

UMA METODOLOGIA PARA A SIMULAÇÃO DO PROCESSO DE DESCARGA EM COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Fernando A. Ribas Jr.

EMBRACO S. A.
Joinville, SC, Brasil
Fernando_A_Ribas@embraco.com.br

César J. Deschamps

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
Florianópolis, SC, Brasil
deschamps@polo.ufsc.br

Resumo. O artigo apresenta uma metodologia simplificada para a previsão numérica do processo de descarga em compressores alternativos de refrigeração. O procedimento emprega uma formulação integral quando o pistão está afastado do ponto morto superior e uma diferencial durante todo o processo de descarga do gás. Para a formulação diferencial, as equações governantes são escritas para a condição de escoamento unidimensional e discretizadas através do método dos volumes finitos, com uma malha computacional que se expande e contrai de acordo com o movimento do pistão. A hipótese de gás ideal é adotada para avaliar as propriedades do fluido refrigerante e o acoplamento dos campos de velocidade e pressão é realizado através do algoritmo SIMPLEC. A nova metodologia reproduz fenômenos físicos importantes, evidenciados em dados experimentais, tal como a variação radial da pressão junto à superfície do pistão, originada por efeitos de aceleração e atrito viscoso durante a descarga, e que não podem ser previstos por metodologias que adotam formulações integrais.

Palavras chave: compressor alternativo, processo de descarga, sistema de descarga, válvulas automáticas.

1. Introdução

Na maioria dos modelos desenvolvidos para a simulação numérica de compressores alternativos, o processo de compressão é avaliado via a adoção de um expoente politrópico ou através de um balanço integral de energia. Em ambas as abordagens não se considera o efeito do escoamento do gás que ocorre no interior do cilindro junto ao ponto morto superior durante a abertura das válvulas. Machu (1998) ofereceu uma discussão interessante sobre a propagação de ondas de pressão durante o processo de descarga de um compressor alternativo e algumas estimativas de seu efeito, obtidas através do método das características. Os resultados de sua análise indicaram que, devido à inércia do gás, o escoamento na válvula de descarga não acompanha necessariamente a diferença entre a pressão média no cilindro e a pressão na câmara de descarga.

Matos *et al.* (2002) evidenciaram os detalhes do escoamento no cilindro durante a descarga, através da solução numérica do ciclo de compressão completo, empregando o modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$. Os autores mostraram que, quando o pistão se aproxima do ponto morto superior e a válvula de descarga se abre, inicia-se um escoamento no cilindro em direção à válvula, conforme ilustrado na Fig. 1. Se o diâmetro do cilindro for grande e/ou a folga entre o pistão e a placa de válvulas for pequena, haverá consideráveis variações de velocidade e pressão, devido ao atrito viscoso e à inércia do gás, entre a parede do cilindro e a entrada da válvula.

Rovaris e Deschamps (2004) desenvolveram um modelo híbrido, combinando as formulações integral e diferencial, para a simulação de compressores alternativos, com particular atenção à dinâmica da válvula de descarga. Com o intuito de reduzir o tempo computacional, o escoamento compressível através da válvula de descarga foi resolvido pelo método dos volumes finitos mas as demais posições do ciclo foram avaliadas de acordo com a formulação integral. A contribuição da turbulência na transferência de quantidade de movimento e energia foi modelada usando a proposta de viscosidade turbulenta de Smagorinsky (1963). Os resultados demonstraram que o modelo é capaz de prever várias características importantes do escoamento em compressores, como a ocorrência de sobrepressão no cilindro, bem como regiões de recirculação e de refluxo na válvula de descarga.

O presente trabalho considera o desenvolvimento de uma metodologia simplificada para a solução do escoamento no interior do cilindro de compressores alternativos, combinando uma formulação diferencial unidimensional para o escoamento durante a descarga do compressor e a formulação integral para o restante do ciclo. A metodologia proposta aqui pode ser entendida como um compromisso entre aquelas desenvolvidas por Matos *et al.* (2002) e Rovaris e Deschamps (2004), de grande precisão mas de custo computacional elevado, e os procedimentos simplificados que, embora de custo reduzido, não são adequadas para a previsão de detalhes importantes do escoamento junto ao ponto morto superior.

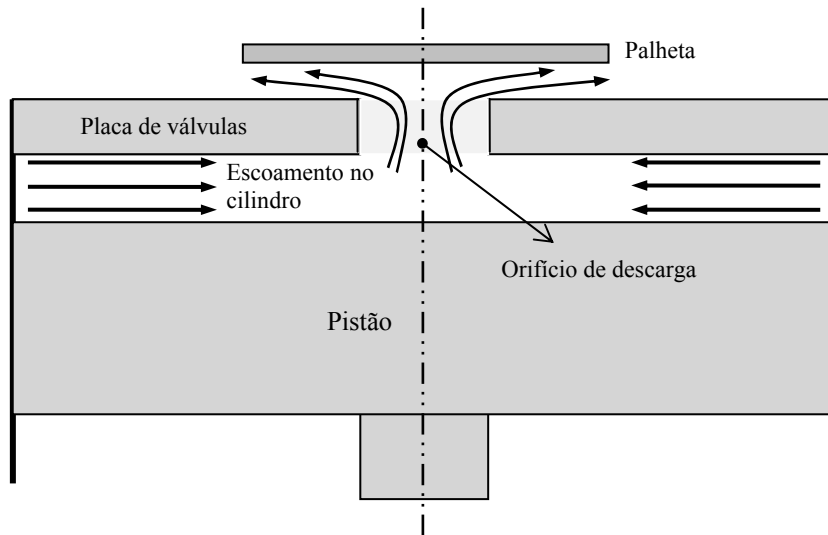


Figura 1. Geometria do escoamento no processo de descarga.

2. Formulação integral

A metodologia baseada na formulação integral é uma versão simplificada daquela proposta por Ussyk (1984), contemplando a determinação do deslocamento do pistão em função do ângulo de manivela, dos processos termodinâmicos no interior do cilindro, vazão através das válvulas, dinâmica das válvulas e propriedades termodinâmicas do refrigerante. Os vários parâmetros calculados durante o ciclo de compressão permitem a avaliação de perdas no ciclo, capacidade de refrigeração, eficiência do compressor, etc.

A equação da continuidade para o cilindro do compressor pode ser escrita através de um balanço integral, da seguinte forma:

$$M = M^0 + (\dot{m}_s - \dot{m}_d)\Delta t \quad (1)$$

onde M e \dot{m} são, respectivamente, a massa dentro do cilindro do compressor e a vazão de massa pelos sistemas de sucção, subscrito s , e descarga, subscrito d . O sobrescrito 0 denota a quantidade no tempo anterior e a variável Δt indica o incremento de tempo considerado para a avaliação de M .

Inserindo a hipótese de gás ideal na Eq. (1), encontra-se uma relação para o cálculo da pressão dentro do cilindro do compressor:

$$p = \frac{RT}{V} \left[\frac{p^0 V^0}{RT^0} + (\dot{m}_s - \dot{m}_d)\Delta t \right] \quad (2)$$

onde p , T e V são, respectivamente, a pressão, temperatura e o volume do cilindro, enquanto que R representa a constante do gás.

O cálculo da temperatura no cilindro é realizado através de um balanço de energia, com a equação resultante no formato indicado por Fagotti *et al.* (1994):

$$T = T^0 + \frac{\Delta t}{mc_v} \left[q_w A_{tc} T_w + \dot{m}_s (e_s - e) + \dot{m}_{bd} (e_d - e) - T \left(q_w A_{tc} + \frac{\partial P}{\partial T} \Big|_v \frac{dV}{dt} - v \frac{\partial P}{\partial T} \Big|_v (\dot{m}_s - \dot{m}_d - \dot{m}_{bs} + \dot{m}_{bd}) \right) \right] \quad (3)$$

Na Eq. (3), q_w é o fluxo de calor nas paredes do cilindro com uma área de troca igual a A_{tc} . Os índices subscritos bs , bd denotam, respectivamente, a vazão de massa devido a eventuais refluxos nas válvulas de sucção e descarga. O índice subscrito v refere-se à consideração de derivada a volume específico constante. A energia específica, e , representa a soma da entalpia mais a energia cinética ($e = h + U^2/2$), sendo que esta última é desprezada dentro do cilindro. A condição de gás ideal é adotada novamente, desta vez para a avaliação das derivadas na Eq. (3).

O único parâmetro na Eq. (3) que necessita de uma correlação específica é o fluxo de calor nas paredes, q_w , sendo que a sua avaliação deve ser fisicamente consistente para o cálculo correto da temperatura no cilindro. Existem na literatura diversas correlações para a transferência de calor em cilindros de compressores (ver, por exemplo, Fagotti *et al.*, 1994). Neste trabalho adota-se a correlação de Lawton (1987):

$$Nu = \frac{q_w D}{k(T_g(t) - T_w)} = 0,28 Re(t)^{0,7} + 0,25 \chi(t) \frac{T_w}{T_g(t) - T_w} \quad (4)$$

e

$$\chi(t) = \frac{\gamma - 1}{V(t)} \frac{dV(t)}{dt} \sqrt{\frac{D^3}{\alpha U}} \quad ; \quad Re = \frac{\rho(t) \bar{U} D}{\mu(t)} \quad (5)$$

Nas Eqs. (4) e (5), os parâmetros geométricos D e $V(t)$ representam, respectivamente, o diâmetro e o volume instantâneo do cilindro. Por outro lado, $\chi(t)$, $Re(t)$, \bar{U} e U denotam o fator de compressibilidade do gás, o número de Reynolds instantâneo, a velocidade média e a velocidade instantânea do pistão. Para a caracterização da transferência de calor q_w é também necessário definir a temperatura instantânea do gás $T_g(t)$ e a temperatura na parede do cilindro T_w . Finalmente, as propriedades físicas do gás são representadas pela viscosidade μ , condutividade térmica k , razão entre os calores específicos γ e difusividade térmica α .

De posse do número de Nusselt Nu , o fluxo de calor q_w pode ser facilmente obtido e multiplicado então pela área de troca total, A_{tc} , referente às paredes do cilindro, pistão e placa de válvulas.

3. Formulação diferencial

Definida a formulação integral, descreve-se nesta seção a formulação diferencial empregada para a solução do escoamento entre as superfícies do pistão e da placa de válvulas, originado pela abertura da válvula de descarga. Com referência à geometria do escoamento ilustrado na Fig. 2, as equações de conservação da massa, quantidade de movimento na direção radial e energia, podem ser escritas como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho u}{\partial r} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho u u}{\partial r} = - \frac{dp}{dr} + \frac{\tau_w}{\delta} \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho h_0}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \left(\rho u h_0 - k \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right) = \frac{Dp}{Dt} + \frac{q_w}{\delta} \quad (8)$$

onde τ_w é a tensão de cisalhamento que atua nas superfícies do pistão e da placa de válvulas, separadas pela folga δ . As equações acima podem ser integradas na direção radial, utilizando um volume de controle elementar originado da discretização da região da folga entre pistão e placa de válvulas, conforme indicado na Fig. 2.

Na parede do cilindro adotam-se as condições de velocidade nula e temperatura prescrita. A velocidade do pistão é incorporada na solução numérica do escoamento, permitindo que a malha computacional se contraia ou expanda conforme os movimentos de compressão ou expansão. O fluxo de calor nas paredes do cilindro, q_w , foi também avaliado através da correlação de Lawton (1987).

O orifício de descarga é denominado “modificado” porque engloba também o volume deixado pela folga entre o pistão e a placa de válvulas na região central do domínio de solução. Apesar da formulação diferencial adotada para a solução do escoamento, por conveniência empregou-se um balanço integral para o orifício de descarga.

O atrito viscoso junto às paredes sólidas é avaliado através da correlação de fator de atrito f . Na situação de escoamento turbulento, adota-se a relação de Blasius, $f = 0,3164/Re^{1/4}$, enquanto que no caso de regime laminar, considera-se $f = 96/Re$. Em ambas as expressões, o número de Reynolds, $Re (= \rho u D_h / \mu)$, é baseado no diâmetro hidráulico $D_h = \delta$. A equação de estado para gás ideal, $p = \rho RT$, completa o sistema de equações.

4. Procedimento de solução

A simulação do ciclo completo de operação do compressor foi realizada com a combinação das formulações integral e diferencial. Na formulação integral, o cálculo da pressão no cilindro é realizado diretamente, sem a necessidade de qualquer esquema numérico especial. A Eq. (3) poderia ser resolvida através de um procedimento explícito mas, no entanto, optou-se por uma abordagem implícita em que a temperatura no cilindro é calculada através do método iterativo de Newton-Raphson. Assim, resolvendo-se inicialmente a temperatura no cilindro de forma implícita e, posteriormente, a pressão no cilindro através da Eq. (2), garante-se um sistema quase que totalmente implícito, uma vez que a equação da energia foi escrita sem fazer referência a valores de pressão, o que tornaria o procedimento iterativo. O único termo que é avaliado de forma explícita é o fluxo de calor nas paredes do cilindro, o qual emprega a temperatura do gás no tempo anterior.

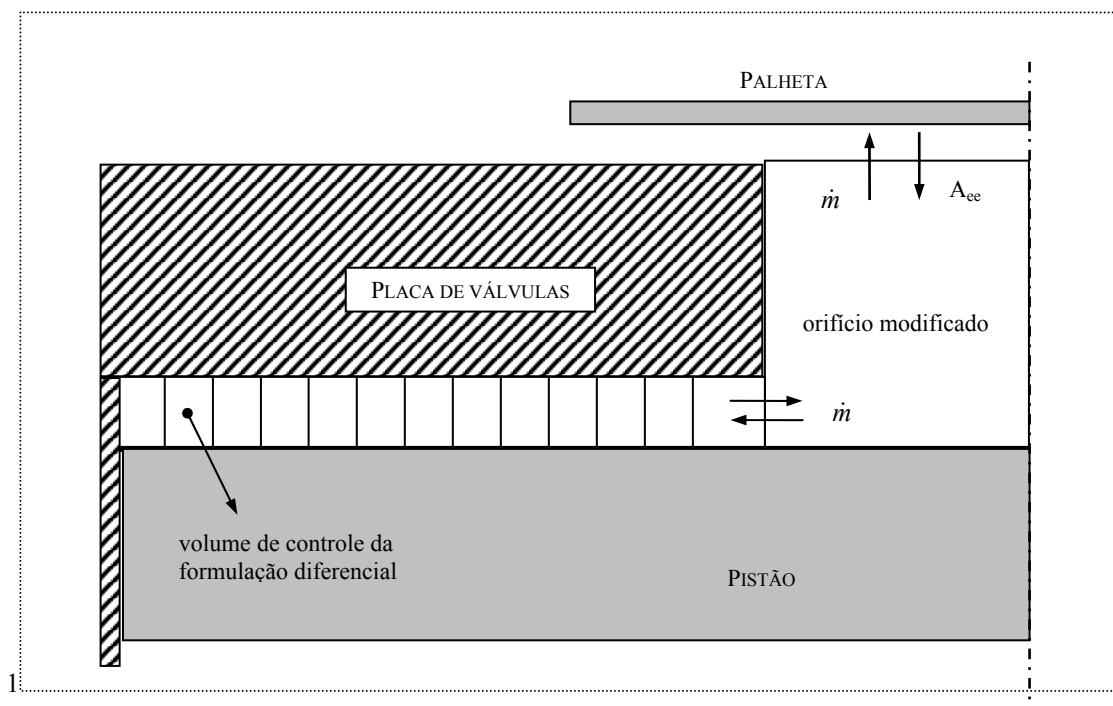


Figura 2. Geometria do escoamento na folga entre o pistão e a placa de válvulas.

Para a formulação diferencial, as equações governantes são discretizadas de forma implícita pelo método de volumes finitos. O acoplamento da velocidade e pressão foi feito através do algoritmo SIMPLEC estendido a escoamentos de número de Mach arbitrários. Utilizou-se um arranjo desencontrado para a malha, com a velocidade disposta nas faces dos volumes de controle e pressão, temperatura e massa específica armazenadas no centro do volume. O esquema de interpolação utilizado para todas as propriedades nas faces dos volumes de controle foi o PLDS (“Power Law Differencing Scheme”), com a exceção do valor da massa específica necessário no acoplamento pressão-velocidade, cuja avaliação foi realizada com o esquema UDS (“Upwind Differencing Scheme”). O sistema linear formado pelas equações algébricas originadas da discretização foi resolvido através do algoritmo TDMA. Um aspecto muito importante foi a validação da solução numérica através de minuciosos testes de refino de malha e de tempo. O nível de refinamento de malha em todas as simulações teve aproximadamente 80 nós igualmente espaçados.

O escoamento entre a região da folga e o orifício de descarga, na região central do domínio de solução, pode ocorrer nos dois sentidos, conforme ilustrado na Fig. 2, de acordo com uma característica de contração ou expansão. Para a face do volume localizada sobre esta singularidade, resolve-se a seguinte equação (Escanes *et al.*, 1996):

$$(p_i - p_o)A_s = \frac{|\dot{m}|u}{2} \left[\left(\frac{1}{\sigma_o^2} - \frac{1}{\sigma_i^2} \right) + \left(\frac{1}{\sigma_o} - \frac{1}{C_c} \right)^2 \right] + \ell_{eff} \frac{d\dot{m}}{dt} \quad (9)$$

onde os subíndices i e o representam, respectivamente, a região a montante e a jusante da singularidade. As variáveis \dot{m} , u e A_s representam, respectivamente, a vazão de massa entre a folga e o orifício de descarga, a velocidade do escoamento e a área transversal na singularidade. O parâmetro C_c representa o coeficiente de contração e σ_o e σ_i são as razões entre as áreas transversais $A_f (=2\pi R_o \delta)$ e $A_c (=2\pi R_o [\delta + H_o])$.

Se \dot{m} for positivo, $C_c = 1,0$; $\sigma_i = 1,0$; $\sigma_o = A_c/A_f$. Caso contrário, a singularidade atua como uma contração e o seguinte coeficiente de contração (Potter e Wiggert, 1991) é adotado:

$$C_c = 0,62 + 0,38 \left(A_f / A_c \right)^3 \quad ; \quad \sigma_i = A_c / A_f \quad ; \quad \sigma_o = 1,0 \quad (10)$$

O último termo do lado direito da Eq. (9) fornece a variação transiente da quantidade de movimento na singularidade, onde ℓ_{eff} é um comprimento efetivo que busca representar o efeito da inércia do fluido sob aceleração e desaceleração no orifício.

Como já mencionado na seção 3, para o orifício de descarga utiliza-se uma equação baseada em um balanço integral de energia, considerando fluxos de energia através das válvulas e pela folga pistão-placa de válvulas. Considerando transientes nas propriedades, a equação algébrica para o orifício de descarga pode ser escrita da seguinte forma:

$$T = \frac{1}{Mc_p} \left[M^0 c_p T^0 + V(p - p^0) - \Delta t (\dot{m}_d e_d - \dot{m}_p e_p - \dot{m}_s e_s - q_w) \right] \quad (11)$$

As variáveis e_p , e_s e e_d são, respectivamente, a energia transportada entre o orifício e a região da folga e através das válvulas de sucção e descarga. O valor da temperatura utilizado para o cálculo do fluxo de entalpia é avaliado via esquema de interpolação UDS.

As temperaturas internas do compressor são dados de entrada para a simulação. A obtenção de seus valores é realizada por meio de uma interface com um segundo código de simulação, que avalia através de um balanço de energia a temperatura em oito volumes: gás no filtro de sucção, paredes do cilindro, gás no filtro de descarga, câmara de descarga, ambiente interno da carcaça, parede da carcaça, motor elétrico e rolamentos. Todas as temperaturas são consideradas constantes, com exceção da temperatura no gás do cilindro. As equações de balanço dos volumes de controle são resolvidas iterativamente e simultaneamente uma vez que dependem do fluxo de energia de todo o compressor. Maiores detalhes sobre este módulo do programa de simulação podem ser obtidos em Fagotti *et al.* (1994).

A dinâmica das válvulas é calculada através de um modelo massa-mola-amortecido com um grau de liberdade, em que a frequência natural e o coeficiente de amortecimento devem especificados. A força de colamento pode ser obtida por meio do modelo analítico proposto por Khalifa and Liu (1998), enquanto que a força na palheta e a vazão de massa devido ao escoamento através da válvula são obtidas com referência a áreas efetivas de força A_{ef} e de escoamento A_{ee} , respectivamente. Através da diferença de pressão através da válvula, Δp_v , A_{ef} é determinada como $A_{ef} = F/\Delta p_v$. A área efetiva de força pode ser entendida como um parâmetro que mostra o quão efetiva é a diferença de pressão na abertura válvula abre. Por outro lado, para a mesma queda de pressão, a A_{ee} expressa a razão entre o fluxo de massa real e o fluxo dado pela condição de escoamento isentrópico. Um aspecto importante no desempenho de válvulas é a pulsação do gás em filtros, a qual pode ser modelada de acordo com a metodologia desenvolvida por Deschamps *et al.* (2002).

A simulação do compressor começa com o pistão no ponto morto inferior com a formulação integral, conforme ilustrado na Fig. 3. Para a troca da metodologia integral para a diferencial, deve-se garantir que os efeitos de proximidade entre o pistão e o cabeçote de válvulas ainda não sejam importantes, a fim de evitar a obtenção de um transiente incorreto. No presente trabalho, especificou-se um valor de pressão de 10 bar no cilindro para a troca de uma formulação para a outra, depois de analisar minuciosamente os resultados provocados por esta escolha.

Assim, durante o curso de compressão, a formulação integral é trocada pela formulação diferencial, quando a pressão atinge o valor de 10 bar. Neste ponto, valores médios de pressão, p , temperatura, T , e densidade, ρ , são diretamente transmitidos e usados como campos iniciais para a formulação diferencial. Outras quantidades dadas são a posição instantânea do pistão e do volume do cilindro V , ambas relacionadas com o ângulo de manivela, ωt , onde $\omega = 2\pi f$ e $f = 60$ Hz. Nenhuma informação é disponível para o campo de velocidade e, assim, o seu valor inicial é assumido como igual a zero.

Depois que o gás é empurrado para fora do cilindro, a válvula de descarga se fecha e a fase de expansão é iniciada, o procedimento é trocado para a formulação integral quando a pressão alcança novamente o valor de 10 bar. Como quantidades referentes ao escoamento estão disponíveis para cada volume de controle do domínio de solução, valores médios podem ser facilmente obtidos para pressão, temperatura e densidade, através de uma média ponderada na massa contida em cada volume.

O procedimento iterativo avalia propriedades em cada passo de tempo, correspondente a 10^{-3} rad. A convergência do processo é alcançada quando as condições de operação do compressor se repetem ciclicamente. No presente caso, foi necessária a simulação de 4 ciclos completos do compressor.

5. Resultados e Discussões

Os objetivos desta seção são apresentar e analisar resultados da simulação do compressor com as metodologias integral e diferencial, descritas anteriormente. O enfoque da análise é o cilindro do compressor, considerando as variações espacial e temporal de propriedades do fluido refrigerante, sendo que os modelos dos demais elementos, tais como válvulas, sistemas de sucção e descarga, são mantidos os mesmos nas diferentes formulações.

Para a análise, considera-se um compressor alternativo da Empresa Brasileira de Compressores S.A. (EMBRACO), utilizado em aplicações para refrigeração doméstica, com capacidade de refrigeração de aproximadamente 600 Btu/h, consumo em torno de 100W, e rotação de aproximadamente 3600 rpm.

Uma série de testes foi realizada para testar a sensibilidade dos resultados numéricos em relação a parâmetros da simulação, tais como valor de pressão para alternância das metodologias integral e diferencial, discretização espacial e discretização temporal. Desta etapa, concluiu-se que um número de 80 volumes na folga e um passo de tempo igual a $2,7 \times 10^{-6}$ são suficientes para a solução adequada do escoamento.

A fim de evidenciar a limitação da formulação integral no processo de descarga de um compressor, a Fig. 4 apresenta uma comparação entre os resultados previstos para o diagrama p-V com aquele medido por um transdutor de pressão instalado na parede lateral do cilindro. Os valores de pressão e volume no diagrama foram normalizados pela pressão da linha de sucção e pelo volume varrido pelo pistão, respectivamente. Observa-se uma boa concordância entre

os resultados para a maior parte do ciclo de compressão (Fig. 4a) mas, no entanto, examinando a variação da pressão durante a descarga (Fig. 2b), percebe-se uma discrepância entre os resultados experimental e numérico. Este aspecto, como será visto adiante, é explicado pelo fato do modelo integral não poder calcular a variação de pressão ao longo da folga entre pistão e placa de válvulas, originada pelo escoamento existente ali. De fato, espera-se que o valor de pressão registrada pelo transdutor no processo de descarga seja diferente da pressão no orifício de passagem da válvula, bem como da pressão média do cilindro.

A Fig. 5a ilustra a variação da velocidade do escoamento ao longo da folga pistão-cabeçote para diferentes posições do pistão, representadas pela folga adimensional δ/D , junto ao ponto morto superior. Pode-se observar que mesmo antes da abertura da válvula de descarga, $\delta/D = 0,048$, já existe há a presença de um escoamento em direção ao centro do cilindro. Isto ocorre devido ao fato de que uma parcela da deformação volumétrica atua no aumento da massa específica e outra na movimentação do fluido, o qual é forçado para a região central do cilindro. A Fig. 5b mostra resultados para a variação da pressão na folga, adimensionalizadas pela pressão de descarga, p_d , indicando que a pressão decai da parede do cilindro até a entrada do orifício de descarga, devido aos efeitos de aceleração e atrito viscoso. Quando o escoamento entra no orifício de descarga, ocorre uma elevação de pressão devido à diminuição da velocidade.

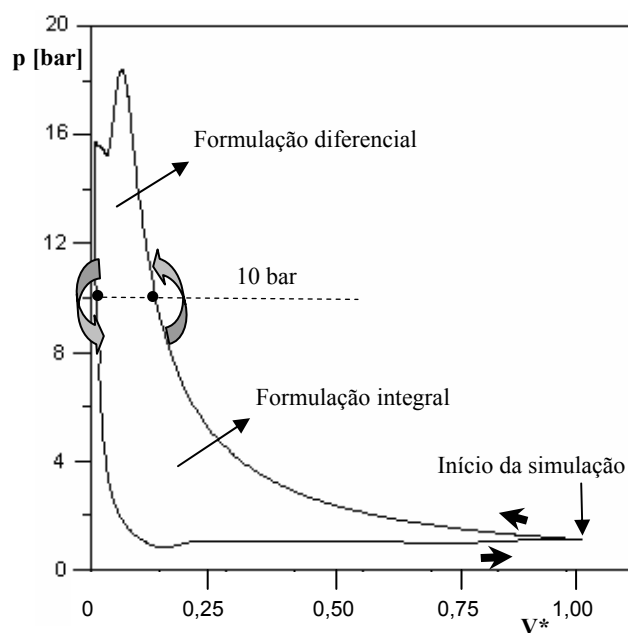


Figura 3. Esquema da interação entre as metodologias integral e diferencial.

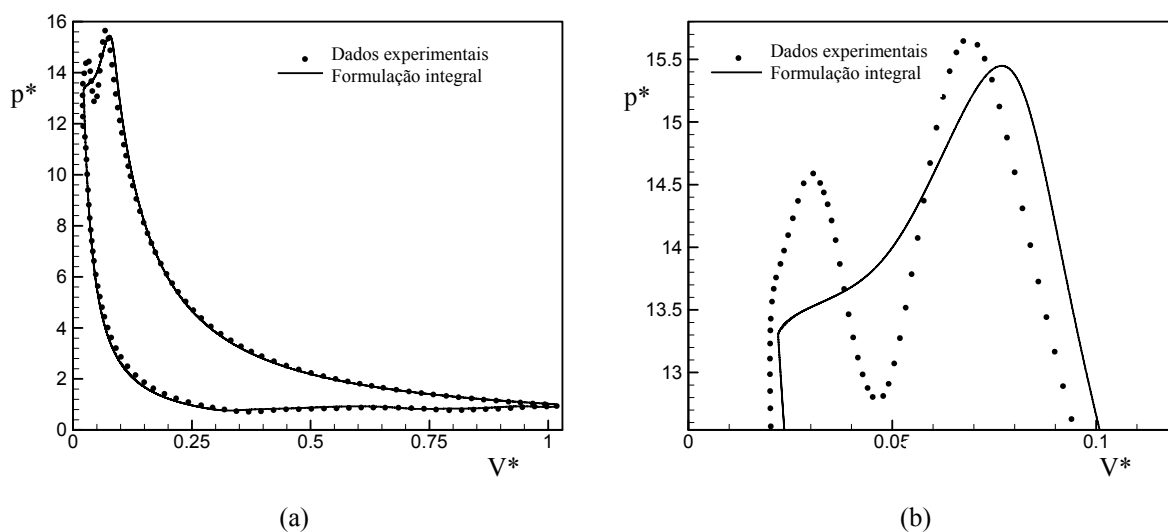


Figura 4. Comparação entre resultados numéricos da formulação experimental e dados experimentais.

Quando o pistão está um pouco mais próximo da placa válvula, $\delta/D = 0,038$, a válvula de descarga já iniciou sua abertura e os níveis de velocidade são bastante consideráveis. Novamente pode-se perceber a recuperação da pressão quando da passagem do escoamento da folga para o orifício de descarga. Com a saída do fluido refrigerante pela válvula de descarga, a quantidade de massa dentro do cilindro diminui, reduzindo os níveis de pressão, conforme mostra a Fig. 5b para os afastamentos $\delta/D = 0,019$ e $0,0048$.

Na condição de menor afastamento, $\delta/D = 0,0048$, percebe-se a maior diferença nos níveis de pressão ao longo da folga. Este resultado é fisicamente consistente pois, à medida que o pistão se aproxima do cabeçote, o atrito viscoso aumenta devido à folga extremamente pequena, fazendo com que a pressão se eleve mais junto à parede do cilindro. Além disto, a aceleração elevada do escoamento ocasiona uma expansão do gás, aumentada ainda mais pelo atrito viscoso, fazendo com que a redução da densidade aumente de forma considerável os níveis da velocidade na folga.

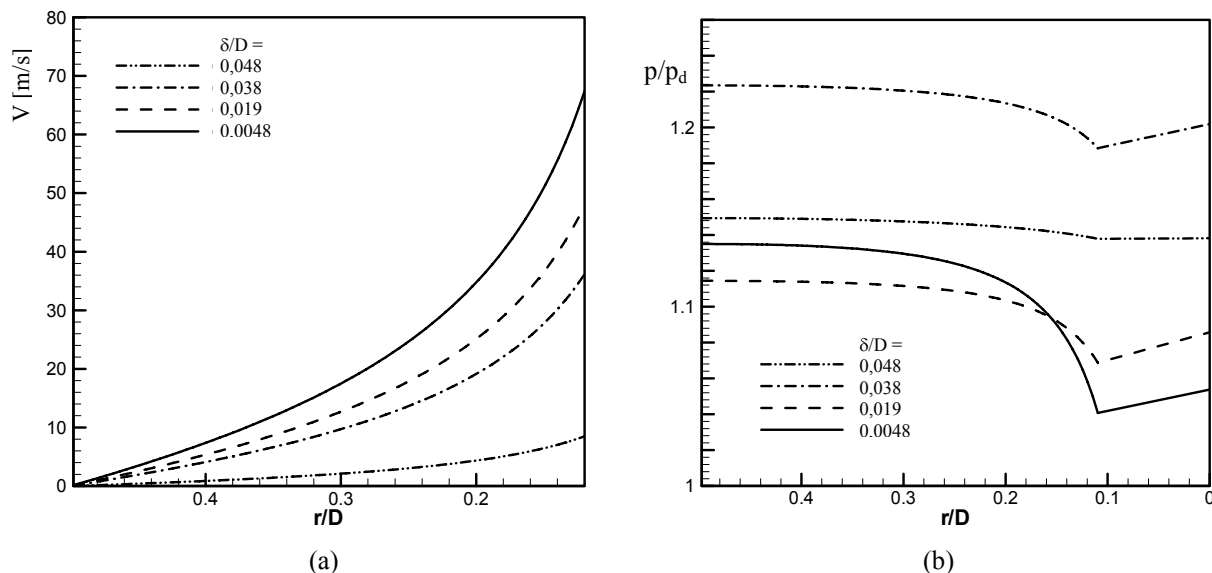


Figura 5. Resultados para o escoamento ao longo da folga pistão-placa de válvulas em diferentes posições do pistão: (a) Velocidade radial; (b) Pressão.

A Fig. 6 apresenta resultados de diagrama $p-V$ para permitir uma análise comparativa entre a presente metodologia híbrida e aquela baseada exclusivamente na formulação integral. Observa-se da figura que o modelo diferencial capta detalhes da variação de pressão que estão mais em linha com os dados experimentais do que aqueles da formulação integral, especialmente em relação à presença de dois picos de pressão na região de descarga do compressor. O primeiro pico é principalmente uma consequência da dinâmica da válvula, uma vez que a sua abertura não é instantânea, restringe a saída do gás e o pistão ainda está em seu movimento ascendente. A queda de pressão que ocorre em seguida se deve ao esvaziamento do cilindro decorrente de uma abertura suficiente da válvula. O segundo pico de pressão, também observado por Matos *et al.* (2002), está diretamente relacionado ao aumento da restrição ao escoamento devido ao fato de que o pistão continua se aproximando da placa de válvulas. Isto faz com que em um determinado momento a restrição assuma tal importância que se inicia uma elevação da pressão novamente, já que o pistão continua se aproximando da placa de válvulas.

Apesar do contraste mostrado na Fig. 6, é interessante notar que a diferença entre as duas metodologias fica menos evidente se valores médios de pressão e temperatura, esta adimensionalizada pela temperatura na sucção em [K], são apresentados, como ilustrado na Fig. 7. Isto ocorre por que a massa na região da folga do cilindro é muito menor que a massa no orifício e, uma vez que a média é obtida através de uma ponderação na massa, as diferenças entre as metodologias tende a ficar bem menor. Naturalmente, este é um aspecto de análise que pode variar de acordo com as dimensões geométricas e condições de operação do compressor.

Com base nos resultados apresentados, pode-se concluir que o modelo desenvolvido é capaz de prever fenômenos físicos associados ao escoamento na folga entre pistão e placa de válvulas, junto ao ponto morto superior. Deve-se ter em mente, no entanto, que o modelo possui algumas limitações merecedoras de análise. Inicialmente, devido à formulação unidimensional adotada para o escoamento, há a necessidade do uso de correlações para a avaliação da força de atrito viscoso junto às superfícies sólidas do pistão e da placa de válvulas. A expressão de fator de atrito empregada para este fim foi desenvolvida para escoamentos plenamente desenvolvidos e estacionários, podendo ser colocada como fonte de incerteza devido à presença da aceleração considerável verificada no escoamento através da folga. Este aspecto deve ser investigado a partir de simulações com modelos multidimensionais e, sendo relevante, um conjunto de dados poderia ser gerado para definir uma correlação mais adequada sob diferentes acelerações.

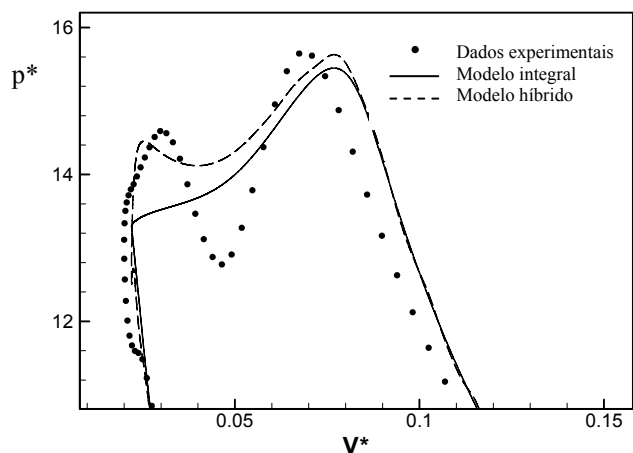


Figura 6. Comparação entre resultados das formulações integral e híbrida para a pressão do cilindro.

Da mesma forma como no caso do fator de atrito, a avaliação do fluxo de calor é também uma limitação do modelo. Catto e Prata (1996) resolveram numericamente o escoamento laminar no interior do cilindro de um compressor via volumes finitos e verificou que existe uma defasagem entre o fluxo de calor e a diferença de temperatura média do gás e a temperatura da parede do cilindro. Deste modo, a utilização de correlações clássicas de transferência de calor é questionável. A correlação de Lawton (1987) foi desenvolvida especificamente para aplicação em cilindros de compressores e, por esta razão, espera-se que erros devido a este aspecto sejam minimizados.

A maior limitação da presente metodologia é o fato de não resolver o escoamento através da válvula de descarga do compressor, necessitando assim de correlações para o cálculo do escoamento e da força na palheta, a partir da diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e de descarga. Estas correlações, expressas na forma de áreas efetivas de escoamento e de força, devem ser obtidas experimentalmente ou via simulação numérica do escoamento na válvula. Portanto, a qualidade dos resultados obtidos neste trabalho depende da precisão dessas correlações e, desta forma, pode ser melhorada através de uma avaliação mais criteriosa que considere a dinâmica da válvula. Uma outra alternativa, mas com um custo computacional bem mais elevado, é a metodologia desenvolvida por Matos *et al.* (2002) para a solução da interação do escoamento com a dinâmica de válvulas automáticas de compressores.

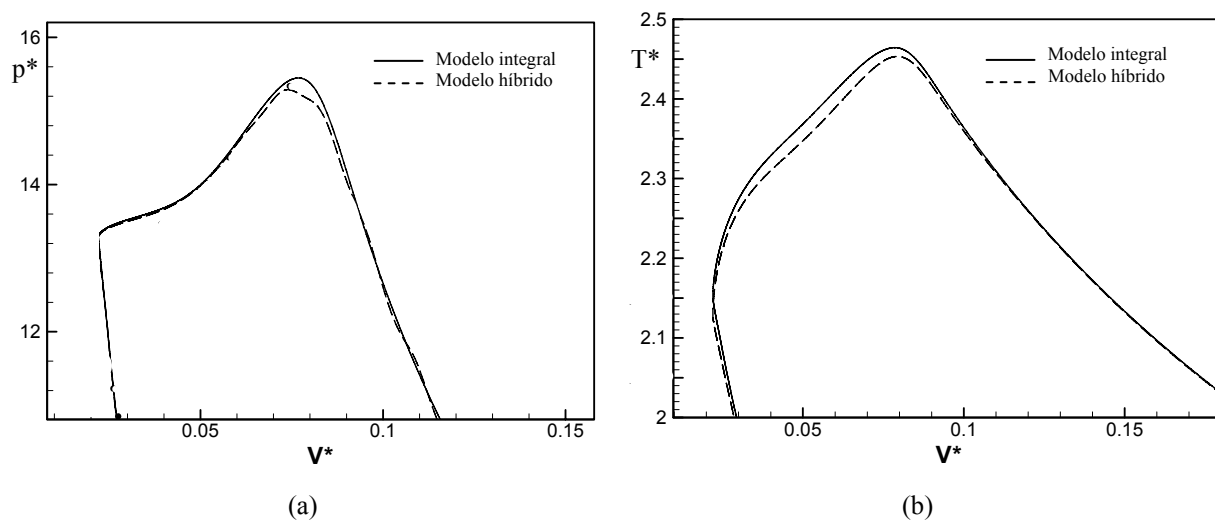


Figura 7. Comparação entre resultados obtidos com os modelos integral e híbrido para quantidades médias no cilindro: (a) pressão; (b) temperatura.

6. Conclusões

A simulação de compressores alternativos de refrigeração via formulação integral fornece uma ótima concordância com dados experimentais quando o pistão se encontra afastado da placa de válvulas, mas falha durante o processo de descarga. O presente trabalho apresenta uma proposta de metodologia híbrida de simulação, na qual uma formulação diferencial é usada para o processo de descarga do compressor. O objetivo central da proposta é oferecer uma metodologia, de maior precisão mas ainda de custo computacional reduzido, que permita a solução do escoamento compressível unidimensional na folga entre o pistão e a placa de válvulas, originado pela abertura da válvula de

descarga. Observa-se que o modelo desenvolvido consegue prever fenômenos físicos importantes, evidenciados por dados experimentais e soluções numéricas de metodologias mais elaboradas, tal como a presença de efeitos de sobrepressão na parede do cilindro causado pela restrição do escoamento na folga. Este nível de detalhamento do processo de descarga não é possível de ser obtido com a formulação integral.

7. Referências

- Catto, A.G. and Prata, A.T., 1997, "A Numerical Study of Instantaneous Heat Transfer During Compression and Expansion in Piston-Cylinder Geometry", AES-Vol. 37, Proc. ASME Advanced Energy System Division, Dallas, USA, pp. 441-450.
- Deschamps, C.J., Possamai, F.C. and Pereira, E.L.L., 2002, "Numerical Simulation of Pulsating Flow in Suction Mufflers", Proc. Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, paper C-11, 8 p.
- Escanes, F., Pérez-Segarra, C.D., Rigola, J., Serra, J.M., Pons, J., Escribà, M.; Jornet, M., "Numerical Simulation of Hermetic Reciprocating Compressors. Recent Improvements and Experimental Validation", Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, 1996.
- Fagotti, F., Todescat, M.L., Ferreira, R.T.S. and Prata, A.T., 1994, "Heat Transfer Modeling in a Reciprocating Compressor", Proc. Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA p. 605-610.
- Khalifa, H.E. and Liu, X., 1998, "Analysis of Stiction Effect on the Dynamics of Compressor Suction Valve", Proc. Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, p. 87-92.
- Lawton, B., 1987, "Effect of Compression and Expansion on Instantaneous Heat Transfer in Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc. Instn Mech. Engrs, Part A, Journal of Power and Energy, v. 201, pp. 175-186.
- Machu, E.H., 1998, "Problems with Modern High Speed Short Stroke Reciprocating Compressors: Increased Pocket Losses Due to Piston Masking and Eccentric Gas Load on the Piston", Proc. Gas Machinery Conference, Denver, USA, 20 p.
- Matos, F.F.S., Deschamps, C.J., Prata, A.T., 2002, "Simulação Numérica do Escoamento Turbulento em Compressores Alternativos", Proc. III Escola de Primavera em Transição e Turbulência, Florianópolis, Brasil, 10 p.
- Potter, M.C. and Wiggert, D.C., 1991, "Mechanics of Fluids", Prentice-Hall.
- Rovaris, J.B., Deschamps, C.J., 2004, "Simulação de Grandes Escalas Aplicada ao Escoamento Turbulento em Compressores", Proc. IV Escola de Primavera em Transição e Turbulência, Porto Alegre, Brasil, 10 p.
- Smagorinsky, J.S., 1963, "General Circulation Experiments with the Primitive Equations: I. The Basic Experiment". Mon. Weath. Rev., v. 91, pp. 99-163.
- Ussyk, M. S., 1984, Numerical Simulation of Hermetic Reciprocating Compressor Performance (in Portuguese), M.Sc. Thesis, Federal University of Santa Catarina, Brazil.

A NUMERICAL METHODOLOGY TO SIMULATE THE DISCHARGE PROCESS IN RECIPROCATING COMPRESSORS

Fernando A. Ribas Jr.
EMBRACO S.A.
Joinville, SC, Brazil
Fernando_A_Ribas@embraco.com.br

Cesar J. Deschamps
Federal University of Santa Catarina
Department of Mechanical Engineering
Florianopolis, SC, Brazil
deschamps@polo.ufsc.br

Abstract

The paper presents a numerical methodology to predict the discharge process in reciprocating compressors, adopting a one-dimensional formulation for the compressible in-cylinder flow at the top center (TC) crank position during the opening of the valve. The differential governing equations are discretized via the finite volume methodology in a computational grid that expands and contracts according to the piston motion. The ideal gas hypothesis is adopted and the coupling between pressure and velocity fields is achieved using the SIMPLEC algorithm. The procedure is combined with an integral formulation, which is activated when the piston is far from the TC. Results obtained with the new methodology indicate that flow properties, such as pressure and velocity, display an important radial variation along the cylinder head during the discharge process, originated from acceleration and friction effects. These physical features, also indicated by experimental data and more expensive numerical solutions, cannot be captured by integral approaches.

Keywords: reciprocating compressor, discharge valve, compressor simulation.