

SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR JATO-COMPRESSÃO DE VAPOR DE BAIXO CUSTO E DE PEQUENO PORTE, INTERMITENTE

Luiz Carlos Pereira Vargas, vargas@ifba.edu.br¹
Cleiton Rubens Formiga Barbosa, cleiton@ufrnet.br²
Francisco de Assis de Oliveira Fontes, franciscofontes@uol.com.br³

¹Instituto Federal da Bahia, IFBA, Rua Emídio dos Santos, s/n - Barbalho - Salvador - Bahia. CEP: 40301-015,

²Universidade Federal do Rio Grande do Norte, PPGEM Centro de Tecnologia CEP 59.072-970- Natal - RN,

³Universidade Federal do Rio Grande do Norte, PPGEM Centro de Tecnologia CEP 59.072-970- Natal - RN.

Resumo: *A utilização do calor residual, rejeito térmicos, de equipamentos de conversão de energia para produzir frio, é uma forma muito interessante de melhoria da eficiência dos sistemas energéticos. A presente pesquisa destina-se a montar um equipamento de refrigeração por jato compressão de vapor (ejetor) de baixo custo e pequeno porte para verificação experimental das características deste sistema de refrigeração com uso de fonte de uma calor. 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 ejeter. A metodologia empírica utilizada no cálculo de ejeter está disponível na literatura. Com o auxílio do software EES (Engineering Equation Solver) foram realizados estudos (simulações) para diferentes fluidos refrigerantes sintéticos. O fluido 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 revelam boa concordância com aqueles encontrados na literatura.*

Palavras-chave: *ejetor, rejeitos térmicos, refrigeração por ejeter, ciclo de refrigeração intermitente.*

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração desempenha um papel importante na vida moderna, com os mercados especiais para o transporte e conservação de alimentos refrigerados ou congelados, na preservação de medicamentos e no condicionamento de ar para conforto térmico. Pode-se dizer que a importância da refrigeração é vital para a vida nas cidades, onde é muito grande a concentração de pessoas, considerando que os alimentos são originados no campo e imediatamente após a sua colheita das diversas culturas, esses devem ser refrigerados para transporte e armazenamento de: frutas; flores; legumes; leite e carne. É importante também para: o comércio de alimentos frescos, peixes; bebidas geladas; para os hospitais, na conservação de sangue, medicamentos e vacinas. Há um crescimento contínuo na demanda de equipamentos na área dos alimentos, segundo Coulomb (2008) representava 1 bilhão de equipamentos de refrigeração doméstica em todo o mundo, valor este que dobrou decorrido 12 anos.

A maioria dos equipamentos utilizados em refrigeração é baseada na compressão e expansão de um refrigerante. Devido a 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 estava cheia de 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 ocorrem vazamentos de refrigerante de até 15% ao ano em instalações de refrigeração comercial Coulomb (2008).

A substituição dos CFCs por outros refrigerantes e o desenvolvimento de novos sistemas e otimização dos sistemas existentes é uma necessidade. Estes outros refrigerantes incluem hidro-fluor-carbonos (HFC), que apenas têm um impacto do aquecimento global, e refrigerantes naturais (amônia, CO₂, hidrocarbonetos), com insignificante ou nenhum impacto sobre o aquecimento global. Outras tecnologias de refrigeração existentes incluem refrigeração magnética, absorção/adsorção, refrigeração solar por ejeter e também otimização das tecnologias atuais com o uso de ciclos híbridos, combinados e de geração.

Nos processos de combustão, para transformar a energia térmica em energia mecânica, uma parte significativa da energia é desperdiçada como resíduo ao meio ambiente. Este calor rejeitado pode ser utilizado em sistemas de refrigeração por absorção, adsorção ou por ejetor, sendo este processo chamado de cogeração ou também em ciclos combinados, aproveitando-se esta 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 de baixo coeficiente de desempenho (COP) para o ciclo, em comparação com os sistemas de absorção. A refrigeração por absorção já está sendo utilizado no mercado em sistemas de cogeração.

Um sistema de refrigeração 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. Estes sistemas têm vantagens em relação aos sistemas de compressão de vapor, a saber: não tem partes móveis, não requerem lubrificação, baixo custo e pequena manutenção operação, além de aproveitar energia barata.

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento do projeto de um sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor. Para a análise em questão, foram utilizados neste trabalho a plataforma EES (Engineering Equation Solver) e o método empírico, proposto por Huang e Chang (1999), onde são usados para correlacionar o desempenho do ejetor a razão entre a área da garganta hipotético do fluxo arrastado e a área da garganta do bocal do fluxo primário A_2/A_1 , os parâmetros geométricos de projeto do ejetor, a razão entre a área da câmara de mistura e a área do bocal primário A_3/A_1 , e a razão entre as pressões de geração e de evaporação, P_g/P_e , e a pressão crítica de condensação e a pressão de evaporação P_c^*/P_e .

2. SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR JATO COMPRESSÃO

O sistema de refrigeração por ejetor é composto por um vaso gerador, dois trocadores de calor, um como condensador e o outro como evaporador, um ejetor e uma bomba.

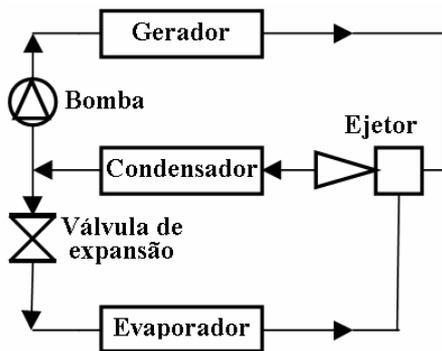


Figura 1a. Sistema de refrigeração convencional com ejetor.

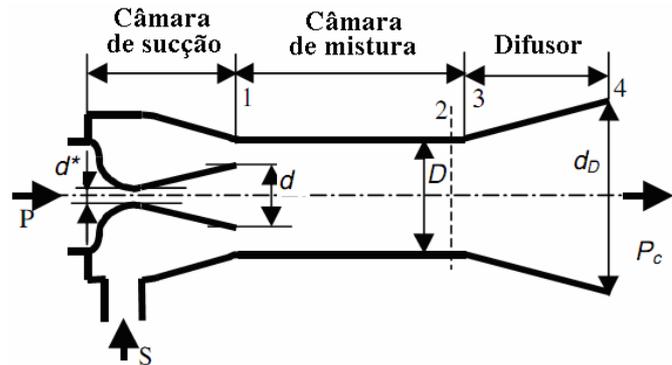


Figura 2b. Diagrama do ejetor.

O gerador entrega calor ao fluido de acionamento (refrigerante), que é evaporado em pressão alta. O vapor gerado é levado ao bocal supersônico do ejetor onde a energia térmica do vapor é transformada em energia cinética, atingindo velocidade supersônica. A energia cinética do fluxo primário faz a compressão do vapor existente no evaporador, fluxo secundário, comprimindo-o, misturando-se a este na câmara de mistura. O fluxo misturado sai da câmara de mistura em velocidade subsônica e entra no difusor do ejetor, para aumentar sua pressão. O fluxo misturado que sai do ejetor é conduzido ao condensador, onde o vapor é condensado à fase líquida. O líquido condensado é dividido em dois fluxos, um alimenta o evaporador através de um dispositivo de expansão, que introduz uma perda de carga neste fluxo, possibilitando a pressão baixa do evaporador, o outro fluxo vai para a sucção da bomba que eleva a pressão do refrigerante à pressão do gerador.

Este 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 este ciclo ser conhecido por ciclo de refrigeração por jato compressão de vapor. A eficiência desse ciclo depende principalmente da disponibilidade de uma fonte gratuita de calor solar ou de aproveitamento de rejeitos de calor.

2.2. Modo de funcionamento do ejetor

No funcionamento do ejetor ocorrem dois fenômenos de bloqueio (choque) Huang et al (1999): um no fluxo primário após sair do bocal e o outro no fluxo secundário, 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 2 mostra a variação da relação de arraste ω 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 desempenho do ejetor pode então ser 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 arrastado, são ambos 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 ω muda com a pressão de saída; e
- 3- Fluxo reverso ou modalidade de mau funcionamento $P_c \geq P_{co}$, quando ambos o fluxo primário e o fluxo secundário não sofrem choque e o fluxo arrastado é reverso (mau funcionamento), isto é, $\omega \leq 0$.

O ejetor tem melhor desempenho na modalidade crítica para se obter um melhor desempenho.

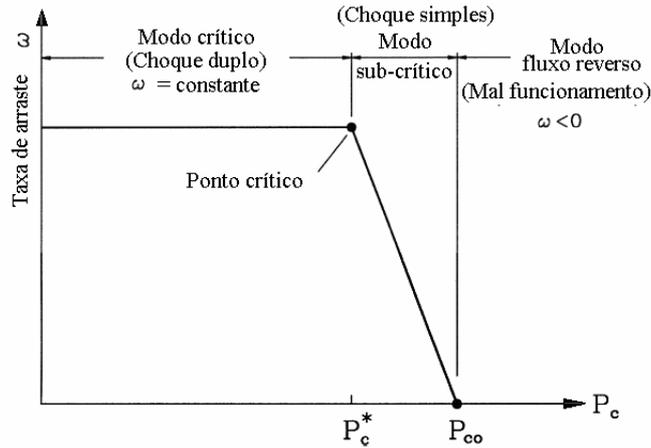


Figura 2. Modo de operação do ejetor.

2.3. 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 uma redução da taxa de arraste e conseqüentemente uma redução da eficiência. A curva de desempenho típica é apresentada na Figura 3, onde vemos que tanto a redução da temperatura de evaporação e o aumento da temperatura de geração, reduzem a eficiência.

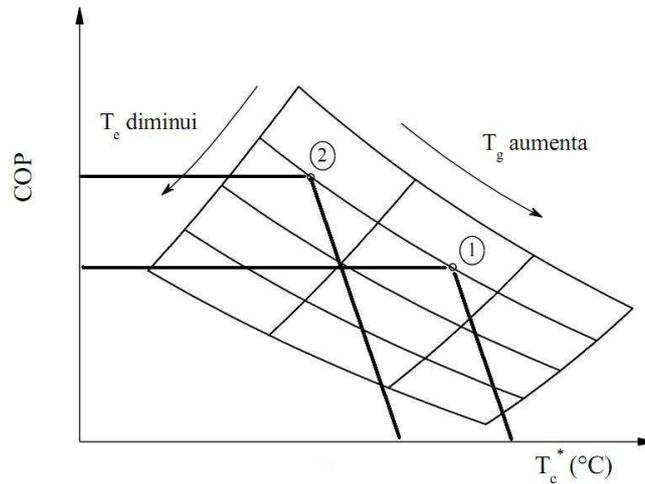


Figura 3 – Influência das temperaturas T_e e T_g no desempenho de um refrigerador por jato compressão

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, temperatura do gerador, temperatura do condensador e temperatura de 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 do 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 teve 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.

Huang et al. (1999) fizeram, através de uma análise de um modelo de fluxo do ejetor unidimensional (1-D), 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 11 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 η_p , η_s , ϕ_p , e ϕ_m , definidos no modelo 1-D como: eficiência adiabática no bocal primário; eficiência adiabática no fluxo secundário; perda por atrito do fluxo primário e perda por atrito na câmara de mistura antes do choque, respectivamente. Mostra-se que 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 15 ejetores, utilizando R141b como fluido de trabalho. Estas correlações são utilizadas para prever o desempenho de ejetores a partir dos parâmetros geométricos de projeto do ejetor e as relações de pressão entre a pressão 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%. É mostrado nesse estudo que o R141b é um bom fluido de trabalho para um sistema com ejetor e propõe a utilização desse método para o projeto do ejetor desses sistemas de refrigeração. Este método permite estimar o desempenho do ejetor através do cálculo da razão de fluxos de massa ω como função da razão entre a área efetiva (na garganta hipotética) do fluxo secundário e a área de garganta do bocal, A_g/A_t , do parâmetro geométrico de projeto do ejetor A_3/A_t , e das pressões P_g , P_e e P_c^* . Este método é detalhado no projeto do ejetor, item 3.3.

Yapici (2008) apresentou um novo projeto de ejetor baseado em um modelo com câmara de mistura de área constante, a fim de investigar o desempenho de um sistema de refrigeração por jato compressão em uma ampla gama de variáveis de funcionamento. Um ejetor, com bocal primário móvel, foi montado sobre o sistema que foi previamente construído para refrigerantes de baixa pressão. O sistema de refrigeração modificado e foi testado com água quente e usado como fluido de trabalho o R123. Os efeitos da temperatura de operação sobre a capacidade térmica e do coeficiente de desempenho do sistema foram investigadas 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 super-sônico). 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 estes sistemas de refrigeração são baseados na teoria e nos dados experimentais, se 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.

Striveerakul, Aphornratana e Chunnanond, parte 2, (2007) fazendo um estudo CFD (Dinâmica dos Fluidos Computacional), 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. Este estudo já tinha sido validado em estudo anterior, Striveerakul, Aphornratana e Chunnanond, parte 1, (2007), na comparação dos dados obtidos em simulação computacional com dados experimentais. Eles obtiveram curvas de pressão estática na linha de centro do ejetor e uma visualização gráfica dos fluxos envolvidos com seus perfis de velocidades. Mostraram as mudanças estruturais dos fluxos e seus comportamentos dentro das câmaras do ejetor e a suas influências na performance de funcionamento do ejetor. Concluíram que a CFD é uma boa ferramenta para a previsão do desempenho do ejetor, da razão de arraste e da contrapressão crítica. Ela também fornece uma boa explicação e visualização da estrutura de fluxo no ejetor. Usando as informações obtidas no CFD leva ao desenvolvimento do projeto do ejetor de alta performance.

3. MODELAGEM

A configuração do sistema de refrigeração estudado é o ciclo intermitente por jato-compressão de vapor, que é mostrado na Fig. 1b. O sistema composto de um gerador de vapor, que usa o calor a partir de qualquer fonte de calor; um ejetor, que é o principal elemento deste 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 solenóides. O acumulador e três válvulas solenóides substituem a bomba que aciona o sistema convencional (Fig 1a) de jato-compressão de vapor para produção de frio, transformando-o em um sistema de trabalho intermitente.

Este sistema de refrigeração tem duas fases de operação:

- I. Fase de produção de frio – O sistema trabalha com as válvulas solenóides (VSA) e (VSC) fechadas a válvula solenóide (VSB) aberta. O calor, que entra no sistema é fornecido para o gerador, que gera vapor a

alta pressão, que é liberado após ser atingida a pressão de operação, quando da abertura da válvula solenóide (VSD). O vapor ao passar pelo ejetor e arrasta vapor do evaporador, reduzindo sua pressão e baixando sua temperatura produzindo o frio. Os vapores são misturados no ejetor e conduzidos ao condensador, onde será liquefeito, descartando o calor do sistema. Parte deste condensado vai para o evaporador através do dispositivo de expansão (tubo capilar) e a outra parte é armazenada no acumulador.

- II. Fase de recarga de refrigerante - As válvulas solenóide (VSA) e (VSC) são abertas e as válvulas solenóides (VSB e VSD) são fechadas. O fluido de trabalho do vaso acumulador é transferido para o gerador, completando o ciclo intermitente.

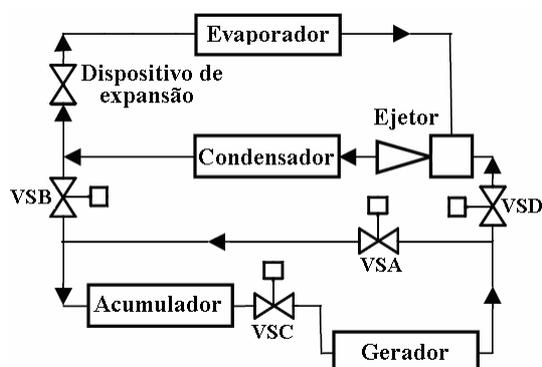


Figura 3 - Diagrama do sistema de refrigeração intermitente por jato-compressão de vapor

3.2. Seleção do refrigerante

A seleção do refrigerante foi definida em função da característica da linha de vapor saturado no diagrama T-S e do princípio de funcionamento do ejetor. Em primeiro lugar, 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 um mau funcionamento do ejetor. Como no sistema proposto o refrigerante não é superaquecido, priorizou-se a operação com fluidos secos. Em segundo lugar, 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 estes sistemas: a) o líquido deve ter um grande calor latente de vaporização, de forma a minimizar a taxa de circulação por unidade de capacidade de refrigeração, b) a pressão hidrostática no gerador de vapor não deve ser demasiado elevada, a fim de evitar vasos de construção pesada; c) o fluido deve ser quimicamente estável, não-tóxico, não explosivo, não corrosivo, ecológicos e de baixo custo; d) 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 1 mostra os refrigerantes pré-selecionados para a operação e suas respectivas características.

Tabela 1. Refrigerantes para refrigeração com ejetor. Chunnanond an Aphornratana (2004)

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) at 100oC	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 ¹	1	3	1,4	0,02	0,15	0,26	0
ODP ²	1	0,9	0,8	0,016	0	0,02	0
Vapor seco ou úmido	Úmido	Úmido	Seco	Seco	Seco	Úmido	Úmido

¹ (Global warming potential); ² (Ozone depletion potential)

A análise da Tabela 1 revela que o R718b, (água), apresenta as características ideais para o funcionamento do sistema proposto, no entanto, existem algumas desvantagens. Usando a água como refrigerante a temperatura de refrigeração limite deverá estar acima de 0°C e o sistema deve estar 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 para atender ao grande fluxo volumétrico (Chunnanond e Aphornratana, 2004). A seleção final limitou-se 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) utilizou a amônia (R717) de forma satisfatória. Selvaraju e Mani (2004) fez uma análise comparativa do desempenho do ejetor operando com R134a, R152a, R290, R600 e R717. Eles concluíram que o R134a dá um melhor desempenho e maior razão crítica de arraste, em comparação com os 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. A autora 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, com o R152a dando o melhor desempenho entre todos os outros refrigerantes. Utilizando os HFC, que não causam redução do ozônio, também produz-se benefícios ambientais suplementares.

3.3. Projeto do ejetor

O ejetor é o elemento chave do sistema de refrigeração de jato-compressão de vapor, sendo descoberto, por Charles Parsons quando fazia vácuo em condensadores para turbinas a vapor. O sistema de refrigeração de jato-compressão de vapor foi estudado, em primeiro lugar, por Leblanc em 1910 apud Chunnanong e Aphornratana, 2004 e (Chen e Sun 1977). O ejetor consiste basicamente de quatro partes principais: bocal primário convergente-divergentes, câmara de sucção, câmara de mistura e difusor divergente. A câmara de mistura é classificada: a pressão constante e a volume constante. Neste trabalho será utilizada a câmara de mistura a volume constante. Huang e Chang (1999) define três modos operacionais para os ejetores de acordo com a contra-pressão (pressão de condensação): no modo crítico $P_c \leq P_c^*$, quando o fluxo primário e o fluxo arrastado entram em choque na câmara de mistura (são bloqueados); no modo subcríticos enquanto apenas o fluxo é primário é bloqueado, e no modo de mau funcionamento, quando tanto o fluxo primário e o fluxo secundário não são bloqueados. Para um melhor desempenho de um sistema de refrigeração a jato-compressão de vapor, o ejetor deverá ser projetado e operado no modo crítico. Onde P_c é a pressão de condensação, P_e é a pressão de evaporação, P_c^* é a pressão crítica de condensação e P_{co} é a condição limite de pressão de condensação do ejetor no modo operacional. Neste trabalho usou $P_c = P_c^*$, como 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 na câmara de mistura de volume constante e com base na correlação empírica proposta por Huang e Chang (1999). O desempenho é estimado pelo cálculo do quociente entre o fluxo primário e o fluxo secundário (ω), 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_e , P_c e P_c^* . O fluxo primário parte do gerador e o fluxo secundário parte do evaporador. A Figura 2 mostra um modelo esquemático das regiões e suas dimensões características.

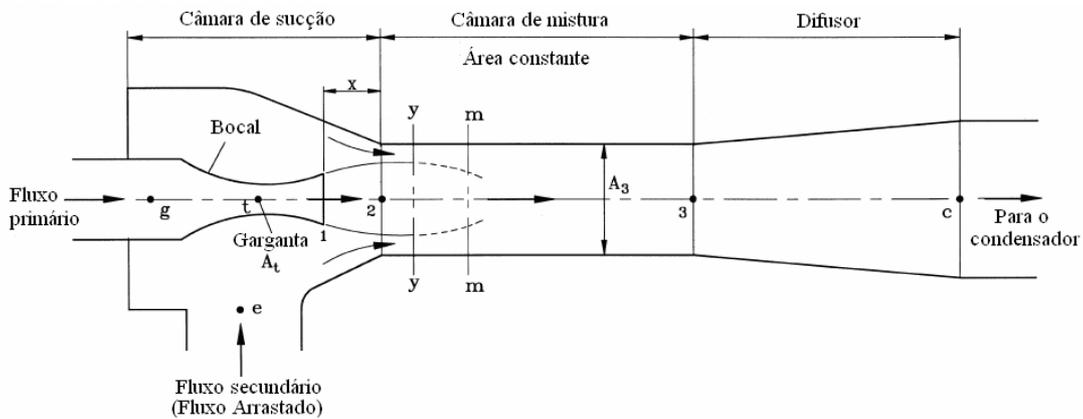


Figura 02. – Diagrama esquemático do modelo do ejetor, regiões e dimensões. Huang e Chang (1999)

3.3.1. Correlações empíricas do ejetor

O dimensionamento do ejetor para operar com R141b, foi utilizado o método empírico proposto por Huang e Chang (1999). As dimensões características, apresentadas na Fig. 2, 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: $r_c = \frac{P_c^*}{P_e}$; $r_g = \frac{P_g}{P_e}$; $b_0 = 5,4497$; $b_1 = -6,7759$; $b_2 = 1,4952$; $b_3 = 2,3116$;
 $b_4 = -0,590$; $b_5 = 0,018105$; $b_6 = -0,03786$; $b_7 = 0,012983$; $b_8 = -0,000812145$.

A_e é a área da garganta hipotética do fluxo secundário, A_t é a área da garganta do bocal e A_3 é 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 EES (Engineering Equation Solver). Na tabela 2, são apresentados os dados de entrada do processo iterativo.

Tabela 2 - 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

Tabela 3. Parâmetros de simulação de ejetor para o diâmetro da garganta $\phi t = 1,0\text{mm}$

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_v)	-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 ²
Fluxo de massa por unidade de área através da garganta hipotética do fluido secundário	179,91 kg/s.m ²
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

No 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.

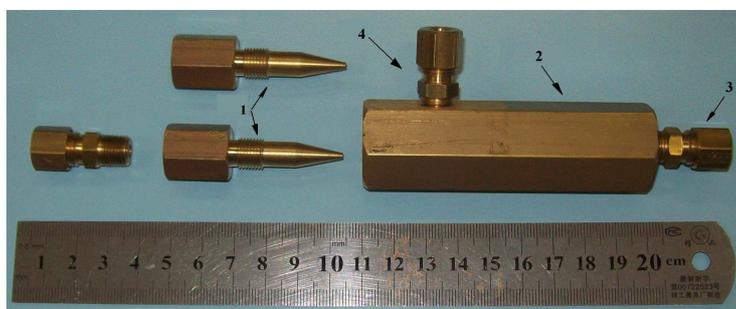


Figura 03 – Ejetor fabricado em latão

A Figura 3 mostra o ejetor fabricado em latão (custo de R\$ 160,00): (1) o bocal primário, entrada do fluxo vindo do gerador; (2) o corpo do ejetor com câmara de mistura e difusor divergente; (3) conexão de saída para o condensador (foi modificado para o diâmetro de saída de 10 mm); (4) conexão de entrada do fluxo secundário do evaporador.

3.1. Montagem do equipamento

O sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor foi montado em uma base (skid) já existente na UFRN e adaptado para receber os equipamentos, acessórios, dispositivos de medição e controle, conforme figuras 4.

O condensador, com tubos aletados, tipo compacto, foi adquirido no comércio de reciclagem ao custo de R\$80,00 visto que o condensador de geladeira utilizado anteriormente apresentou uma perda de carga elevada, prejudicando o rendimento do ejetor. O evaporador foi construído de a partir de uma serpentina de um gela água e um isopor para conservar latas de bebidas geladas. As três válvulas solenóides foram adquiridas por R\$ 162,00 cada uma, mas podem ser substituídas por válvulas manuais, com as que foram colocadas nas linhas de equalização e de drenagem (Figura 4). As tubulações e conexões de cobre foram adquiridas por R\$198,80, e os vasos, gerador e acumulador, ao custo de R\$160,00, utilizando-se sucata de tubo e chapa de aço inoxidável. Os sistemas de medição e controle já eram disponíveis no Laboratório de Energia da UFRN. O evaporador foi montado com serpentina evaporadora de um gela água e um isopor de conservação de frio de bebidas, ao custo de R\$30,00. O custo total de material ficou em torno de R\$976,00



Figura 4 – Vista frontal e traseira do equipamento montado

4. RESULTADOS

Em todos os 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. Foi considerada para o cálculo do COP 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, Figura 5. 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 em razão da queda de pressão no gerador.

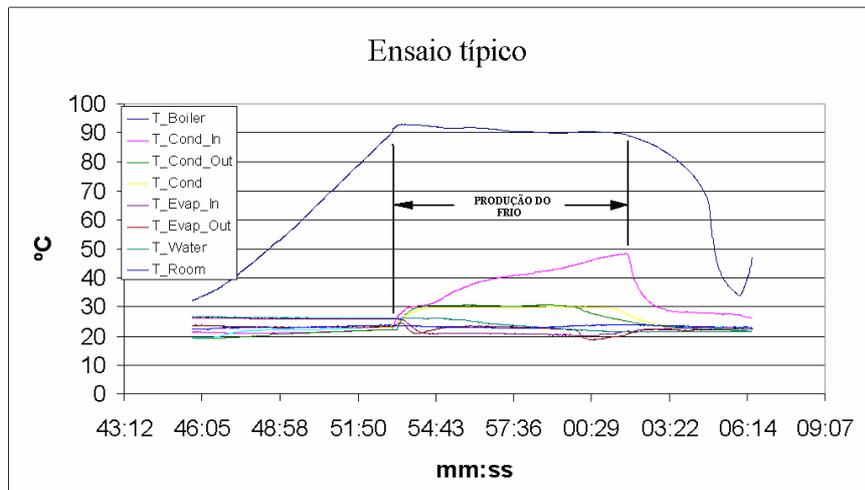


Figura 5 – Registro de temperaturas, ensaio típico.

A massa de água no evaporador em todos os ensaio foi de 2,0 kg e o calor específico da água utilizado nos cálculo foi de 4,183 kJ/kg.

4.2. Resultado dos ensaios

No gráfico a seguir são registrados os dados dos ensaios realizados

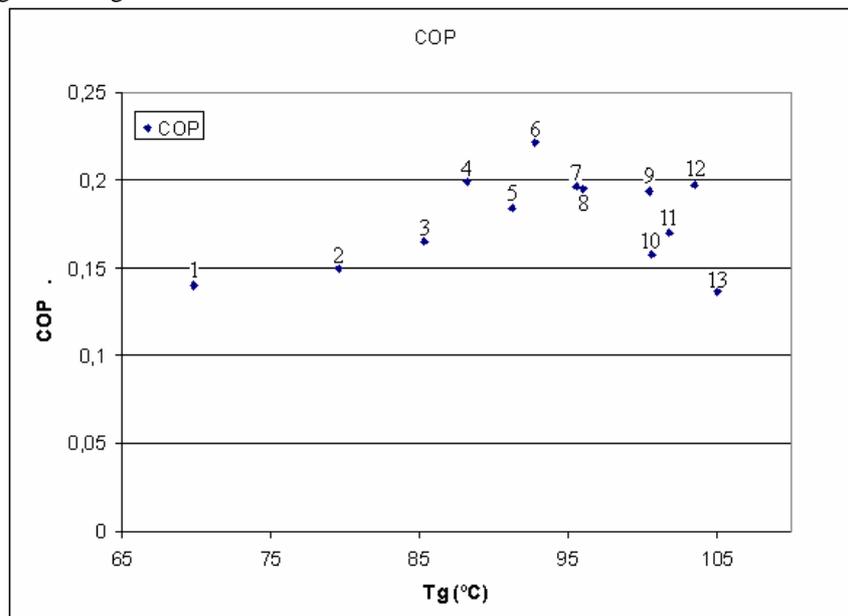


Figura 07 – Gráfico dos ensaios realizados, sem os de resultados inexpressíveis.

Observa-se que os resultados estão aquém dos obtidos pelos por Huang e Chang (1999), o COP calculado para o dimensionamento utilizado neste trabalho seria de 0,296, sendo que o melhor resultado obtido do COP foi de 0,221, que é 25% abaixo do esperado. Pode ter contribuído para este desvio o pequeno porte do equipamento construído a rugosidade específica na superfície interna do ejetor, como conseqüente 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, que também pode ter contribuído com a discrepância entre a temperatura de projeto do jetor e 90°C e a temperatura de 90°C em que se obteve o maior COP.

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

5. CONCLUSÕES

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento do projeto de um sistema de refrigeração por jato-compressão de vapor, e a verificação do coeficiente de performance (COP). Para atingir esta meta foi montado o sistema descrito. Os resultados da simulação e projeto do ejetor de um sistema de refrigeração por jato compressão de vapor nos fornece as seguintes conclusões:

- O programa desenvolvido para o dimensionamento do ejetor é uma ferramenta útil e pode ser facilmente aplicada a outros refrigerantes;
- Em um projeto modular do ejetor pode-se operar o dispositivo de refrigeração com outros refrigerantes pela simples troca de componentes;
- O ejetor, trabalhando com R141b, respondeu satisfatoriamente nas simulações do sistema de refrigeração proposto;
- Os resultados das simulações mostram que o ciclo de refrigeração proposto, pode operar com fontes de baixa temperatura (coletor solar, regeneração dos gases de exaustão de sistemas de geração de potência ou calor rejeitado de processos industriais).

6. AGRADECIMENTOS

Agradecemos o apoio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte (PPGEM/UFRN), ao Instituto Federal da Bahia (IFBa) e a Coordenação de Apoio e Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES).

7. REFERÊNCIAS

- Alexis, G.K., Katsanis, J.S., Performance characteristics of a methanol ejector refrigeration unit. **Energy Conversion and Management** **45**, (2004), 2729-2744.
- 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**, (1997), 352-358.
- Boumaraf, L., Lallemand, A., Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **13**, (2009), 1338–1349.
- Coulomb D., Refrigeration and cold chain serving the global food industry and creating a better future: two key IIR challenges for improved health and environment, **Trends in Food Science & Technology** **19** (2008) 413-417.
- Chunnanond, K., Aphornratana, S., Ejectors: applications in refrigeration technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** **8**, (2004), 129-155.
- Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A., A 1-D analysis of ejector performance. **International Journal of Refrigeration** **22**, (1999), 354-364.
- Huang, B.J., Chang, J.M., Empirical correlation for ejector design. **International Journal of Refrigeration** **22**, (1999), 379-388.
- Sun, D.W., Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants. **Energy Conversion and Management** **40**, (1999), 873-884.
- Selvaraju, A., Mani, A., Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants. **Applied Thermal Engineering** **24**, (2006), 827-838.
- Sankarlal T., Mani A., Experimental investigations on ejector refrigeration system with ammonia. **Renewable Energy** **32**, (2007), 1403–1413.
- Praveerakul T., Aphornratana 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**, (2007), 812–822
- Praveerakul T., Aphornratana S., Chunnanond K., Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries. **International Journal of Thermal Sciences** **46**, (2007), 823–833

8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluídos no seu trabalho.

SMALL AND LOW COST REFRIGERATION SYSTEM WITH JET OF VAPOR COMPRESSION, INTERMITTENT

Luiz Carlos Pereira Vargas, Instituto Federal da Bahia, IFBA
Cleiton Rubens Formiga Barbosa, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, UFRN.
Francisco de Assis de Oliveira Fontes, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, UFRN.

ABSTRACT:

The use of waste heat reject thermal equipment conversion of energy to produce cold is a very interesting way of improving the efficiency of energy systems. This research aims to build a vapor jet compression refrigeration equipment (ejector) low cost and small size for experimental verification of the characteristics of the cooling system with use of a heat source. Initially, we performed a literature review on the technology of refrigeration by jet-compression. In the following we investigate the design of the main element of the proposed cooling system, the ejector. The empirical methodology used in calculating the ejector is available in the literature. With the help of the software EES (Engineering Equation Solver) were studied (simulations) for different synthetic refrigerants. The fluid R141b presented the thermodynamic properties and transport necessary for the effective operation of the proposed system. Based on the results of the simulation was selected refrigerant and developed a bench trial of the proposed cooling system, where pressure sensors and temperature were placed at strategic points of the prototype cooling and connected to a system of computerized data acquisition for measuring properties of the refrigerant in the thermodynamic cycle. The results show good agreement with those found in the literature .

Keywords: ejector, waste heat, cooling ejector, refrigeration cycle intermittent.

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.