

## ESTUDO NUMÉRICO DO VAZAMENTO DE GÁS EM FOLGAS DE VÁLVULAS DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Leandro R. Silva<sup>a</sup> e Cesar J. Deschamps<sup>b</sup>

<sup>a</sup>PPGEM, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina,  
88040-900, Florianópolis, SC, Brazil, <http://www.posmec.ufsc.br>

<sup>b</sup>POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica, Universidade Federal de Santa  
Catarina, 88040-900, Florianópolis, SC, Brazil, <http://www.polo.ufsc.br>

**Palavras chave:** Compressores, Válvulas, Vazamentos.

**Resumo.** O desenvolvimento recente de compressores de refrigeração que operam sem óleo lubrificante requer uma compreensão detalhada do vazamento de gás que ocorre na vedação incompleta das válvulas, devido à influência sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. Este artigo descreve o desenvolvimento de um modelo numérico para a análise do vazamento de gás em válvulas de compressores alternativos adotados em refrigeração doméstica, capaz de descrever diversos fenômenos presentes no escoamento, tais como atrito viscoso e variação de área. Cálculos são realizados para a faixa de diferença de pressão atuando sobre o escoamento durante o ciclo completo de compressão. Resultados para vazamento nas válvulas de sucção e descarga são obtidos para diferentes parâmetros geométricos do escoamento e indicam que o vazamento pode afetar de forma significativa o desempenho do compressor.

## 1 INTRODUÇÃO

A busca constante por equipamentos de eficiência energética elevada nos dias atuais tem sido um dos principais motivadores para o desenvolvimento de novas tecnologias. Um exemplo recente é o desenvolvimento de compressores sem óleo lubrificante, destinados à refrigeração doméstica.

As válvulas são componentes fundamentais para a confiabilidade e a eficiência de compressores. Em compressores convencionais, o óleo funciona como elemento vedante quando a válvula está fechada e em contato com o assento. Pelo fato do compressor em estudo não usar óleo o problema de vazamento é mais crítico, pois o fluido submetido a uma diferença de pressão escoava pelas irregularidades da superfície oriundas do processo de fabricação. Assim, o fabricante deve controlar a forma que gera erros macro geométricos e a superfície que gera erros micro geométricos, a fim de garantir o assentamento correto da válvula e, conseqüentemente, a vedação adequada.

Existe um grande número de estudos na literatura sobre o escoamento em válvulas do tipo palheta a partir de uma geometria simplificada de difusor radial. Livesey (1960) resolveu analiticamente, pelo método integral aproximado de Von-Karman, as equações que governam o escoamento laminar incompressível permanente em um difusor radial. Assumindo um perfil de velocidade parabólico, os autores obtiveram a distribuição de pressão ao longo do difusor. Savage (1964) questionou que a hipótese de perfil de velocidade admitido por Livesey (1960) somente é adequado para o caso em que os efeitos viscosos predominam sobre os de inércia. Seguindo esse raciocínio, Savage (1964) resolveu a equação de quantidade de movimento utilizando uma expansão em série de potência para o escoamento laminar, sem a necessidade de especificar um perfil de velocidade, obtendo uma concordância melhor com os dados experimentais de Moller (1963). Takenaka et al. (1964) formularam vários modelos analíticos para o cálculo da distribuição de pressão em um difusor radial e, desta forma, a força resultante sobre o disco frontal, variando a distância entre este e o assento. A comparação dos resultados com os dados experimentais demonstrou-se satisfatório somente para pequenas distâncias entre o disco e o assento. Lee e Lin (1985) adotaram uma técnica para linearizar as equações diferenciais que governam o escoamento e, dessa forma, obtiveram a solução da distribuição de pressão sem haver a necessidade de assumir um perfil de velocidade do escoamento incompressível. Fleming et al. (1985) resolveram o escoamento compressível no difusor radial levando em consideração o efeito da variação da área e o atrito e avaliando a força que o gás exerce sobre a válvula.

O objetivo do presente estudo é quantificar o vazamento de gás através das válvulas de sucção e de descarga em compressores que operam sem óleo. Um esquema simplificado dos componentes mencionados é mostrado na figura abaixo. Em geral o vazamento em folgas de pequenas dimensões depende do tipo de fluido, a pressão e temperatura do gás, material e geometria do conjunto válvula e assento, acabamento superficial e do regime do escoamento, caracterizado pelo número de Knudsen ( $Kn$ ).

O modelo adotado assume a condição de escoamento unidimensional em um bocal, considerando os efeitos de atrito viscoso e compressibilidade. O principal interesse é verificar o vazamento nas válvulas de sucção e de descarga, quantificando as variações que são originadas nas eficiências isentrópica e volumétrica do compressor. Nesse estudo foi assumido que a válvula não se deforma durante o ciclo de compressão, devido ao carregamento de pressão a que é submetida.

## 2 MODELO MATEMÁTICO

### 2.1 Vazamento na válvula do compressor

Com as hipóteses de escoamento laminar, compressível, adiabático, estacionário, unidimensional, em um duto com atrito viscos e com variação de área, as equações de conservação da massa e da conservação da quantidade de movimento são resolvidas admitindo que o fluido se comporte como gás ideal. Obtêm-se então as Eqs. (1)-(3) que descrevem a variação da pressão  $p$ , da densidade  $\rho$  e do número de Mach  $M$  em um elemento infinitesimal de tamanho  $dr$ , conforme ilustrado na Figura 1.

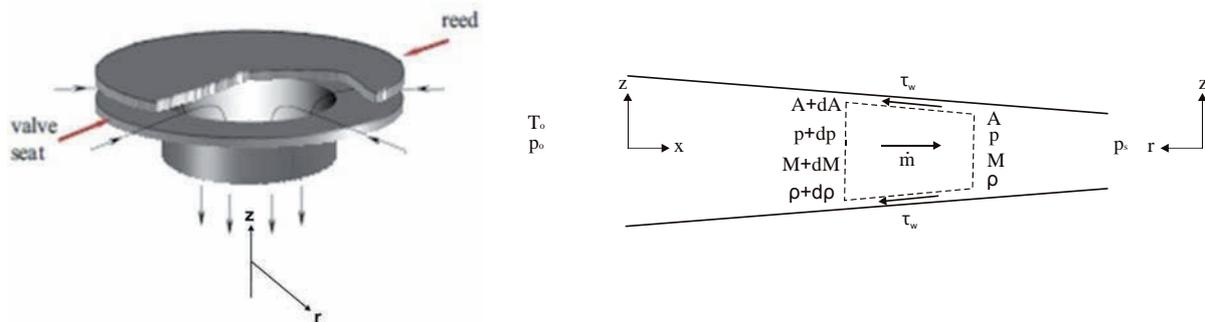


Figura 1: Variação das propriedades de escoamento compressível em duto com área variável e com atrito

$$\frac{dp}{p} = \frac{\gamma M^2}{1 - M^2} \frac{dA}{A} - \frac{\gamma M^2 [1 + (\gamma - 1)M^2] f P dr}{1 - M^2} \frac{1}{2A} \quad (1)$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{M^2}{1 - M^2} \frac{dA}{A} - \frac{\gamma M^2}{1 - M^2} \frac{f P dr}{2A} \quad (2)$$

$$\frac{dM}{M} = - \frac{\left[ \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2}\right) M^2 \right] dA}{1 - M^2} \frac{1}{A} + \frac{\gamma M^2 \left[ \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2}\right) M^2 \right] f P dr}{1 - M^2} \frac{1}{2A} \quad (3)$$

No conjunto de equações acima,  $\gamma = c_p / c_v$  representa a razão entre os calores específicos,  $f$  o fator de atrito e  $P$  o perímetro da seção reta do duto. De acordo com as Eqs. (1)-(3), as variações das propriedades do escoamento  $(p, \rho, M)$  ocorrem devido à superposição de dois efeitos: variação de área e efeitos de atrito viscoso, representados respectivamente pelo primeiro e pelo segundo termo das equações acima. O atrito provoca uma queda na pressão, diminuição na densidade e aumento no número de Mach. Quando ocorre uma redução de área no sentido do escoamento subsônico, a pressão cai e o número de Mach e vice-versa.

Conhecendo-se a relação entre a área de passagem do escoamento e raio local, as três equações podem ser transformadas em equações diferenciais ordinárias. Para facilitar esta manipulação, adota-se uma mudança de variáveis de  $r$  para  $x$ , da seguinte forma:

$$r(x) = r_1 - x(r_1 - r_2) \quad (4)$$

$$A(x) = 2\pi[r_1 - x(r_1 - r_2)]\delta \quad (5)$$

Nas equações anteriores,  $r_1$  representa o raio do disco,  $r_2$  representa o raio do orifício e  $\delta$  a folga entre disco e assento. Substituindo as Eqs. (4) e (5) e suas respectivas derivadas nas equações (1), (2) e (3) e usando a relação entre o perímetro  $P$  e a área  $A$ :

$$\frac{P}{2A} = \frac{1}{\delta} \quad (6)$$

obtêm-se três equações diferenciais ordinárias de primeira ordem:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\gamma p M^2 (r_1 - r_2)}{1 - M^2} \left[ \frac{1}{r_1 - x(r_1 - r_2)} + \frac{f(1 + M^2(\gamma - 1))}{\delta} \right] \quad (7)$$

$$\frac{d\rho}{dx} = -\frac{\rho M^2 (r_1 - r_2)}{1 - M^2} \left[ \frac{1}{r_1 - x(r_1 - r_2)} - \frac{\gamma f}{\delta} \right] \quad (8)$$

$$\frac{dM}{dx} = \frac{M(r_1 - r_2) \left[ 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right]}{1 - M^2} \left[ \frac{1}{r_1 - x(r_1 - r_2)} + \frac{\gamma M^2 f}{\delta} \right] \quad (9)$$

Além da velocidade, duas propriedades termodinâmicas são também necessárias para descrever o estado do fluido em um escoamento. A formulação diferencial representada pelas equações (7)-(9) permite descrever completamente o escoamento compressível em um bocal contabilizando os efeitos de atrito e variação de área. A partir dos resultados para velocidade e densidade, pode-se então avaliar o vazamento através da válvula:

$$\dot{m} = \rho(x) V(x) A(x) \quad (10)$$

## 2.2 Ciclo de compressão

Com o objetivo de avaliar o impacto do vazamento nas válvulas sobre a eficiência do compressor, adotou-se um código de simulação do compressor desenvolvido originalmente por Ussyk (1984) e aperfeiçoado ao longo dos anos. Esse código adota um modelo que acopla quatro equações: i) equação que relaciona o volume do cilindro em função do ângulo de manivela; ii) equações termodinâmicas para estimar as propriedades instantâneas do refrigerante ao longo do ciclo de compressão; iii) equações para a vazão mássica nos sistemas de sucção, descarga e folga radial pistão-cilindro; iv) equações para a dinâmica das válvulas, que definem o grau de abertura das mesmas ao longo do ciclo de compressão. Além disto, o código é capaz de avaliar perdas mecânicas devido ao atrito em mancais. Uma análise mais detalhada do modelamento termodinâmico e também do funcionamento do RECIP pode ser encontrado em (Gomes, 2006).

A eficiência volumétrica  $\eta_v$  relaciona a vazão de massa real,  $\dot{m}$ , fornecido pelo compressor com a vazão de massa ideal,  $\dot{m}_{th}$ :

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (11)$$

A vazão de massa ideal é o valor que seria obtido na ausência de volume morto, vazamento na folga pistão-cilindro, perdas de carga e refluxo em válvulas, bem como superaquecimento do gás no processo de sucção.

A eficiência isentrópica  $\eta_s$  é calculada como a razão entre o trabalho específico realizado através de um processo isentrópico,  $w_s$ , e o trabalho real,  $w$ , necessário para comprimir a mesma quantidade de massa de fluido refrigerante.

$$\eta_s = \frac{W_s}{W} \quad (12)$$

O modelo descrito na seção anterior para quantificar o vazamento nas válvulas é adicionado como mais uma fonte de perda de eficiência volumétrica. Logo, aplicando-se o princípio de conservação da massa ao volume de controle mostrado na Figura 2, obtém-se a taxa de variação de massa no interior do cilindro, conforme indicado pela Eq. (13), levando em conta todos os fluxos de massa presentes na câmara de compressão.

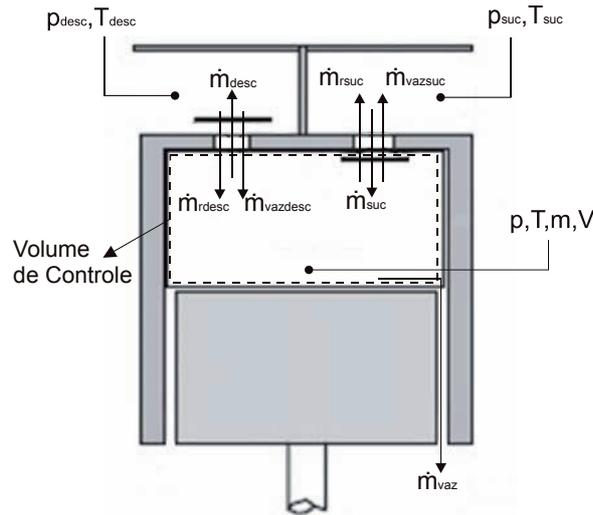


Figura 2: Balanço de massa na câmara de compressão

$$\left. \frac{dm}{dt} \right)_{V.C.} = \dot{m}_s - \dot{m}_d - \dot{m}_{vpc} - \dot{m}_{rs} + \dot{m}_{rd} + \dot{m}_{vd} - \dot{m}_{vs} \quad (13)$$

Os fluxos de massa nas válvulas de sucção e descarga são  $\dot{m}_s$  e  $\dot{m}_d$ , respectivamente. Os refluxos nessas válvulas são representados por  $\dot{m}_{rs}$  e  $\dot{m}_{rd}$ , sendo decorrentes ao atraso nos seus fechamentos. Por outro lado, o vazamento na folga entre pistão e cilindro é denotado por  $\dot{m}_{vpc}$ . Finalmente, os termos  $\dot{m}_{vd}$  e  $\dot{m}_{vs}$  representam o vazamento nas válvulas de descarga e sucção, respectivamente, sendo avaliados através das Eqs. (7) - (10).

Os fluxos de entalpia estão associados aos fluxos de massa da equação (13) podem ser escritos da seguinte forma:

$$\sum_{i=1}^N \dot{m}_i h_i = \dot{m}_s h_s - \dot{m}_d h_{cil} - \dot{m}_{vpc} h_{cil} - \dot{m}_{rs} h_{cil} + \dot{m}_{rd} h_d + \dot{m}_{vd} h_d - \dot{m}_{vs} h_s \quad (14)$$

onde  $h_{cil}$ ,  $h_s$ ,  $h_d$  denotam a entalpia do gás no cilindro, sucção e descarga, respectivamente.

### 2.3 Regime de escoamento

O número de Knudsen ( $Kn$ ) é o parâmetro adimensional característico que define o regime de escoamento em canais de dimensões reduzidas, sendo representado pela razão entre o caminho livre médio entre as moléculas ( $\lambda$ ) e o comprimento característico da região ( $L$ ).

$$Kn = \frac{\lambda}{L} \quad (15)$$

Segundo Karniadakis (2001), a teoria do contínuo se aplica quando  $Kn < 0,01$ . Para  $0,01 < Kn < 0,1$ , a teoria do contínuo ainda se aplica, mas a condição de contorno para a velocidade na parede deve ser modificada para uma condição de escorregamento. Se  $Kn > 0,1$  o escoamento está em uma zona de transição e se  $Kn > \sigma(10)$  o escoamento é dito livre molecular e a teoria do contínuo não é mais válida. A Figura 3 apresenta valores do número de Knudsen ao longo do ciclo de compressão, possibilitando classificar o regime do escoamento para a faixa de folgas a ser analisada. De fato, pode-se concluir que folgas de  $1,5\mu\text{m}$  estão no limite na teoria do contínuo sem escorregamento. No entanto, a modelação do problema considerou em um primeiro a teoria do contínuo para folgas de até  $0,2\mu\text{m}$ .

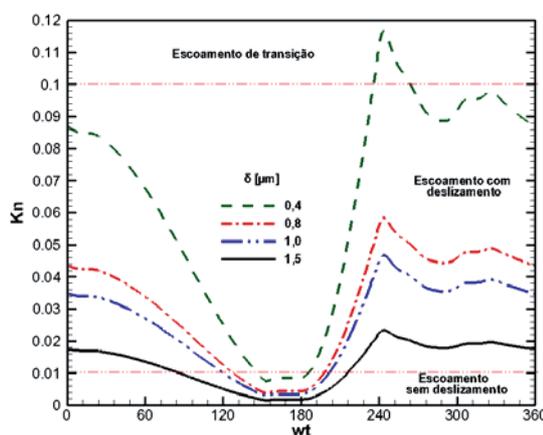


Figura 3: Número de Knudsen em função do ângulo de manivela para alguns valores de folga

### 3 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO

A solução das Eqs. (7)-(9) foi aproximada pelo método de Runge-Kutta, o qual é comumente empregado para resolver equações diferenciais ordinárias de primeira ordem não linear. As condições de contorno e a mudança de coordenadas de  $r$  para  $x$  do problema foram mostradas na Figura 1, sendo que a montante têm-se as condições de estagnação  $T_o$  e  $p_o$ , enquanto que a jusante a pressão na saída da válvula é  $p_s$ .

O modelo mostrado na Figura 1 vale tanto para a válvula de sucção como para válvula de descarga. Para a descarga, considera-se que o fluido está estagnado na câmara de descarga e escoar através do bocal atingindo a pressão de saída  $p_s$  no cilindro. Na sucção o fluido está estagnado no cilindro e escoar através do bocal atingindo a pressão de saída  $p_s$  na câmara de sucção.

Primeiramente, determina-se a pressão crítica  $p^*$  que torna o escoamento bloqueado na saída da válvula. Para isso é necessário estimar um valor para o número de Mach na entrada do bocal. Reconhecendo que as propriedades  $T_o$  e  $p_o$  permanecem constantes desde a região de estagnação até a entrada da válvula, seguindo a hipótese de escoamento isentrópico, a condição do escoamento nessa posição pode ser avaliada. Assim, essa estimativa inicial permite a determinação das demais propriedades do escoamento ao longo da válvula através do método de Runge-Kutta. O número de Mach na saída da válvula deve ser comparado ao valor crítico do escoamento bloqueado ( $M = 1$ ) dentro de uma tolerância especificada. Caso esta condição não seja alcançada, estima-se outro valor para o número de Mach na entrada da válvula e repete-se o processo até atingir a convergência.

Depois de encontrado o valor da pressão crítica,  $p^*$ , segue-se o mesmo procedimento, com a diferença de que agora a condição a ser atendida na saída da válvula muda de número de

Mach para a pressão  $p_s$ . A pressão na saída corresponde ao valor da pressão no cilindro, no caso da válvula de descarga, ou ao valor da pressão na câmara de sucção, no caso da válvula de sucção. O procedimento de solução é novamente iterativo e deve fornecer o valor de  $p_s$  conforme indicado acima, dentro de uma tolerância especificada, caso contrário outro valor para o número de Mach é adotado na entrada da válvula.

A Figura 4 mostra o fluxograma do código computacional desenvolvido para a estimativa de vazamento. Esse procedimento é aplicado para diversas posições angulares de giro do eixo de acionamento do compressor que definem a pressão no interior do cilindro, a qual é requerida no cálculo do vazamento.

#### 4 RESULTADOS

Nesta seção, apresentam-se resultados para vazamento, propriedades do escoamento, eficiência volumétrica e eficiência isentrópica do compressor, obtidos para três valores de folgas:  $\delta = 0,2; 1,0$  e  $1,8 \mu\text{m}$ . O ângulo de manivela  $\omega t = 0^\circ$  (ou  $360^\circ$ ) representa o ponto morto inferior, enquanto que o ponto morto superior é definido por  $\omega t = 180^\circ$ .

Previsões para o vazamento nas válvulas de sucção e descarga são apresentadas na Figura 5 em função do ângulo de manivela  $\omega t$ . Os valores nulos de vazamentos correspondem ao período em que as válvulas estão abertas, pois nessas situações a vazão resultante é justamente aquela para a qual a válvula foi projetada. Como esperado, observa-se que quanto maior o valor da folga menor é a restrição ao escoamento e, por consequência, maior é a vazão. Percebe-se também que o vazamento máximo na válvula de descarga ocorre no ponto morto inferior e para a válvula de sucção isto acontece no ponto morto superior, pois são as posições do pistão que fornecem a máxima diferença de pressão através dessas válvulas.

Com intuito de entender melhor o fenômeno de escoamento bloqueado ( $M = 1$ ), a Figura 6 mostra a variação do número de Mach na saída do bocal para diferentes ângulos de manivela  $\omega t$ . Observa-se que a condição  $M = 1$  é atingida na válvula de descarga para as folgas  $\delta = 1,0$  e  $1,8 \mu\text{m}$ . Para a válvula de sucção este fenômeno ocorre para  $\delta = 1,8 \mu\text{m}$  e, nessa condição, a vazão de massa não varia quando a pressão no cilindro alcança valores de pressão menores do que o valor crítico  $p^*$ .

Para verificar se o regime de escoamento é realmente laminar, conforme hipótese adotada na formulação do problema, resultados para o número de Reynolds na saída da válvula são apresentados na Figura 7 em função do ângulo de manivela. A escolha dessa região se deve ao fato de que a velocidade ali é maior e, conseqüentemente, o número de Reynolds é máximo. Verifica-se um valor máximo do Reynolds de aproximadamente 700 para a válvula de descarga e em torno de 800 para a válvula de sucção, ambos referentes ao maior valor de folga. Desta forma, o regime de escoamento pode realmente ser considerado laminar.

Para finalizar o presente estudo, passa-se a analisar a influência da dimensão da folga sobre as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. Conforme mostra a Figura 9, no caso da maior folga ( $\delta = 1,8 \mu\text{m}$ ) a eficiência volumétrica pode ser reduzida em até 2% e a eficiência isentrópica em torno de 3,5%, em comparação a um compressor sem vazamentos. Pode-se perceber também que a válvula de descarga é mais influente na queda das eficiências do compressor. Essas alterações na eficiência do compressor são bastante significativas para justificar uma análise mais detalhada do fenômeno a fim de incluir outros efeitos, tais como a condição de escorregamento para a velocidade, o acabamento superficial e de forma das paredes.

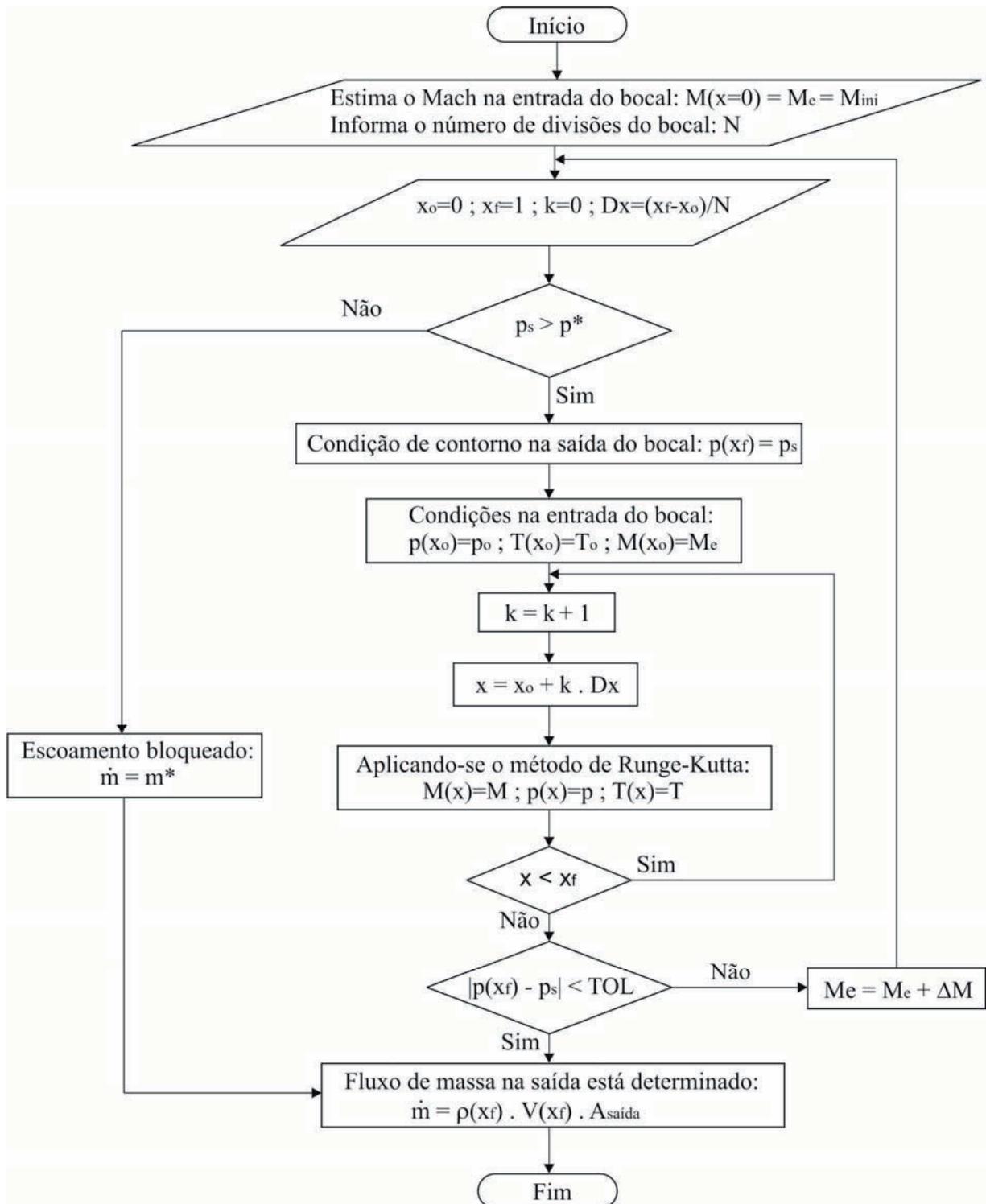


Figura 4: Fluxograma para o cálculo do fluxo de massa

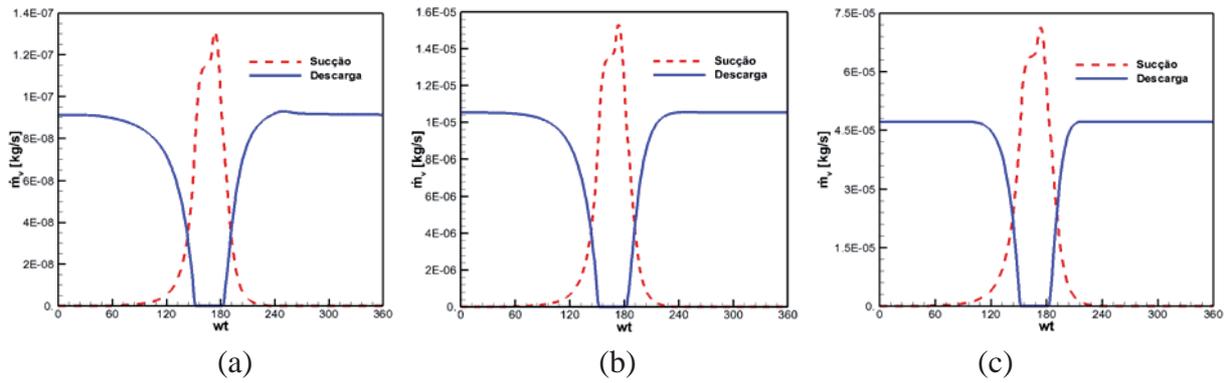


Figura 5: Vazamento nas válvulas ao longo do ciclo de compressão para as folgas de: (a) 0,2, (b) 1,0 e (c) 1,8  $\mu\text{m}$

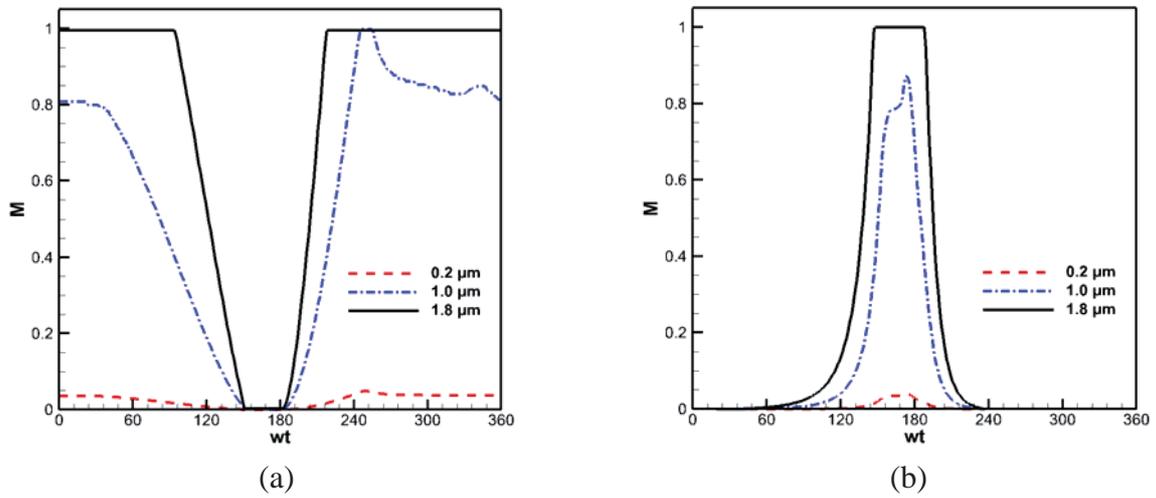


Figura 6: Número de Mach na saída da válvula em função do ângulo de manivela: (a) descarga e (b) sucção

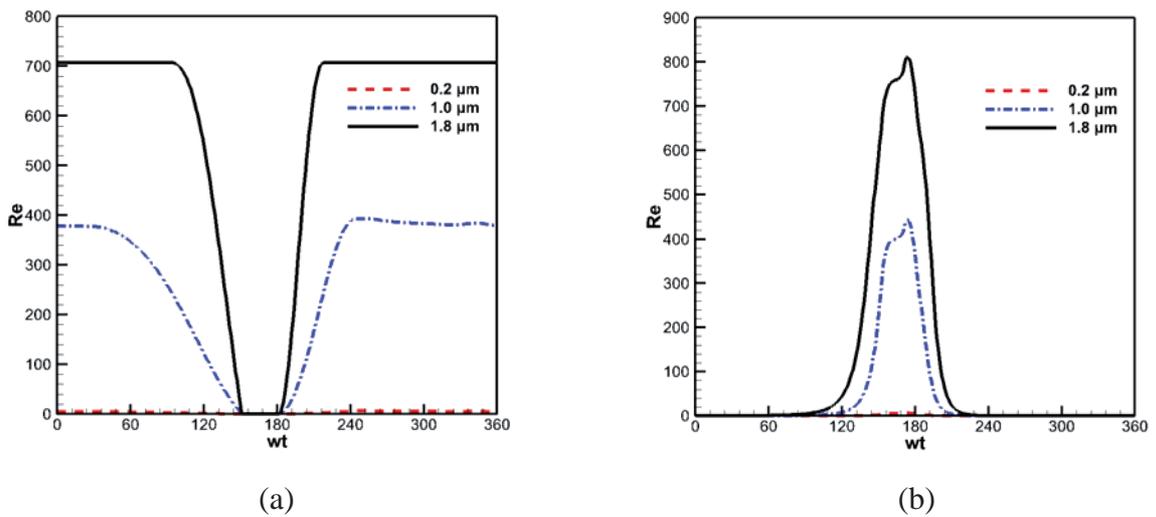


Figura 7: Número de Reynolds do escoamento nas válvulas: (a) descarga e (b) sucção

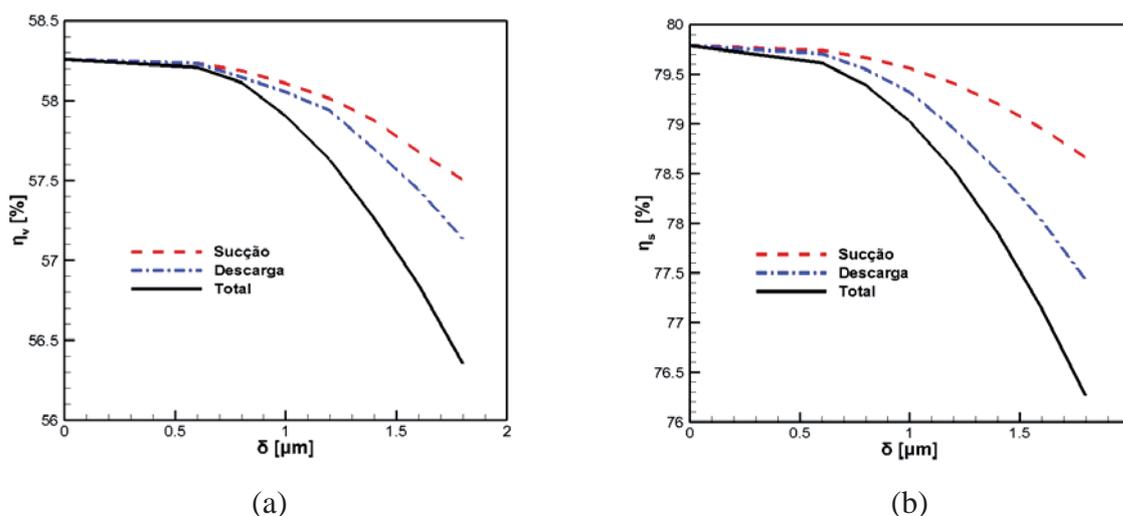


Figura 8: (a) eficiência volumétrica e (b) eficiência isentrópica

## 5 CONCLUSÃO

O presente estudo considerou o desenvolvimento de um modelo numérico para a análise do vazamento de gás em válvulas do tipo palheta de compressores alternativos adotados para refrigeração doméstica, efeitos de atrito viscoso e variação de área. Estimativas de vazamento foram obtidas para diferenças de pressão através das válvulas que ocorrem durante o ciclo de compressão. Verificou-se que o vazamento pode reduzir a eficiência do compressor de forma significativa e, desta forma, deve ser atenuado para permitir o projeto de compressores de alta eficiência. Além da construção de uma bancada experimental para fornecer os dados necessários na validação do modelo, o prosseguimento do estudo deve incluir outros efeitos na análise do vazamento, tais como deformação das válvulas devido à diferença de pressão a que são submetidas e a condição de escorregamento do escoamento na parede.

## 6 AGRADECIMENTOS

O presente estudo foi desenvolvido como parte de um programa de cooperação técnico-científica entre a Universidade Federal de Santa Catarina e a Whirlpool S.A. – Unidade EMBRACO. Os autores agradecem também o apoio do CNPq (Conselho Nacional de Pesquisa) através do projeto 573581/2008-8 (Instituto Nacional de Ciência e Tecnologia em Refrigeração e Termofísica) e CAPES.

## REFERÊNCIAS

- Fleming, J.S., Shu, P.C., and Brown, J., The Importance of Wall Friction in the Compressible Flow of Gas through a Compressor Valve. Proc. Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, 1984.
- Gomes, A. R., *Análise Comparativa de Mecanismos de Compressão para Aplicação em Refrigeração Doméstica*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2006.
- Karniadakis, G.E., Beskok A., *Micro Flows, Fundamentals and Simulation*. Springer-Verlag, 2001.
- Lee, P.M., Lin, S., Pressure Distribution for Radial Inflow Between Narrowly Spaced Disks. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, 338-341, 1985.
- Livesey, J.L., Inertia Effects in Viscous Flows. Int. J. Mechanical Sciences, Vol.1, 84-88,

1960.

Savage, S.B., Laminar Radial Flow between Parallel Plates. ASME J. Applied Mechanics, 594-595, 1964.

Takenaka, T., Thrust of the Disc Valves. Bulletin of JSME, Vol. 7, n. 27, 558-566, 1964.

Ussyk, M.S., Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.