

COMPARAÇÃO NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE CICLOS DE REFRIGERAÇÃO  
COM EJETOR BIFÁSICO

Anselmo Goulart Gonçalves – anselmo\_agg@hotmail.com

Mario Henrique Macagnan<sup>#</sup> – mhmac@unisinis.br

Jacqueline Biancon Copetti – jcopetti@unisinis.br

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - Unisinis, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

<sup>#</sup>Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Departamento de Engenharia Mecânica

R1 – Sistemas, Equipamentos e Componentes

**Resumo.** A utilização de ejetores bifásicos em sistemas de refrigeração é uma opção viável para a redução do trabalho de compressão e, como consequência, para o aumento do COP do ciclo. Este trabalho tem como objetivo comparar resultados numéricos e experimentais da operação de um ejetor bifásico em um sistema de ar condicionado automotivo. O ciclo de refrigeração com ejetor bifásico utiliza a configuração COS (Condenser Outlet Split), proposta por Oshitani *et al.* (2005) em lugar do ciclo de Gay (1930). O ejetor bifásico em análise foi projetado por Ferreira (2017), utilizando o modelo homogêneo e de equilíbrio proposto por Kornhauser (1990). A área de saída do bocal primário foi determinada pelo modelo de escoamento crítico de Henry e Fauske (1971). Os estudos experimentais foram realizados em uma bancada de testes, utilizando um sistema de ar condicionado automotivo, adaptado para o ciclo COS. A comparação dos dados experimentais com os numéricos na análise do ejetor mostra uma diferença significativa relacionada à divisão do escoamento na saída do condensador. No entanto, quando comparado o modelo numérico com o experimental para o ciclo COS, os erros relativos dos parâmetros de desempenho ficam em torno de 6,9 a 26,7%, em função da utilização dos dois evaporadores, na mesma corrente de ar. Por fim, foram comparados teoricamente o desempenho dos ciclos com ejetor, em relação a um ciclo convencional por compressão de vapor. Neste caso, o COP dos ciclos com ejetor são iguais, e 14% maiores que o COP do ciclo convencional, devido a redução de potência do compressão decorrente do efeito de recompressão realizada pelo ejetor.

**Palavras-chave:** Ejetor bifásico, Ar-condicionado automotivo, Ciclo COS, Ciclo Gay

## 1. INTRODUÇÃO

O incremento do uso de sistemas de ar condicionado para conforto térmico está associado ao incremento do consumo de energia em níveis domésticos, comerciais e também no transporte (Pérez-Lombard *et al.*, 2008). Consequentemente, a proposição de novas tecnologias ou o aperfeiçoamento de tecnologias existentes torna-se uma necessidade. Uma dessas tecnologias que apresenta potencial de aproveitamento é o uso de ejetor bifásico em sistemas de refrigeração.

Um ejetor é esquematicamente apresentado na Fig. 1 e opera em um processo combinado de expansão e bombeamento do refrigerante. Consiste basicamente de quatro partes: o bocal primário ou motriz, o bocal de sucção, a câmara de mistura e o difusor. O refrigerante, na pressão do condensador, como líquido saturado ou comprimido, entra através do bocal primário convergente-divergente, em baixa velocidade. O fluido é acelerado, expande, atingindo uma velocidade supersônica na saída. A alta velocidade junto com a baixa pressão na saída do bocal primário são responsáveis pelo arraste do refrigerante a baixa pressão proveniente do evaporador, no bocal de sucção. Na seção de mistura, as duas correntes, primária e secundária, tornam-se uma só corrente, passando pelo difusor onde parte da energia cinética é recuperada, aumentando a pressão na saída.

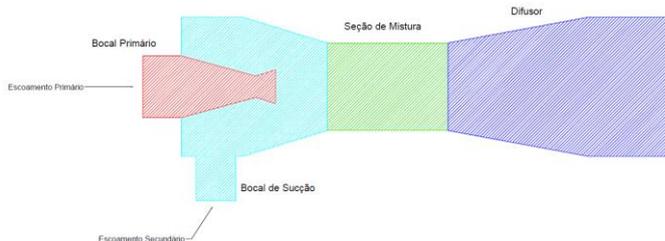


Figura 1. Esquema básico de um ejetor bifásico.

A ideia do uso do ejetor bifásico em sistemas de refrigeração é antiga (Gay, 1931), e começou a ser efetivamente utilizada nos anos 2000. Takeuchi *et al.* (2004), da Denso Co., apresentaram a primeira aplicação comercial desse ciclo, em um sistema de ar condicionado automotivo.

Estudos teóricos e experimentais foram realizados nos últimos anos, principalmente para aplicações com dióxido de carbono. Mais recentemente, outros estudos mostraram que, mesmo utilizando refrigerantes que operam abaixo do ponto crítico, há um ganho significativo do desempenho dos ciclos de refrigeração com ejetor quando comparados com ciclos convencionais.

O ciclo com ejetor pode recuperar parte da energia dissipada durante o processo de expansão. A redução da potência absorvida pelo compressor aumenta o COP do ciclo, reduzindo o consumo de energia. Isso torna mais relevante seu uso em sistemas de ar condicionado automotivo pela redução do consumo de combustível.

O ciclo proposto por Gay (1931), como mostrado nas Figs. 2(a) e 2(b), utiliza um separador de líquido na saída do ejetor, permitindo que vapor saturado seja aspirado pelo compressor, enquanto que o líquido saturado é dirigido até um segundo processo de expansão, alimentando o evaporador para atender a demanda de refrigeração.

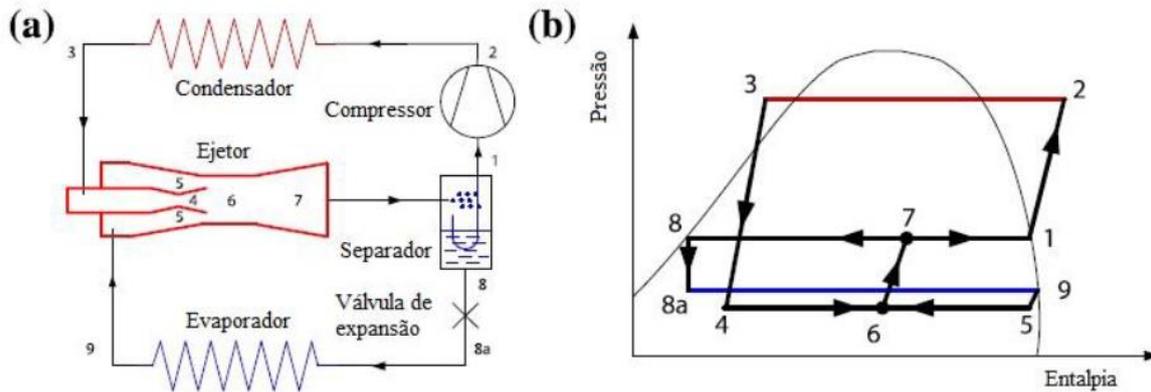


Figure 2. Ciclo de Gay com ejetor bifásico (a) e o diagrama pressão-entalpia específica correspondente (b).  
Fonte: Lawrence e Elbel (2013).

No entanto, alguns problemas operacionais surgem com o uso do separador de líquido: a eficiência do processo de separação das fases no separador de líquido pode afetar o desempenho do ciclo e o retorno do óleo ao compressor. Uma alternativa a esse ciclo para evitar o uso do separador de líquido foi apresentada por Oshitani *et al.* (2005), chamado de ciclo COS (*Condenser Outlet Split*), mostrado na Fig. 3. Ele recebeu esse nome porque o refrigerante líquido proveniente do condensador é dividido em duas correntes. Uma parte do líquido a alta pressão entra no bocal primário do ejetor, alimentando na saída o evaporador de alta temperatura e depois aspirado pelo compressor. A segunda corrente sofre um processo de expansão, desde a pressão do condensador, em um dispositivo de expansão, alimentando o evaporador de baixa temperatura, sendo aspirado pelo bocal de sucção do ejetor. Na prática, as temperaturas de saturação dos dois evaporadores são muito próximas uma da outra, de forma que, geralmente, os dois evaporadores são posicionados na mesma corrente de ar. Isso acontece devido à divisão das duas correntes do refrigerante provenientes do condensador, reduzindo a taxa de massa no bocal primário do ejetor.

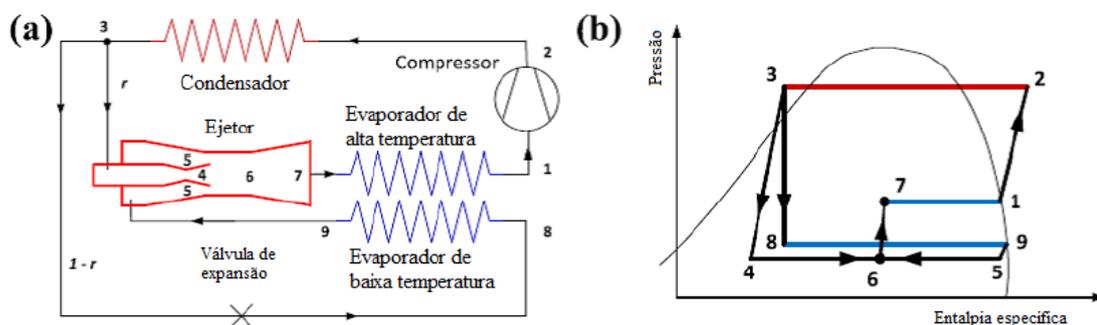


Figura 3. Ciclo COS (a) e o diagrama pressão-entalpia específica (b).  
Fonte: Lawrence and Elbel (2013).

## 2. MODELO DO EJETOR

Kornhauser (1990), desenvolveu um modelo de ejetor bifásico assumindo que os processos no ejetor sejam governados por um modelo termodinâmico homogêneo e em equilíbrio. Também considerou que o processo de mistura acon-

teça à pressão constante. Para cada parte do ejetor, equações de conservação da massa, momentum e energia são aplicadas. Outra suposição utilizada no modelo é que os desvios nos processos adiabáticos reversíveis no bocal primário, bocal de sucção e difusor são representados por suas respectivas eficiências, tornando o modelo mais realista, conforme as Eq. 1 a 3.

$$\eta_{mn} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,isen}} \quad (1)$$

$$\eta_{sn} = \frac{h_9 - h_5}{h_9 - h_{5,isen}} \quad (2)$$

$$\eta_{diff} = \frac{h_7 - h_6}{\frac{1}{2}V_6^2} \quad (3)$$

onde  $h$  é a entalpia específica e  $V$  é a velocidade. Os sub-índices utilizados representam os estados do refrigerante, de acordo com o ejetor mostrado na Fig. 2a e o sub-índice *isen*, designa um processo isentrópico.

A eficiência do bocal primário,  $\eta_{mn}$ , foi estudada experimentalmente por Nakagawa e Takeuchi (1998), que mostraram poder alcançar até 80% quando utilizando o R134a. Para o bocal de sucção, Liu *et al.* (2012) mostraram também experimentalmente, utilizando CO<sub>2</sub>, eficiências,  $\eta_{sn}$ , na ordem 80%, mostrando que essas duas eficiências podem ser similares. Valores normalmente utilizados para a eficiência do difusor,  $\eta_{diff}$ , são da ordem de 75%, como discutido por Lawrence e Elbel (2013).

Para a solução do modelo é necessário definir, além das condições operacionais do ciclo de refrigeração, a pressão de mistura, correspondente ao estado 6 da Fig. 2b. A temperatura de saturação correspondente a essa pressão fica, em geral, de 5 a 15 K abaixo da temperatura de saturação no evaporador, mas que deve ser otimizada para alcançar o máximo COP do ciclo. Além disso, como condição para a solução do modelo, através de um processo iterativo, o título do refrigerante na saída do difusor,  $x_7$ , deve ser igual à razão entre a taxa de massa do bocal primário e a taxa de massa total,  $r$ , conforme definido na Eq. 4:

$$r = \frac{\dot{m}_{mn}}{\dot{m}_{mn} + \dot{m}_{sn}} \quad (4)$$

onde  $\dot{m}$  é a taxa de massa e os sub-índices *mn* e *sn* representam, respectivamente, o bocal primário e o bocal de sucção.

Kornhauser (1990), aplicando seu modelo com R-12, encontrou incremento do COP teórico do ciclo de Gay em torno de 21% quando comparado ao ciclo convencional com dispositivo de expansão. Domanski (1995), usando o modelo de Kornhauser (1990), analisou 38 diferentes refrigerantes operando no ciclo de Gay e encontrou incrementos entre 10 a 30% no COP teórico, também em relação ao ciclo convencional.

Lawrence and Elbel (2013), demonstraram que o COP do ciclo de Gay e do ciclo COS são, teoricamente idênticos, e também utilizando o modelo de Kornhauser com R-134a, encontraram incrementos, em ambos ciclos, de 23% em comparação aos ciclos convencionais, com uma ou duas temperaturas de vaporização.

### 3. PROJETO E CONSTRUÇÃO DO EJETOR

O ejetor utilizado nesse trabalho foi construído por Ferreira (2017), utilizando o modelo de Kornhauser (1990) para a determinação das áreas de saída do bocal de sucção e da câmara de mistura, aplicando a metodologia proposta por Menegay (1991). Os parâmetros de projeto foram obtidos de testes de um ciclo de refrigeração convencional operando em um sistema de ar condicionado automotivo. A temperatura do condensador foi de 50 °C e a do evaporador de 10 °C.

As equações do modelo foram implementadas no software EES (*Engineering Equation Solver*, Klein and Alvarado, 2019). As equações foram resolvidas iterativamente, a partir de um valor inicial de  $r$  e, a cada rodada, comparado com o valor do título na saída do difusor. O critério de convergência utilizado foi de 0,0002, garantindo convergência dos resultados para qualquer refrigerante e temperatura de operação.

Como salientado pelo mesmo Kornhauser (1990), a suposição de homogeneidade transversal e equilíbrio termodinâmico não é correta, principalmente para o bocal primário, onde o refrigerante expande-se rapidamente em uma mistura líquido+vapor em não-equilíbrio. Dessa forma, para o cálculo da área do bocal primário foi utilizada a hipótese de escoamento crítico, formulada por Henry e Fauske (1971), que determina a velocidade mássica para essa condição e a área da seção transversal do bocal primário, que é menor do que aquela calculada pela solução das equações de balanço do ejetor.

As dimensões encontradas para o ejetor são apresentadas na Fig. 4.

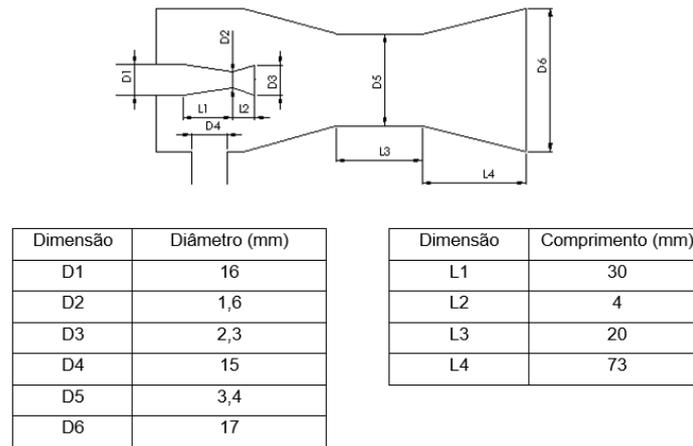


Figura 4. Dimensões do ejetor.  
Fonte: Ferreira (2017).

#### 4. BANCADA DE TESTES

Uma bancada experimental foi desenvolvida para a realização dos ensaios de comparação entre um sistema de refrigeração de ar condicionado automotivo convencional e um sistema operando no ciclo COS, com dois evaporadores e um ejetor, conforme representação na Fig. 5.

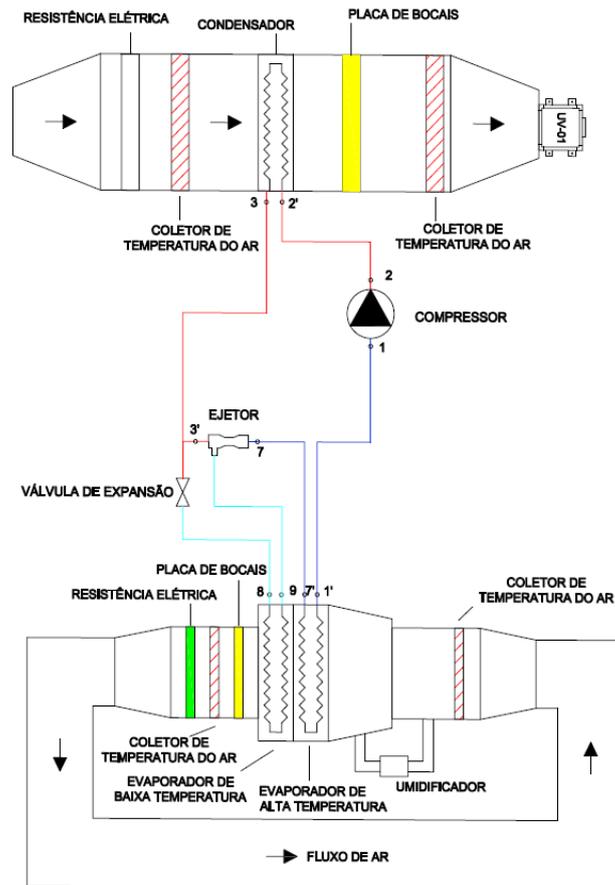


Figure 5. Bancada de testes para o ensaio de um sistema de ar condicionado automotivo para ciclo convencional ou com ejetor.

A bancada é instrumentada com sensores de temperatura, do tipo PT 100, e de transdutores de pressão absoluta, marca Keller, modelo PAA, na entrada e saída de cada dispositivo, como mostrada na mesma figura. Para o ciclo COS, as taxas de massa das duas correntes de refrigerante são medidas através de dois medidores Coriolis, marca Emerson. Um deles conectado na linha de líquido que conecta a entrada do ejetor e o outro na linha de líquido que conecta o con-

densador e o dispositivo de expansão na entrada do evaporador de baixa temperatura. Para o ciclo convencional, apenas a taxa de massa na saída do condensador é medida.

A bancada é composta de duas partes: um túnel de vento para o controle das condições de operação do condensador, com um ventilador centrífugo com controle de velocidade e uma resistência elétrica de 2500 W na entrada para ajuste das temperaturas do ar no condensador, através de um controlador Novus N1040. A montante do condensador foi instalada uma seção de homogeneização. A construção do túnel e a localização dos transdutores de pressão e temperatura foram baseadas nas normas ANSI/AMCA Standard 210-16 e ASHRAE Standard 51-16-2016. As temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido são medidas através de um sistema tipo flauta, onde a amostragem do ar é feita através da recirculação por um ventilador centrífugo.

A vazão volumétrica de ar é medida por uma placa de bocais, seguindo as mesmas normas, através de um transdutor diferencial de pressão. Com as medidas de temperatura na entrada da placa, obtém-se a taxa de massa de ar no condensador.

A outra parte da bancada é composta por um túnel tipo calorímetro, onde está instalado o evaporador. Nesse túnel, o ar circula em um sistema fechado. Para controlar a umidade do ar, é utilizado um umidificador com um amplificador ultrassônico com pastilhas piezoelétricas, que produz partículas atomizadas de água de tamanhos entre 5 a 10  $\mu\text{m}$  e que são injetadas na corrente de ar, antes do evaporador. A vantagem do uso desse equipamento é que não introduz carga térmica adicional no circuito do evaporador.

A instrumentação do túnel tipo calorímetro é similar à do túnel do condensador. O evaporador, ou os dois evaporadores no caso do ciclo COS, ficam alojados em uma caixa, similar às utilizadas em máquinas agrícolas. A circulação do ar é controlada pelo ventilador contido na caixa evaporadora, podendo sua velocidade ser ajustada em três intervalos. O túnel também possui uma placa de bocais e um transdutor diferencial de pressão para a medição da vazão volumétrica do ar.

O compressor utilizado é do tipo automotivo (Sanden, modelo SD7H15), acionado por um motor elétrico trifásico de 11 kW, através de um acoplamento de polias-correia, controlado por um inversor de frequência Siemens Mindmaster Vector. Dessa forma, o compressor pode operar desde 1000 até 3500 rpm, simulando as condições normalmente encontradas em situação real. O refrigerante utilizado nos testes foi o R-134a.

Os transdutores de temperatura, pressão e taxa de massa estão conectados a um Agilent 34980A, em placas multiplexadas. O tempo entre cada leitura é de 5 s. A aquisição dos dados é realizada pelo software proprietário Benchlink e os dados são armazenados em um computador para posterior análise.

## 5. ANÁLISE DO EJETOR

Para análise do comportamento do ejeter foram utilizados como dados de entrada, apresentados na Tab. 1, os valores experimentais da temperatura e pressão do refrigerante na entrada do bocal primário,  $T_3$  e  $P_3$ , a taxa de massa total,  $\dot{m}_{mn} + \dot{m}_{sn}$ , a temperatura de saturação do refrigerante no evaporador de baixa temperatura,  $T_8$ , e as eficiências estimadas do ejeter,  $\eta_{mn}$ ,  $\eta_{sn}$  e  $\eta_{diff}$ , conforme literatura.

Tabela 1. Dados de entrada para a análise do ejeter (com referência a Fig. 2b).

Componentes	Valores
Temperatura de saturação no condensador ( $T_2$ ), °C	49,9
Pressão de saturação no condensador ( $P_2$ ), kPa	1.302,0
Temperatura de entrada no ejeter ( $T_3$ ), °C	46,8
Pressão de entrada no ejeter ( $P_3$ ), kPa	1.220,5
Taxa de massa total ( $\dot{m}_{mn} + \dot{m}_{sn}$ ), kg/s	0,0344
Temperatura de saturação no evaporador ( $T_8$ ), °C	17,2
Eficiência do bocal primário ( $\eta_{mn}$ ), %	70
Eficiência do bocal de sucção ( $\eta_{ms}$ ), %	70
Eficiência do difusor ( $\eta_{mn}$ ), %	75

Na Tab. 2 são apresentados os valores simulados do ejeter e comparados com os dados medidos quando operando em um ciclo COS, utilizando R-134a como refrigerante.

Tabela 2. Comparação entre os valores medidos e simulados do ejetor.

Componentes	Medido	Simulado	Diferença relativa,%
Taxa de massa no bocal secundário ( $\dot{m}_{sn}$ ), kg/s	0,0061	0,014	129,5
Taxa de massa no bocal primário ( $\dot{m}_{mn}$ ), kg/s	0,028	0,02	-28,6
Pressão na saída do bocal primário ( $P_4$ ), kPa	-	263,4	-
Pressão na câmara de mistura ( $P_6$ ), kPa	370,6	263,4	11,9
Pressão na saída do difusor ( $P_7$ ), kPa	298,3	422,9	41,8
Título na saída do ejetor	-	0,57	-
Velocidade na saída do bocal primário ( $V_4$ ), m/s	-	75,6	-
Velocidade na saída do bocal de sucção ( $V_5$ ), m/s	-	68,0	-
Velocidade na câmara de mistura ( $V_6$ ), m/s	-	72,3	-

Como pode ser visto na Tab. 2, as diferenças mais significativas entre os resultados medidos e os simulados foram para a taxa de massa no bocal primário (129,5%) e da pressão de saída do difusor ( $\approx 42\%$ ). Durante os experimentos, o controle da divisão da taxa de massa para o ejetor e para o evaporador de baixa temperatura foi feito através de duas válvulas tipo agulha, localizadas em cada uma das correntes de refrigerante na saída do condensador. Esse controle se mostrou ineficiente, deixando o sistema instável, além de introduzir uma elevada perda de carga na linha de líquido, de forma que o valor medido não é representativo de uma condição de operação real. Para que o ejetor opere corretamente, a taxa de massa pelo bocal primário deve ser maior do que aquela desviada para o evaporador de baixa.

De forma similar, a recuperação da pressão no difusor foi menor do que o valor simulado, também decorrente da menor taxa de massa passando através do bocal primário do ejetor e também dos valores arbitrados para as eficiências do ejetor. Os demais valores encontram-se em uma faixa aceitável de erro mas são dependentes da temperatura arbitrada para o estado 6 que, durante as simulações, variou entre 5 a 15 °C abaixo da  $T_7$ .

O título do refrigerante na saída do difusor foi estimado em 0,57, mostrando ser pouco influenciado pelos parâmetros de entrada. Esse parâmetro não foi medido experimentalmente.

O incremento de pressão entre a saída do bocal primário e a saída do difusor evidencia o processo de bombeamento feito pelo ejetor, aumentando a pressão na sucção do compressor e, com isso, reduzindo o trabalho de compressão.

Outra análise realizada foi em relação às velocidades de escoamento nas saídas do bocal primário, bocal de sucção e câmara de mistura, como mostrado na Tab. 2 e que foram comparados com a velocidade do som no refrigerante R-134a.

A velocidade do som,  $c$ , foi calculada pela Eq. 5, utilizando diferenças finitas para os termos de pressão,  $P$ , e massa específica,  $\rho$ :

$$c^2 = \left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right) \quad (5)$$

Para o refrigerante R-134a nas condições de saída do bocal primário, a velocidade estimada foi de 64,6 m/s. Desta forma, como pode ser visto na Tab. 2, todas as velocidades são superiores a  $c$ , caracterizando o regime de escoamento crítico.

Trabalhos realizados em CFD (*Computational Fluid Dynamics*) que procuram entender o comportamento do fluido ao longo do ejetor encontraram valores do número de Mach,  $Ma$ , similares aos calculados nesse trabalho. Carrillo *et al.* (2018), utilizando CO<sub>2</sub> em regime monofásico, encontraram valores entre 2,2 e 1,25 na saída do bocal primário e secundário e na seção de mistura. Croquer *et al.* (2016), utilizando o R-134a, encontraram valores de  $Ma$  em torno de 2.

## 6. ANÁLISE DO CICLO COS

As rotinas para o cálculo do desempenho do ciclo COS foram introduzidas no mesmo programa de simulação. Para as mesmas condições de entrada apresentadas na Tab. 1, os resultados são apresentados na Tab. 3. Para a simulação do ciclo COS, foram assumidas as seguintes hipóteses para o modelo termodinâmico:

- No ejetor, as misturas das duas correntes foi à pressão constante;
- Foram desprezadas as perdas de pressão nos trocadores de calor e tubulação;
- Transferência de calor para ou das tubulações foram desprezadas;
- Não foram consideradas as diferenças de aproximação entre refrigerante e ar ambiente nos trocadores de calor;
- O compressor opera a dado rendimento isentrópico;
- O processo de expansão é isentrópico;
- Todos os estados estão em equilíbrio termodinâmico.

Os dados medidos foram obtidos através da bancada experimental, apresentada anteriormente, que foi adaptada para operação no ciclo COS e apresentados na Tab. 3. Os dois evaporadores do ciclo COS foram montados na mesma caixa evaporadora, de forma que o escoamento do ar passa primeiro pelo evaporador de alta temperatura e, em seguida, pelo evaporador de baixa temperatura. Como bem salientado por Brodie *et al.* (2012), a taxa de massa de refrigerante que circula no evaporador de baixa é menor do que aquela que circula pelo evaporador de alta, de forma que o resfriamento do ar é realizado principalmente por esse evaporador. O evaporador de baixa temperatura simplesmente resfria levemente o ar depois de sua saída do evaporador de alta. Além disso, essa montagem também permitiu a determinação da capacidade dos dois evaporadores pelo lado do ar, através da medição das condições de entrada e saída do ar. De outra forma, a determinação da capacidade dos evaporadores ficaria inviabilizada pela dificuldade de medir as propriedades do refrigerante na entrada e saída.

Tabela 3. Comparação do desempenho do ciclo COS, teórico e experimental.

Componentes	Medido	Simulado	Diferença relativa,%
Capacidade de refrigeração, W	4.433,0	4.739,0	6,9
Potência de compressão, W	973,1	816,1	16,1
Pressão na saída do evaporador ( $P_9$ ), kPa	413,7	524,2	26,7
COP, -	4,6	5,8	-26,1

Conforme os valores mostrados na tabela anterior, a diferença relativa entre os valores medidos e simulados da capacidade dos evaporadores ficou em torno de 7%, mesmo que, como salientado anteriormente, as taxas de massa simuladas do refrigerante nos evaporadores tenham sido significativamente diferentes dos valores medidos. Isso mostra que os dois evaporadores operam em pressões muito similares.

A potência de compressão medida foi obtida a partir das propriedades do refrigerante, pressão e temperatura, na entrada e na saída do compressor. Na condição de entrada foi considerada a hipótese de vapor saturado. Para a simulação do compressor foi considerado rendimento isentrópico de 75%. O COP medido foi inferior ao simulado mostrando que a correta determinação das eficiências do ejetor tem um peso fundamental na simulação. Também, como comentado anteriormente, a dificuldade no controle das taxas de massa nos dois evaporadores influenciou o desempenho global do ciclo COS. De qualquer forma, os erros relativos entre os valores medidos e os calculados ficaram entre 6,9 e 26,7%.

## 7. COMPARAÇÃO ENTRE OS DIFERENTES CICLOS

Para analisar o desempenho dos três ciclos entre si (COS, Gay e convencional), também foi utilizado o mesmo programa de simulação, fazendo-se as adaptações necessárias para cada um deles. Para o ciclo de Gay, a eficiência no separador de líquido foi considerada 100%. Foi considerada uma temperatura de condensação de 50 °C e uma temperatura de vaporização de 5 °C. Essas condições são diferentes das condições utilizadas para análise do ejetor, mas mais realistas para um sistema de ar condicionado automotivo. Para os três ciclos, foi considerado também um superaquecimento nulo na saída do evaporador e um subresfriamento nulo na saída do condensador, ou seja, vapor saturado na entrada do compressor e líquido saturado na entrada do dispositivo de expansão ou ejetor. Os resultados comparativos entre eles são apresentados na Tab. 4.

Tabela 4. Comparação teórica do desempenho dos ciclos COS, Gay e convencional.

Componentes	COS	Gay	Convencional
Capacidade de refrigeração, W	4.543,0	4.543,0	4.543,0
Potência de compressão, W	1.135,0	1.135,0	1.284,0
COP, -	4,0	4,0	3,5
Taxa de massa no bocal primário ( $m_n$ ), kg/s	0,020	0,034	-
Taxa de massa no bocal secundário ( $m_s$ ), kg	0,014	0,024	-
Taxa de massa na entrada do compressor, kg/s	0,034	0,034	0,034
Taxa de massa na saída do difusor, kg/s	0,034	0,058	-

A condição de entrada para a simulação, além das temperaturas de saturação do condensador, do evaporador e das eficiências do ejetor foi a capacidade do evaporador, igual a 4.543 W. Na simulação foram desprezadas as quedas de pressão nos evaporadores e as diferenças de temperatura de aproximação entre o ar na entrada e a temperatura no refrigerante nos trocadores. Esses dois parâmetros influenciam o COP do ciclo.

Os cálculos teóricos mostram que o COP dos dois ciclos com ejetor são iguais, conforme mostrado analiticamente por Laurence e Elbel (2013). Quando comparados com o ciclo convencional, os dois ciclos com ejetor apresentam um COP 14,3% superior.

Apesar das variações de entalpia no evaporador de alta, entre entrada e saída, serem menores que as do evaporador de baixa, sua capacidade é maior, em função da maior taxa de massa que circula através dele. Também pode ser notado

na Tab. 4 que a taxa de massa circulando no compressor é igual para os três ciclos. Como a pressão de sucção dos compressores dos ciclos com ejetor são maiores, a potência do compressor reduz.

## 8. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Nesse trabalho foi analisado o desempenho de um ejetor bifásico desenvolvido por Ferreira (2017), projetado segundo o modelo homogêneo e em equilíbrio de Kornhauser (1990), com a modificação proposta por Menegay (1991) para a área do bocal primário, de acordo com a teoria de escoamento crítico de Henry e Fauske (1971). Em seguida, foram comparados os resultados teóricos e experimentais desse ejetor operando no ciclo COS, proposto por Oshitani *et al.* (2005). Finalmente, utilizando o mesmo modelo, foi implementada a rotina para a simulação do ciclo de Gay, com separador de líquido na saída do ejetor e os dois ciclos com ejetor foram comparados a um ciclo convencional, utilizando uma válvula de expansão termostática, todos eles operando na mesma condição de temperaturas de saturação no condensador e no evaporador.

Na comparação dos resultados, as diferenças mais significativas encontradas foram as da taxa de massa no bocal secundário e da pressão de saída do difusor do ejetor, de 129,5 e 41,8%, respectivamente, como mostrado na Tab. 2. Em relação à taxa de massa, o seu controle na bancada experimental não pode ser alcançado com sucesso. Na divisão das duas correntes de líquido na saída do condensador, a queda de pressão imposta para a corrente de refrigerante que alimenta o dispositivo de expansão foi muito elevada, reduzindo a taxa de massa para o evaporador de baixa. Como consequência, o ejetor operou com uma taxa de massa superior à de projeto, não conseguindo realizar a recuperação de pressão na saída do difusor.

Quando analisado o desempenho do ciclo COS simulado em relação aos resultados experimentais, as diferenças foram inferiores a 26,7%. Nessa condição, os dois evaporadores do ciclo COS, de alta e baixa temperatura, ficaram localizados na mesma corrente de ar, uma vez que a diferença entre as temperaturas de saturação dos dois evaporadores é similar. Nesse caso, as capacidades individuais foram somadas e comparadas com o balanço de energia realizado no lado do ar. Assim, o desbalanceamento entre as duas taxas de massa de refrigerante nos evaporadores não afetou a capacidade total de refrigeração.

Analisando o desempenho teórico dos dois ciclos com ejetor, ciclo COS e ciclo de Gay, em relação a um ciclo convencional utilizando válvula de expansão, como mostrado na Tab. 4, pode-se verificar que o COP dos ciclos com ejetor podem atingir valores até 14,3% maiores. Além disso, o COP dos dois ciclos com ejetor são iguais, como mostrado analiticamente por Lawrence e Elbel (2013).

Esse estudo mostra que as condições utilizadas para o projeto do ejetor devem ser as mais próximas possíveis das condições operacionais do ciclo, uma vez que o ejetor projetado não apresenta peças móveis para o controle da área do bocal primário.

De qualquer forma, os resultados podem ser considerados positivos, pois mostram experimentalmente que o ciclo com ejetor exige uma menor potência do compressor em relação ao ciclo convencional, o que representa um menor consumo de energia para o caso de um sistema de ar condicionado automotivo.

### Agradecimentos

O primeiro autor, Anselmo Goulart Gonçalves agradece à CAPES pelo suporte financeiro na forma de uma bolsa de mestrado.

## 9 REFERÊNCIAS

- Air Movement and Control Association International Inc., 2016. Laboratory methods of testing fans for certified aerodynamic performance rating. ANSI/AMCA Standard 210-16 and ASHRAE Standard 51-16.
- Brodie, B.R.; Takano, Y. and Gocho, M., 2012. Evaporator with integrated ejetor for automotive cabin cooling. SAE Technical paper series, 2012-01-1048.
- Croquer, S., Poncet, S. and Aidoun, Z., 2016. Turbulence modeling of a single-phase R134a supersonic ejetor. Part 1: Numerical benchmark. *International Journal of Refrigeration*, 61: 140–152.
- Expósito Carrillo, J. A., Sánchez de la Flor, F. J. and Salmerón Lissén, J. M., 2018. Single-phase ejetor geometry optimisation by means of a multi-objective evolutionary algorithm and a surrogate CFD model. *Energy*, 164: 46-64.
- Domanski, P. A., 1995. Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer and ejetor. NISTIR-5606. *National Institute of Standards and Technology*, USA, p. 1–31.
- Ferreira, H.C., 2017. *Avaliação do desempenho de um sistema de refrigeração automotivo com ejetor em ciclo COS*. Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos.
- Gay, N.H., 1931. *Refrigerating System*. US Patent 1.836.318.
- Henry, R. E. and Fauske, H. K., 1971. The two-phase critical flow of one-component mixtures in nozzles, orifices and short tubes. *Journal of Heat Transfer*, May: 179-187.
- Klein, K. A. and Alvarado, F. L., 2019. *EES-Engineering Equation Solver*, F-Chart Software, Middleton.
- Kornhauser, A. A., 1990. The use of an ejetor as a refrigerant expander. *International Refrigeration and Air*

*Conditioning Conference*, Paper 8: 10-19.

Lawrence, N. and Elbel, S., 2013. Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including First and Second Law analysis. *International Journal of Refrigeration*, 36: 1220–1232.

Liu, F., Groll, E. A. and Li, D., 2012. Investigation on performance of variable geometry ejectors for CO<sub>2</sub> refrigeration cycles. *Energy*, 45: 829-839.

Menegay, P., 1991. *Experimental investigation of an ejector as a refrigerant expansion engine*. Thesis, Virginia Polytechnic Institute, Blacksburg, Virginia.

Nakagawa, M. and Takeuchi, H., 1998. Performance of two-phase ejector in refrigeration cycle. *3rd Int. Conference on Multiphase Flow, Lyon, France. Paper 382*.

Oshitani, H., Yamanaka, Y., Takeuchi, H., Kusano, K., Ikegami, M., Takano, Y., Ishizaka, N. and Sugiura, T., 2005. *Vapor Compression Cycle Having Ejector*. U.S. Patent Application Publication US2005/0268644 A1.

Pérez-Lombard, L., Ortiz, J. and Pout, C., 2008. A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*, 40: 394–398.

Takeuchi, H., Nishijima, H. and Ikemoto, T., 2004. World's first high efficiency refrigeration cycle with two-phase ejector : "ejector cycle". *SAE Technical paper series*, 2004-01-0916.

## NUMERICAL AND EXPERIMENTAL COMPARISON OF COOLING CYCLES WITH TWO-PHASE EJECTOR

**Abstract.** *The use of two-phase ejectors in refrigeration systems is a viable option for reducing the compression work and, consequently, for increasing the cycle's COP. The objective of this work was to compare numerical and experimental results of the operation of a two-phase ejector in an automotive air conditioning system. The two-phase ejector refrigeration cycle uses the COS (Condenser Outlet Split) configuration, proposed by Oshitani et al. (2005) in place of the Gay cycle (1930). The two-phase ejector under analysis was designed by Ferreira (2017), using the homogeneous and equilibrium model proposed by Kornhauser (1990). The outlet area of the primary nozzle was determined by the critical flow model of Henry and Fauske (1971). The experimental studies was performed on a test bench, using an automotive air conditioning system, adapted for the COS cycle. The comparison of experimental data with numerical data in the ejector analysis shows a significant difference related to the division of the flow at the condenser outlet. However, when comparing the numerical model with the experimental model for the COS cycle, the relative errors of the performance parameters are around 6.9 to 26.7%, depending on the use of the two evaporators, in the same air stream. Finally, the performance of ejector cycles was theoretically compared to a conventional vapor compression cycle. In this case, the COP of the cycles with an ejector are the same, and 14% higher than the COP of the conventional cycle, due to the reduction in the compression power resulting from the recompression effect performed by the ejector.*

**Keywords:** Two-phase ejector, Automotive air-conditioning, COS cycle, Gay cycle