou-se  $P_c = P_c^*$ ; o melhor desempenho é obtido com o modo crítico.

No método de dimensionamento do ejetor foi assumido que a mistura dos dois fluxos (primário e secundário) ocorre em uma área efetiva ( $A_e$ ); a câmara de mistura é a volume constante; e a base de cálculo, a correlação empírica proposta por Huang e Chang (1999). O desempenho é estimado pelo cálculo do quociente entre os fluxos primário e secundário ( $\omega$ ), calculado em função das relações entre a área efetiva (garganta hipotética) do fluxo secundário ( $A_e$ ) e da garganta do bocal ( $A_t$ ), do parâmetro de projeto geométrico do ejetor ( $A_3/A_t$ ) e das pressões  $P_g$ ,  $P_c$  e  $P_c^*$ . O fluxo primário parte do gerador e o fluxo secundário parte do evaporador. A Figura 19 mostra um modelo esquemático das regiões e suas dimensões características.



**Figura 19** Diagrama esquemático do modelo do ejetor, regiões e dimensões. (HUANG; CHANG, 1999).

### 3.2.1 Correlações empíricas do ejetor

No dimensionamento do ejetor para operar com R141b foi utilizado o método empírico proposto por Huang e Chang (1999). As dimensões características, apresentadas na Figura 18, são determinadas com bases nas seguintes equações:

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

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

Onde:  $r_c = P_c^*/P_e$ ;  $r_g = P_g/P_e$ ;  $b_0 = 5,4497$ ;  $b_1 = -6,7759$ ;  $b_2 = 1,4952$ ;  $b_3 = 2,3116$ ;  
 $b_4 = -0,590$ ;  $b_5 = 0,018105$ ;  $b_6 = -0,03786$ ;  $b_7 = 0,012983$ ;  $b_8 = -0,000812145$ .

$A_e$  corresponde a área da garganta hipotética do fluxo secundário;  $A_t$ , a área da garganta do bocal; e  $A_3$ , a área da câmara de mistura. As equações (1) e (2) são as equações básicas do ejetor. O dimensionamento do ejetor é desenvolvido com base na mecânica dos fluidos e correlações empíricas, com auxílio do software *Engineering Equation Solver* (EES). Na Tabela 4, são apresentados os dados de entrada do processo iterativo.

**Tabela 4** Variáveis operacionais do sistema de refrigeração por jato-compressão.

Variáveis de entrada	Valor
Pressão do gerador ( $P_g$ )	0,53767 MPa
Temperatura do gerador ( $T_g$ )	90°C
Pressão do evaporador ( $P_e$ )	0,043496 MPa
Temperatura do evaporador ( $T_e$ )	10°C
Pressão do condensador ( $P_c^*$ )	0,13277 MPa
Temperatura do condensador ( $T_c^*$ )	40°C

### 3.2.2 Cálculo da garganta hipotética e da garganta do bocal primário

O cálculo da seção  $A_e$  é realizado através de um cálculo iterativo e uma tabela termodinâmica para encontrar as propriedades reais do gás de R141b. Este estudo contemplou o uso do software EES e da tabela ASHRAE 1999. Para uma dada condição de ( $P_e$ ,  $T_e$ ) na sucção, os procedimentos de cálculos são os seguintes:

Dada a pressão na garganta hipotética  $P_y = P_e - \Delta P$ , encontra-se a entalpia neste ponto para um processo isentrópico em uma tabela termodinâmica  $h_{ys} = (S_e, P_y)$ , onde  $S_e = f(T_e, P_e)$ ;

Calcula-se a velocidade do gás na garganta hipotética pelo balanço de energia, onde  $\eta_s = (h_e - h_y)/(h_e - h_{ys})$  é a eficiência isentrópica do fluxo arrastado. Aqui é tomado  $\eta_s = 0,85$ ;

$$V_y = \sqrt{2\eta_s(h_e - h_{ys})} \quad (3)$$

Procede-se ao cálculo da entalpia na garganta hipotética para um processo adiabático, usando-se o balanço de energia,

$$h_y = h_e - \frac{V_y^2}{2} \quad (4)$$

Procura-se na tabela termodinâmica o volume específico do gás na garganta hipotética;

$$v_y = v(P_y, h_y) \quad (5)$$

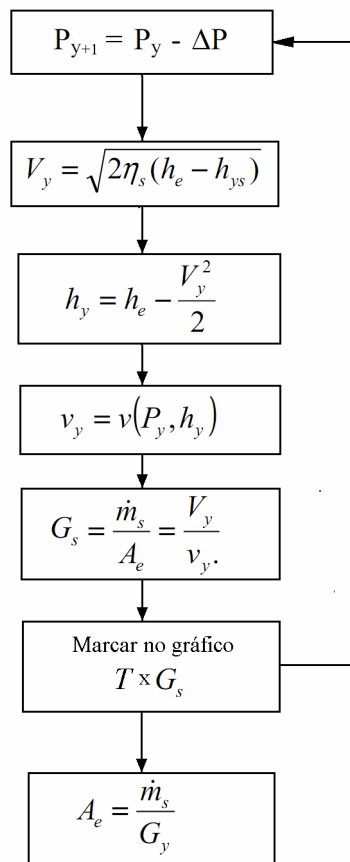
Calcula-se o fluxo de massa por unidade de área na garganta hipotética;

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_e} = \frac{V_y}{v_y} \quad (6)$$

Retorna-se ao princípio e troca-se a pressão na garganta hipotética  $P_y$ . Repete-se o cálculo acima até  $G_y$  chegar a um valor máximo uma condição de choque (bloqueio)

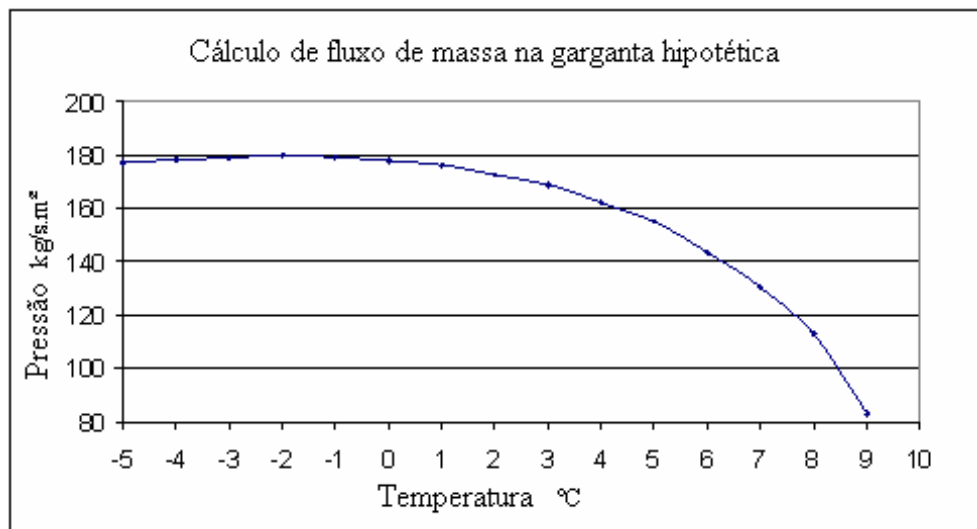
Calcula-se a área da garganta hipotética  $A_e$ , usando a medição do fluxo de entrada  $\dot{m}_s$  da relação:

$$A_e = \frac{\dot{m}_s}{G_y} \quad (7)$$



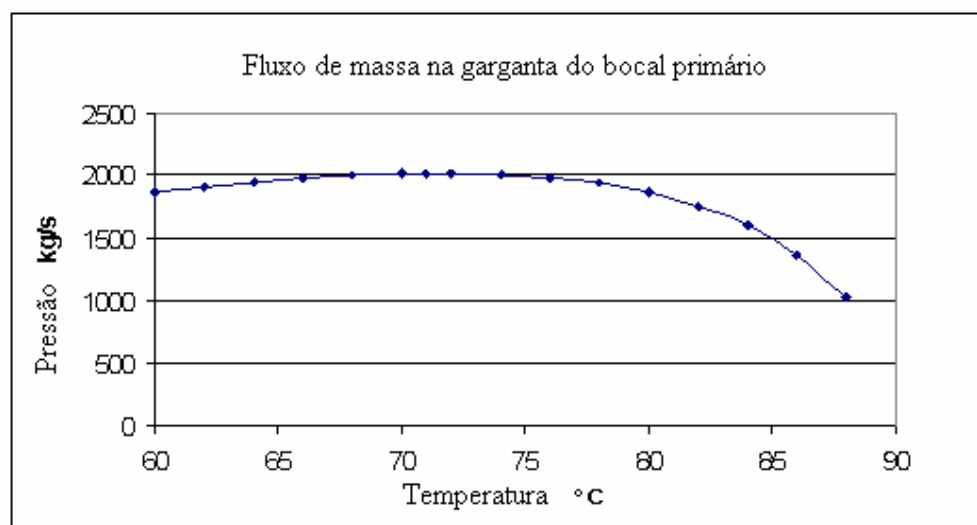
**Figura 20** Diagrama de bloco do processo de cálculo da área hipotética.

Neste estudo, utilizou-se o processo acima (Fig. 20) até o passo 7. Obteve-se uma descarga máxima de vapor primário  $G_y = 2.135,74 \text{ kg/s.m}^2$ . Considerou-se a ideia de um equipamento de pequeno porte e se limitou a dimensão da garganta do ejetor no diâmetro de 1,0 mm, para a garganta do bocal primário. Escolheu-se um tempo de operação de 10 minutos, multiplicou-se esse tempo pela descarga máxima calculada de vapor primário e pela área de passagem da garganta, obtendo-se um volume de refrigerante de  $1 \text{ dm}^3$  circulando no tempo de 10 minutos. Alcançou-se um volume do vaso gerador de vapor de pouco mais de 1 litro, o que atendeu a ideia de um equipamento de pequeno porte.



**Figura 21** Cálculo do fluxo de massa na garganta hipotética.

Este processo também é utilizado para o cálculo da garganta do bocal primário, resultando o gráfico da Figura 22.



**Figura 22** Cálculo do fluxo de massa na garganta do bocal primário.

Os resultados da aplicação às equações de iteração proposto na literatura são apresentados na Tabela 5.

**Tabela 5** Resultados obtidos dos parâmetros de simulação de ejetor para o diâmetro da garganta  $\phi_t = 1,0$  mm

Variável	Valor
Fluxo de massa do fluido secundário ( $\dot{m}_s$ )	0,39 g/s
Fluxo de massa do fluido primário ( $\dot{m}_p$ )	1,68 g/s
Temperatura correspondente para o fluxo máximo de massa do fluido secundário ( $T_y$ )	-2 °C
Temperatura correspondente para o fluxo máximo de massa do fluido primário ( $T^*$ )	71 °C
Fluxo de massa por unidade de área através da garganta do bocal do fluido primário	2135,74 kg/s.m <sup>2</sup>
Fluxo de massa por unidade de área através da garganta hipotética do fluido secundário	179,91 kg/s.m <sup>2</sup>
Calor latente de vaporização no evaporador (10 °C)	233,07 kJ/kg
Calor latente de vaporização no gerador (90 °C)	191,33 kJ/kg
Razão entre a área da câmara de mistura e a área da garganta do bocal $A_3/A_t$	6,21
Razão entre a garganta hipotética do fluxo secundário e a área da garganta do bocal $A_e/A_t$	2,75
Capacidade de refrigeração	0,091 kW
Capacidade do gerador	0,310 kW

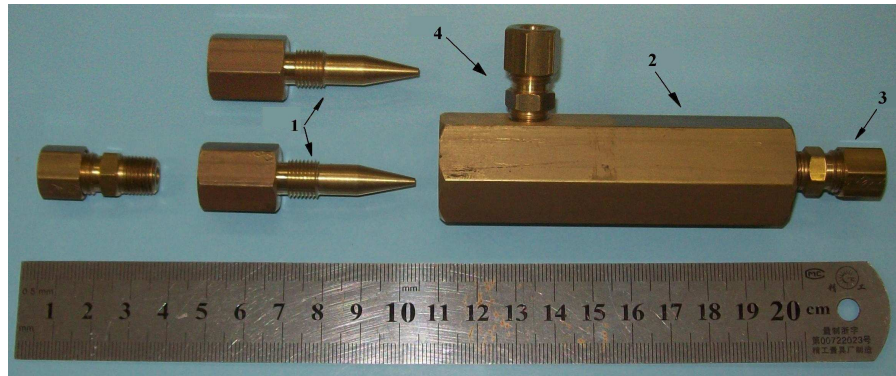
Para o sistema proposto, a capacidade do evaporador é de 91 W, e conseqüentemente, para um calor latente de vaporização do R141b a 10°C de  $h = 233,07$  kJ/kg, tem-se um fluxo de fluido secundário através do evaporador de 0,39 g/s. O coeficiente de arraste calculado,  $\omega = 0,232$  e é esperado um COP = 0,292.

### 3.2.3 Cálculo do bocal primário do ejetor

O diâmetro da garganta do bocal convergente-divergente foi determinado no item 3.2.2, “Cálculo da garganta hipotética e da garganta do bocal primário”, o qual foi determinado pelo porte idealizado para o equipamento o diâmetro de 1,0 mm. Para se determinar o diâmetro de saída do bocal primário, foram utilizadas as equações de escoamento isentrópico de gás ideal, equações 8 e 9, adotando-se o expoente  $k = 1,133$ , que é a média dos valores de “k” para o R141b no intervalo de temperaturas 10 a 90 °C, obtido das tabelas da ASHRAE Handbook (ASHRAE, 1997), resultando para um número de Mach = 2,29 e um diâmetro de saída do bocal de 1,7 mm.

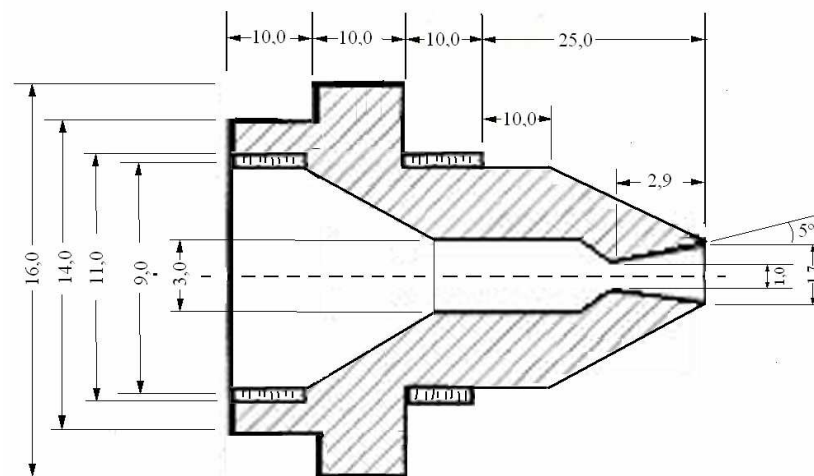
$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (8)$$

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[ \left(\frac{2}{k+1}\right) \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right) \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \quad (9)$$

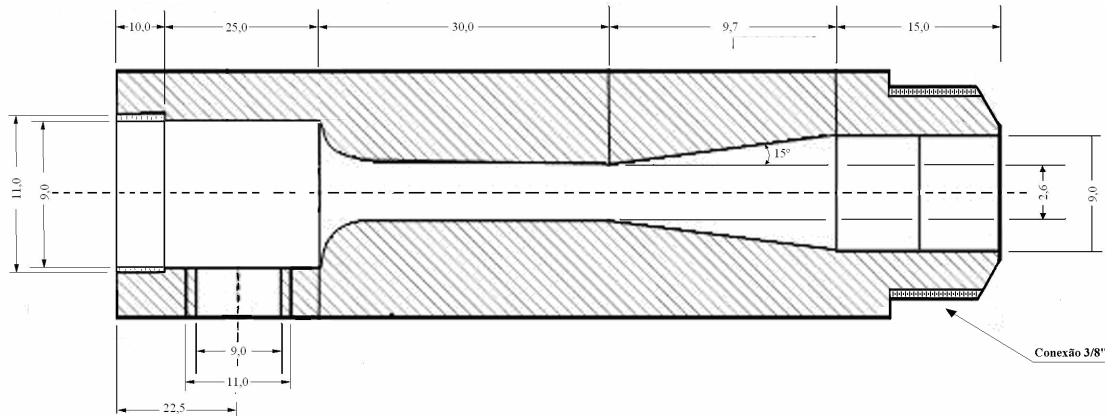


**Figura 23** Foto do ejetor fabricado em latão.

A Figura 23 representa o ejetor fabricado em latão: (1) bocal primário, entrada do fluxo vindo do gerador; (2) corpo do ejetor com câmara de mistura e difusor divergente; (3) conexão de saída para o condensador, cujo diâmetro de saída foi alterado posteriormente para receber tubulação com diâmetro de 3/8"; (4) conexão de entrada do fluxo secundário do evaporador.



**Figura 24** Esquema do bocal primário do ejetor.



**Figura 25** Esquema do corpo do ejetor, modificado na conexão de saída.

### 3.3 MONTAGEM DO EQUIPAMENTO

O sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor foi montado em uma base já existente e adaptado para receber os equipamentos, acessórios, dispositivos de medição e controle, conforme demonstrado na Figura 26 (a e b).



a)



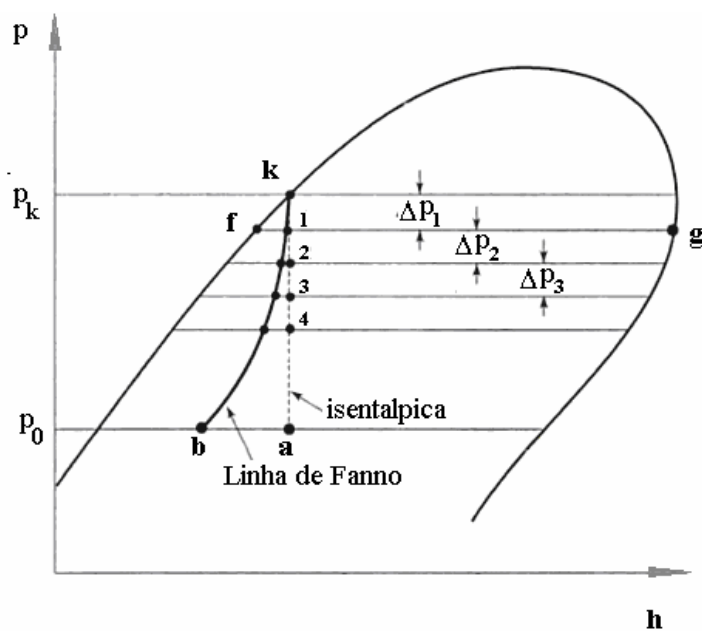
b)

**Figura 26** Vista frontal e traseira do equipamento montado.

Para se obter a condensação, foi adaptado um trocador de calor com tubos de 10 mm de diâmetro, aletados, do tipo compacto, visto que o condensador de geladeira utilizado anteriormente apresentou perda de carga elevada, prejudicando o rendimento do ejetor. O evaporador foi construído a partir de uma serpentina evaporadora de um bebedouro tipo “gela-água” e um isopor para conservar latas de bebidas geladas.

### 3.4 CÁLCULO DO TUBO CAPILAR

O tubo capilar é o dispositivo que introduz uma perda de carga em um sistema. É um tubo de pequeno diâmetro e comprido que, em sistemas de refrigeração, liga o condensador diretamente ao evaporador. A queda de pressão através do tubo capilar ocorre devido a dois fatores: 1) atrito, pela viscosidade do fluido, resultando queda de pressão; 2) aceleração, devido à evaporação do líquido refrigerante, procedendo à queda de pressão dinâmica.



**Figura 27** Decremento de queda de pressão em um tubo capilar. (ARORA, 2000).

Expansão isentálpica é comumente assumida na termodinâmica. No entanto, na prática, a expansão ocorre adiabaticamente, de acordo com a linha de Fanno de fluxo. A entalpia não permanece constante, uma vez que a queda de pressão, o aumento do volume e a

ocorrência de um incremento da energia cinética causam sua diminuição. Contudo, nas primeiras etapas da queda de pressão, não há diferença significativa entre a isentálpica e a linha de fluxo de Fanno (Fig. 27).

O dimensionamento de um tubo capilar implica na seleção do orifício e do comprimento para fornecer o fluxo para a concepção da desejada pressão do condensador e do evaporador, sendo possíveis diversas combinações de comprimento e diâmetro. O método utilizado pelos fabricantes normalmente é por tentativa. Aqui, é usado o princípio de projeto baseado como segue.

O tubo capilar é discretizado a um número “n” de elementos, em métodos propostos por Arora (2000).



**Figura 28** Elemento de um tubo capilar discretizado. (STOCKER; JONES, 1985)

A etapa de cálculos a ser seguida é a mesma para todos os elementos:

- 1) Determinar o título no final do decremento assumindo fluxo isentálpico. Então, no ponto 1 e na pressão  $p_1$ :

$$x_1 = \frac{h_K - h_{f1}}{h_{g1} - h_{f1}} \quad (10)$$

- 2) Determinar o volume específico:

$$v_1 = v_{f1} + x(v_{g1} - v_{f1}) \quad (11)$$

- 3) Da equação da continuidade, calculam-se as velocidades em ambos os terminais dos elementos:

$$u_k = \frac{\dot{m} v_k}{A} \quad e \quad u_1 = \frac{\dot{m} v_1}{A} \quad ou \quad \frac{u}{v} = \frac{\dot{m}}{A} = G = cte \quad (12)$$

$G$  é a vazão mássica por unidade de área.

Para o fluxo na linha de Fanno, é necessário um procedimento iterativo. Isso é feito pela aplicação da correção da entalpia desde  $h_1 \neq h_k$ . Assim,

$$h_1 = h_k - \frac{u_1^2}{2} \quad (13)$$

O cálculo do título, volume específico, velocidade e entalpia podem ser repetidos até que o valor final da  $h_1$  seja igual ao seu valor na iteração anterior, o que é obtido após 3 iterações.

- 4) Determina-se a queda de pressão devido à aceleração  $\Delta p_A$ , a partir da equação do momento:

$$A dp = -\dot{m} du \quad (14)$$

Daí,

$$\Delta p_A = \frac{\dot{m}}{A} (u_k - u_1) = G(u_k - u_1) \quad (15)$$

- 5) Determina-se a queda de pressão devido ao atrito,  $\Delta p_F$ , de:

$$\Delta p_F = \Delta p - \Delta p_A \quad (16)$$

- 6) Equipara-se queda de pressão devido ao atrito a:

$$\Delta p_F = \frac{\rho f \Delta L u^2}{2D} \quad (17)$$

$$\rho = \frac{1}{v} \quad e \quad \Delta L, \text{ é o comprimento do elemento.}$$

Substituindo,  $\dot{m} = \rho u A$ ,  $\rho u = \frac{\dot{m}}{A} = G$ , temos:

$$\Delta p_F = \frac{G}{2D} f u \Delta L = Y f u \Delta L \quad (18)$$

$$Y = \frac{G}{2D}$$

Desde que o comprimento  $\Delta L$  pode ser calculado. Para este efeito, os valores médios de  $u$  e  $f$  para as fases líquidas e vapor presentes podem ser tomadas para a seção. O atrito é um fator função do número de Reynolds, que, por sua vez, é expresso como:

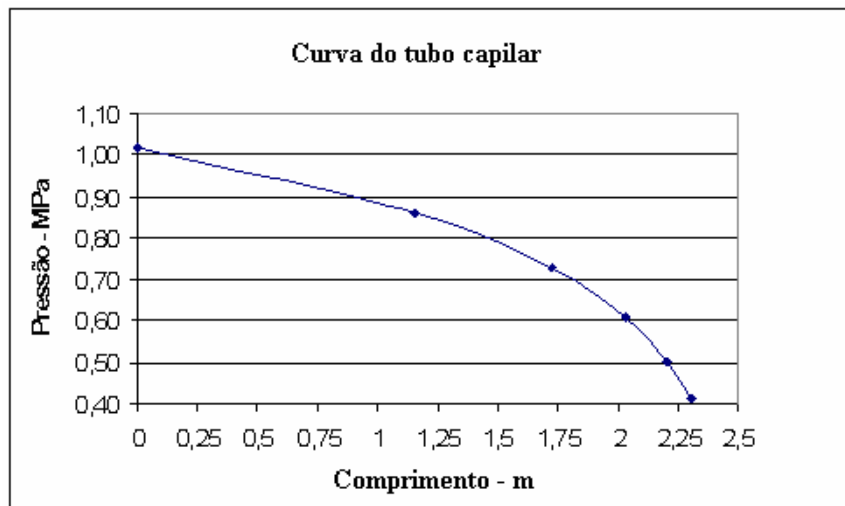
$$\text{Re} = \frac{Du\rho}{\mu} = \frac{DG}{\mu} = \frac{Z}{\mu} \quad (20)$$

$$Z = DG$$

Stoecker e Jones (1985) propuseram a seguinte correlação para avaliação do fator de atrito:

$$f = \frac{0,324}{\text{Re}^{0,25}} \quad (21)$$

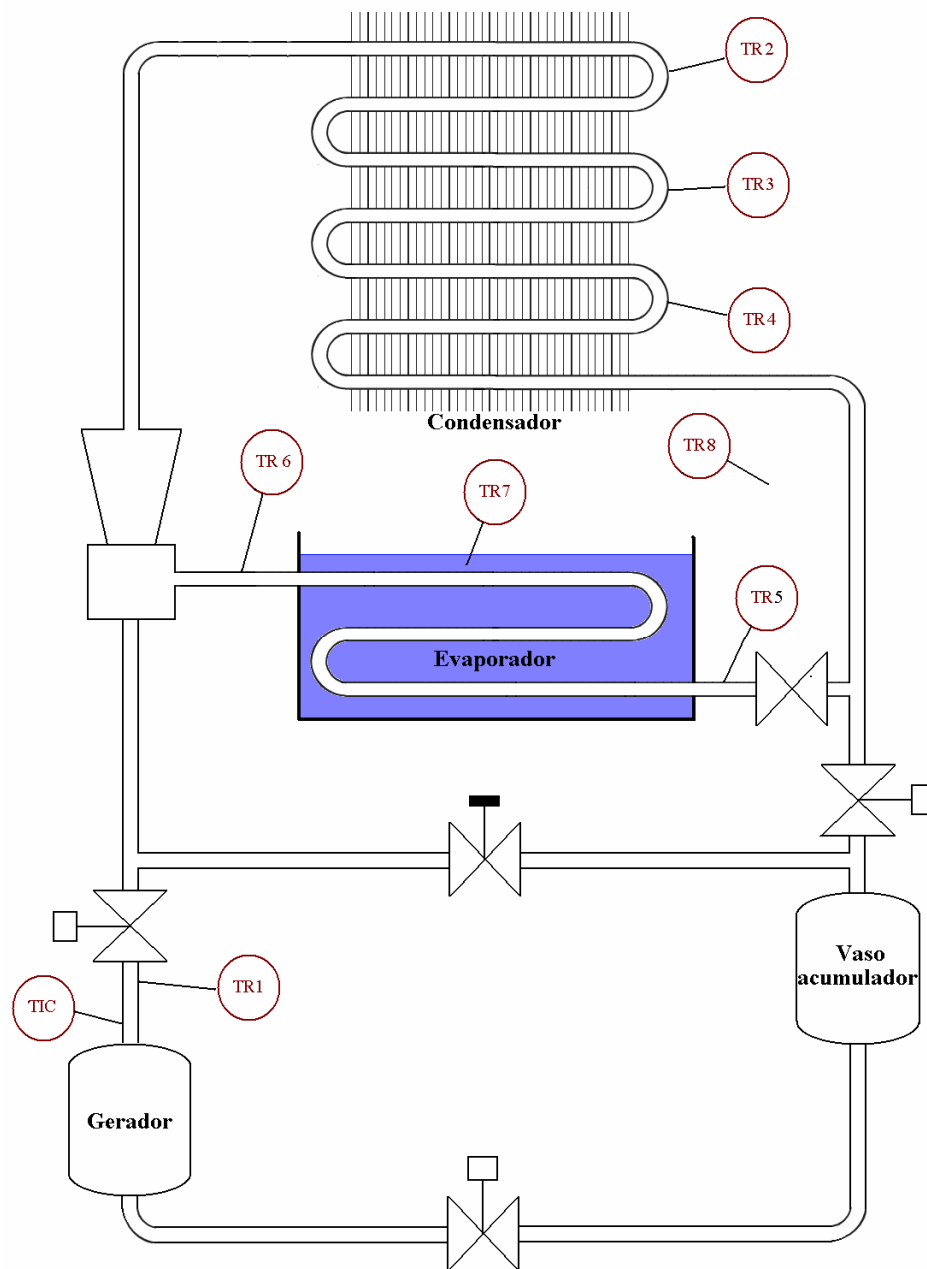
Foi usada uma planilha Excel para fazer o cálculo do tubo capilar, segundo o procedimento citado, cujo resultado é mostrado no gráfico a seguir (Fig. 29). O resultado obtido foi de 230 mm. Neste cálculo, o comprimento do tubo capilar é dependente do fluxo de massa do fluido refrigerante que passa pelo tubo capilar. Neste sistema, é determinado pelo arraste obtido pelo ejetor. O fluxo de massa utilizado no cálculo foi de  $\dot{m}_s = 0,39 \text{ g/s}$ .



**Figura 29** Resultados obtidos do cálculo do tubo capilar.

### 3.5 INSTALAÇÃO DOS SENSORES DE TEMPERATURA

Foram instalados nove termopares tipo k para coletar dados de temperatura. Foi instalado um termopar na saída do gerador para enviar sinal para o controlador de temperatura (TIC), que aciona a resistência de aquecimento do gerador. Os demais foram instalados para registro de temperatura: saída do gerador TR1; na entrada, no meio e na saída do condensador, TR2, TR3 e TR4, respectivamente; na entrada e na saída do evaporador, TR5 e TR6; na água da cuba do evaporador TR7 e no ambiente TR8 (Fig. 30).



**Figura 30** Posição dos termopares no protótipo.

### 3.6 CARGA DO REFRIGERANTE NO SISTEMA

Para garantir a inexistência de incondensáveis (ar atmosférico) e umidade no sistema e umidade, tem que ser feito vácuo no equipamento. Para tanto, conecta-se a mangueira do manômetro do condensador à sucção da bomba de vácuo. Por sua vez, a bomba de vácuo é e

ligada e, a seguir, é feita a abertura da válvula respectiva do manômetro, e de todas as eletroválvulas do sistema. O vácuo é conseguido com rapidez. Havendo resto de refrigerante dentro do equipamento, derivado de operações anteriores, a bomba tem que operar por mais tempo. Por essa razão, a sua temperatura de operação deve ser observada, podendo haver superaquecimento. Caso ocorra, para uma nova rodada, a válvula do manômetro deve ser fechada e a bomba desligada até esfriar. Pode haver necessidade de repetir o procedimento, até se conseguir um vácuo de 76 cm de Hg. Conseguido o vácuo no sistema, todas as válvulas e eletroválvulas deverão ser fechadas e se aguardar algum tempo para verificar se o vácuo é mantido. Mantendo-se o vácuo, conecta-se a mangueira de carga no manômetro do gerador e se eleva a garrafa para garantir que a mangueira fique cheia de refrigerante (Fig. 31), evitando-se a entrada de ar para o sistema. Abre-se a válvula do manômetro correspondente ao gerador e se aguarda o esvaziamento da garrafa de refrigerante. O gerador tem um volume interno de  $1,7 \text{ dm}^3$ . Deve ser observado que o gerador terá sempre um espaço livre para evaporação dos gases. Assim, a carga deve ser de no máximo  $1,4 \text{ dm}^3$ .



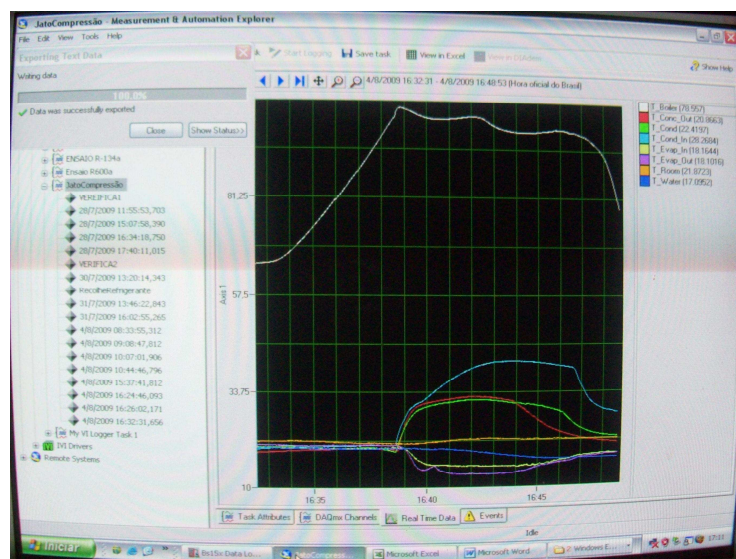
**Figura 31** Foto da carga de refrigerante no sistema.

### 3.7 INSTRUMENTAÇÃO DE COLETA, REGISTRO E CONTROLE DE TEMPERATURA

Para coleta de dados de temperaturas, foi utilizado um módulo coletor de dados da *National Instruments* NI-9211 e chassi modelo DAQ-9172, com interface com um computador (Fig. 32). Os dados coletados e visualizados no PC, através do software NI-DAQmx driver (Fig. 33), foram armazenados e posteriormente tratados em uma planilha de cálculo. Para controlar a temperatura do gerador, foi utilizado um controlador (TIC) microprocessado marca THOLZ, modelo MDL385N.



**Figura 32** Detalhe dos instrumentos de coleta de dados de temperaturas



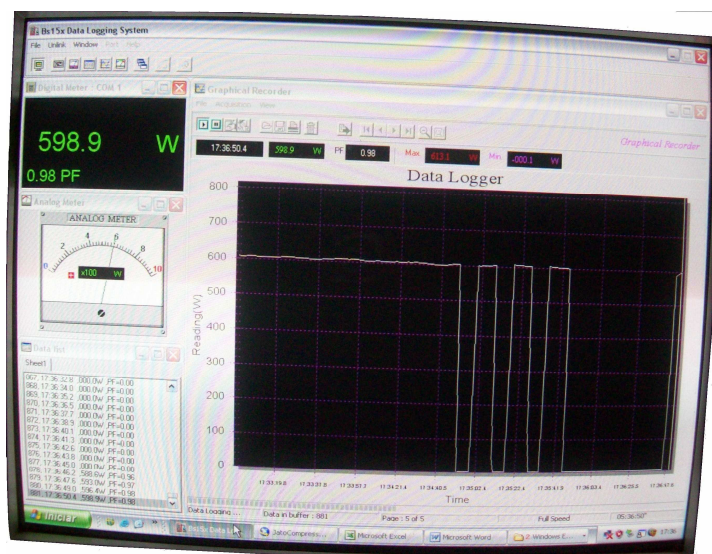
**Figura 33** Tela do PC na coleta de dados de temperaturas

### 3.7 INSTRUMENTAÇÃO DE COLETA E REGISTRO DE DADOS DE POTÊNCIA

Utilizou-se para a coleta de dados de potência um wattímetro, marca Minipa, modelo ET-4090 (Fig. 34), que foi conectado ao PC pela conexão USB, através do software *Data Logging System* v.2.00.2 (Fig. 35). Os dados foram armazenados e depois tratados em uma planilha de cálculo.



**Figura 34** Wattímetro para coleta de dados de potência.

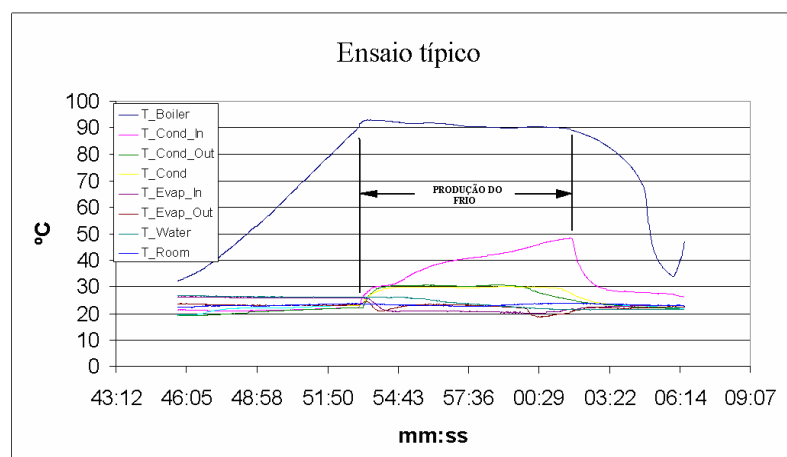


**Figura 35** Tela do PC na coleta de dados de potência.

## 4 RESULTADOS

Neste capítulo são mostrados e analisados os resultados obtidos nos ensaios do sistema em desenvolvimento.

Nos ensaios realizados foi calculado o COP do sistema, considerando-se somente a fase de produção do frio, ou seja, foi desconsiderada a energia gasta na fase de aquecimento do sistema, regime transiente. Para o cálculo do COP, considerou-se a energia trocada no período de tempo decorrido entre a abertura das válvulas de liberação do vapor do gerador e a estabilização do esfriamento da água no evaporador, período de produção do frio (Fig. 36). O término da fase de geração de vapor foi determinado pela queda da temperatura de entrada do condensador, que é consequência da redução da vazão do vapor e da redução da fase de líquido no gerador. A estabilização da temperatura no evaporador ocorreu em razão da queda de pressão no gerador. Como a obtenção de uma boa condensação só foi possível com a condensação evaporativa, e devido à necessidade de instalar uma ventilação forçada, com um consumo de 25 W, também foi calculado o COP, considerando-se este consumo de energia. De igual forma, foi registrada a temperatura da sala durante o ensaio para analisar sua possível influência no COP.



**Figura 36** Registro de temperaturas, ensaio típico.

Em todos os 20 ensaios realizados, a massa de água no evaporador foi de 2,0 kg; e o calor específico da água utilizado nos cálculos, de 4,183 kJ/kg.

Os 7 primeiros ensaios foram considerados como ajustes do sistema em desenvolvimento e não foram tabulados. Verificou-se que quanto mais baixa a temperatura inicial da água na cuba do evaporador, menor é o COP obtido. A temperatura da água muito baixa e próxima da temperatura de evaporação diminui a troca térmica no evaporador. Nos ensaios seguintes se adotou o procedimento de troca da água da cuba do evaporador. Todos os resultados são tabulados a seguir.

#### 4.1 TABULAÇÃO DOS ENSAIOS

Abaixo são tabulados os dados principais dos ensaios realizados

**Tabela 6** Cálculo do COP dos ensaios 1 a 7.

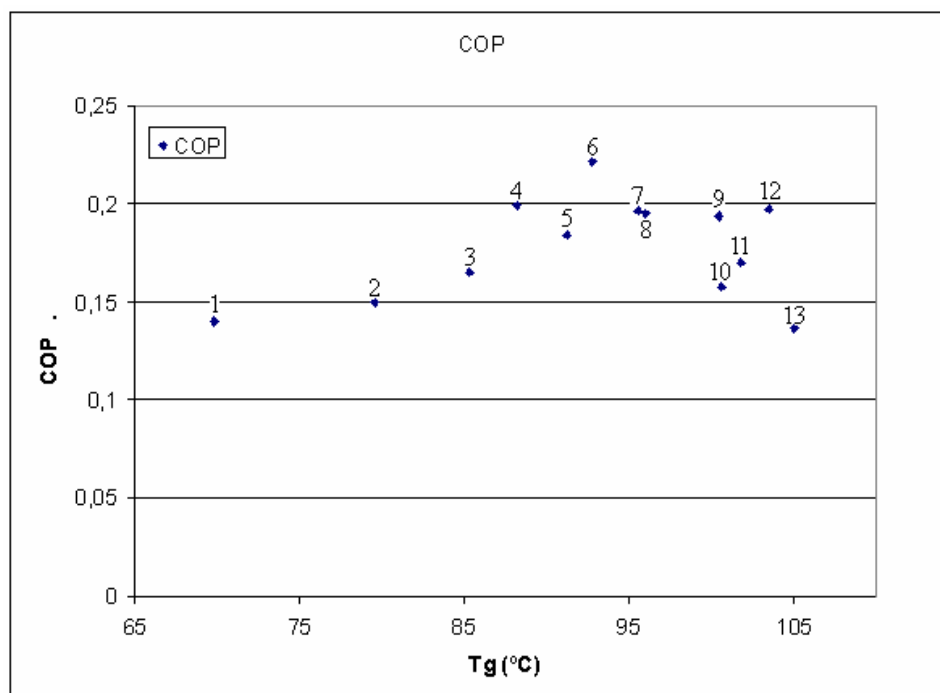
Ensaio	1	2	3	4	5	6	7
$T_{mg}$ (°C)	69,82	79,59	85,34	88,21	91,27	92,74	95,58
$Te_{inicial}$ (°C)	25,83	27,25	25,55	25,65	25,68	26,55	26,38
$Ts_{média}$ (°C)	22,69	22,97	22,23	23,19	22,87	22,58	23,06
$\Delta T_{evap}$ (°C)	2,45	5,01	4,53	4,62	5,29	5,88	4,99
$\Delta Q_{evap}$ (kJ)	20,47	41,89	37,86	38,63	44,23	49,15	41,75
$\Delta Q_{ger}$ (kJ)	146,58	280,36	229,87	194,08	240,85	222,20	212,51
<b>COP</b>	<b>0,140</b>	<b>0,149</b>	<b>0,165</b>	<b>0,199</b>	<b>0,184</b>	<b>0,221</b>	<b>0,196</b>

**Tabela 7** Cálculo do COP dos ensaios 8 a 13 (CONTINUA)

Ensaio	8	9	10	11	12	13
$T_{mg}$ (°C)	96,02	100,51	100,66	101,83	103,51	105,00
$Te_{inicial}$ (°C)	23,72	26,30	26,43	26,36	22,22	27,38
$Ts_{média}$ (°C)	23,22	22,20	23,06	23,58	21,79	27,18

**Tabela 7** Cálculo do COP dos ensaios 8 a 13 (CONCLUSÃO)

Ensaio	8	9	10	11	12	13
$\Delta T_{evap}$ (°C)	4,88	5,75	4,16	4,01	5,76	4,35
$\Delta Q_{evap}$ (kJ)	40,83	48,08	34,82	33,51	48,19	36,37
$\Delta Q_{ger}$ (kJ)	209,23	248,50	221,70	196,87	244,46	268,98
<b>COP</b>	<b>0,195</b>	<b>0,193</b>	<b>0,157</b>	<b>0,170</b>	<b>0,197</b>	<b>0,137</b>

**Figura 37** Gráfico dos resultados dos ensaios realizados.

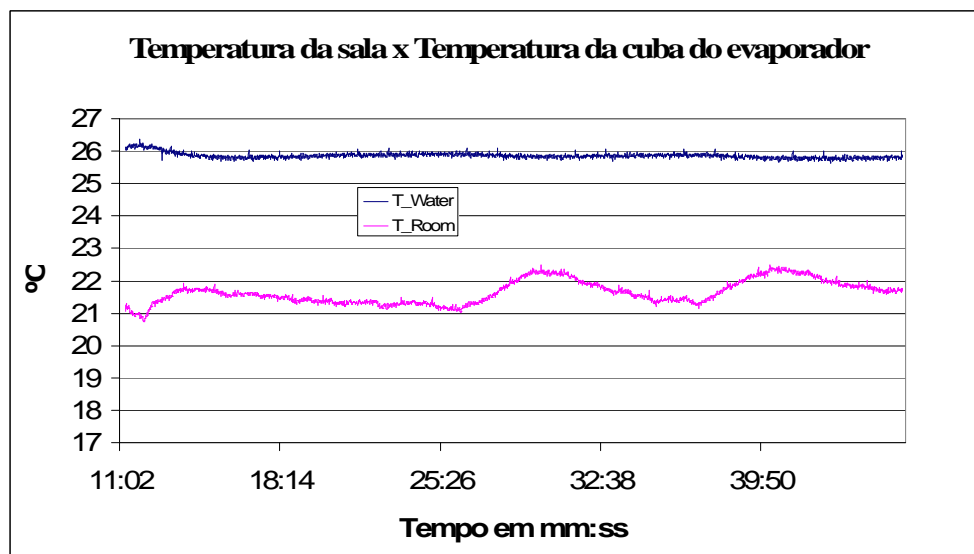
Observa-se que os resultados estão aquém do obtido pela correlação empírica de Huang e Chang (1999). O COP calculado para o dimensionamento utilizado neste trabalho seria de 0,296. Entretanto, o melhor resultado obtido do COP foi de 0,221, que está 25% abaixo do esperado. Ainda considerando-se o gasto de energia com o ventilador do condensador evaporativo, o valor máximo do COP passa a ser de 0,185, resultando uma perda de 17% no COP. Este resultado foi obtido em razão da deficiência na escolha do condensador.

Em relação ao esperado, os valores baixos do COP podem ser atribuídos ao pequeno porte do sistema construído, a rugosidade específica na superfície interna do ejetor, com o

consequente aumento do coeficiente de atrito, o que seria minimizado em equipamentos de maior porte. Outra explicação seria a dificuldade de usinagem, acabamento e concordância das superfícies internas do ejetor, bem como a usinagem dos ângulos de convergência e divergência na superfície interna do ejetor.

As configurações do condensador de calor, do gerador e do evaporador e os dispositivos de controle das temperaturas e pressões do sistema não permitiram um controle das variáveis operacionais do protótipo, o que admitiu flutuações de pressão e temperatura, contribuindo para a instabilidade do fluxo dos gases.

Realizou-se a leitura da temperatura da água da cuba do evaporador durante um ensaio de 40 minutos, com uma temperatura inicial da água de 26 °C. Esse ensaio (Fig. 38) objetivou verificar a influência da temperatura da sala na temperatura do evaporador. Mantida a 22 °C, não se verificou variação importante na temperatura da água da cuba do evaporador em função da temperatura da sala. O que indica que a temperatura do ambiente não influi na temperatura do evaporador.



**Figura 38** Gráfico do registro das temperaturas da sala e da cuba do evaporador.

O sistema é muito sensível à temperatura de condensação. Como foi adaptado o condensador, tipo compacto, ele se mostrou subdimensionado para a carga térmica do sistema. Foi necessário insuflar água na serpentina, transformando-o em condensador evaporativo para obter um bom desempenho.

Verificou-se que quando a temperatura inicial da água está muito baixa, próxima da temperatura de equilíbrio de fase líquido-vapor do evaporador, para pressão indicada no manômetro de -40 cmHg, ou seja,  $T_e = 12^\circ\text{C}$ , mede-se um baixo COP no sistema. Isto é explicado pela redução de troca térmica na serpentina do evaporador, devido à pequena diferença de temperatura entre a água e o refrigerante. Em contrapartida, quando se coloca a água na cuba do evaporador, na temperatura ambiente, o COP obtido é mais elevado, o que foi verificado do ensaio 9 em diante.

## 5 CONCLUSÕES

O projeto, a fabricação e a montagem do protótipo do sistema de refrigeração pós-jato-compressão de vapor foi concluído conforme previsto. A operação do equipamento demonstrou que este sistema constitui uma opção viável à utilização de energias renováveis e de rejeitos térmicos de sistemas de transformação de energia.

O processo usado para dimensionamento do ejetor do sistema de refrigeração proposto se mostrou viável, e é uma ferramenta útil para ser utilizada no dimensionamento de ejetores para outros refrigerantes.

O critério de seleção do fluido refrigerante se revelou adequado ao sistema proposto, e a operação com o refrigerante R141b ratificou que este refrigerante é adequado para operar com sistema de refrigeração com ejetor.

Um projeto modular do ejetor habilita-o a operar em outros parâmetros operacionais e com outros refrigerantes pela simples troca de componentes.

Nas operações do sistema de refrigeração proposto, o dispositivo apresentou desempenho satisfatório, considerando as limitações de deficiência de troca térmica no condensador e as dificuldades de acabamento da superfície interna do ejetor, devido à pequena escala desse elemento.

Os resultados mostram que o ciclo de refrigeração proposto pode operar com fontes de baixas temperaturas (coletor solar, regeneração dos gases de exaustão de sistemas de geração de potência ou calor rejeitado de processos industriais).

Como sugestão para futuros trabalhos, consideramos recomendável priorizar a perda de carga mínima no projeto do condensador desses sistemas de refrigeração, para permitir que o ejetor opere satisfatoriamente. Essa premissa irá resultar um menor coeficiente de película interno, que reduzirá o coeficiente de troca térmica, que por sua vez será compensado por um equipamento maior.

Sugerimos montar um experimento com um sistema de coletor solar fornecendo energia para acionar um equipamento de refrigeração por ejetor, e o estudo da possibilidade de utilizar em um experimento deste tipo a água como fluido refrigerante.

## REFERÊNCIAS

ALEXIS, G.K.; KATSANIS, J.S. Performance characteristics of a methanol ejector refrigeration unit. **Energy Conversion and Management** **45**, 2729-2744, 2004.

AL-KHALIDY, N. An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113. **International Journal of Refrigeration** **21**, 617-625, 1998.

ALMÉN, C. G. **Gas Absorption Refrigeration Technology**. Disponível em: <<http://www.absreftec.com>>. Acesso em: 25 mai 2008.

APHORNRATANA, S.; EAMES, I.W. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary zone. **International Journal of Refrigeration** **20**, 352-358, 1997.

ARORA, C. P. **Refrigeration and air conditioning**. 2 ed. (2000). Tata McGraw-Hill. Disponível em: <<http://books.google.com.br/>>. Acesso em: 2 jun. 2009.

ASHRAE, Fundamentals: Chapter 19 (Thermophysical properties of refrigerants). ASHRAE Handbook CD, Atlanta, GA, USA, 1997.

BOUMARAF, L.; LALLEMAND, A. Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** **13**, 1338–1349, 2009.

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

CHEN, Y.M.; SUN, C.Y. Experimental study of the performance characteristics of a steam-ejector refrigeration system. **Experimental Thermal and Fluid Science**, **15**, 384–94, 1997.

CHUNNANOND, K.; APHORNRATANA, S. Ejectors: applications in refrigeration technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, **8**, 129-155, 2004.

DORANTÉS, R.; LALLEMAND, A. Influence de la nature des fluides, purs ou en mélanges non-azéotropiques, sur les performances d'une machine de climatisation à éjecto-compresseur. **International Journal of Refrigeration** **18**, n. 1, 1995.

FERRARI, F. **Otimização Termodinâmica de Sistemas de Refrigeração Solar**. 2005. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Paraná - UFPR, Curitiba, 2005.

FIGUEROA, I. P. Tecnologías de Enfriamiento. **Jornada iberoamericana sobre el enfriamiento solar; tecnología para el desarrollo econômico y social de la región iberoamericana**, Cartagena de Indias, Colômbia, 2004.

GOSNEY, W. B. **Principles of refrigeration**, Cambridge University Press, 1982.

GUTIÉRREZ, H. R. V. **Simulação horária e otimização termo-econômica e ciclos de refrigeração de um ejetor movidos à energia solar e gás natural**. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis, 2005.

HE, S.; LI, Y.; WANG, R. Z. Progress of mathematical modeling on ejectors, **Renewable and Sustainable Energy Reviews** **13**, 1760–1780, 2009.

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

HUANG, B.J. et al. A 1-D analysis of ejector performance. **International Journal of Refrigeration** **22**, 354-364, 1999.

MUNDAY, J. T.; BAGSTER, D. F. A new ejector theory applied to steam jet refrigeration. **Ind. Eng. Chem., Process Des. Dev.**, v. 16, n. 4, pp. 442-449, 1977.

PIMENTA, J. Simulação e projeto de uma unidade de absorção água-LiBr para aplicações automotivas. In: **VIII Congresso Iberoamericano de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración - CIAR2005**, 2005.

PRIDASAWAS, W.; LUNDQVIST, P., An exergy analysis of a solar-driven ejector refrigeration system, **Solar Energy** **76**, 369–379, 2004.

RONA, N. **Solar air-conditioning systems**, e-book, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2004.

SANKARLAL, T.; MANI, A. Experimental studies on an ammonia ejector refrigeration system. **International communications in heat and mass transfer** **33**, 224–230, 2006.

SOUZA, W. L. **Análise exergoeconômica dos ciclos de refrigeração por absorção de única pressão**. Tese (doutorado) – Universidade Federal da Paraíba - UFPB, João Pessoa, 2007.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

SUN, D.W. Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems. **Energy**; 21(10):919–29, 1996.

\_\_\_\_\_. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants. **Energy Conversion and Management** **40**, 873-884, 1999.

SELVARAJU, A.; MANI, A. Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants. **Applied Thermal Engineering** **24**, 827-838, 2004.

SRIVEERAKUL, T.; APHORNATANA, S.; CHUNNANOND, K. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results, **International Journal of Thermal Sciences** **46**, 812–822, 2007a.

\_\_\_\_\_. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries, **International Journal of Thermal Sciences** **46**, 823–833, 2007b.

SUMATHY, K.; YEUNG, K.H.; YONG Li. Technology development in the solar adsorption refrigeration systems, **Progress in Energy and Combustion Science** **29**, 301–327, 2003.

YAPICI, R. Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123. **Energy Conversion and Management** **49**, 953-961, 2008.