

## **PRESSÃO COMO CONDIÇÃO DE CONTORNO PARA O ESCOAMENTO ATRAVÉS DE VÁLVULAS DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS**

**Francisco F. S. Matos** – fred@nrva.ufsc.br

**Alvaro T. Prata** – prata@nrva.ufsc.br

**César J. Deschamps** – deschamps@nrva.ufsc.br

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina  
88040-900, Florianópolis, SC, Brasil.

***Resumo.** No presente trabalho uma metodologia numérica é desenvolvida para simular o comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta utilizadas em compressores. Um modelo de um grau de liberdade é adotado para o movimento da palheta. A técnica dos volumes finitos é empregada para descrever as variações do escoamento decorrentes do movimento do pistão e da palheta. Através de uma transformação de coordenadas, um sistema de coordenadas móveis é obtido; esse novo sistema é capaz de expandir e contrair de acordo com as posições do pistão e da válvula. Resultados para a força atuante na palheta foram obtidos para um movimento prescrito do pistão e, a partir desses, uma análise é feita sobre a validade do uso da pressão como condição de contorno para a fronteira de entrada da válvula.*

***Palavras-chave:** Pressão prescrita, Dinâmica de válvulas, Malha móvel.*

### **1. INTRODUÇÃO**

Um grande número de compressores de refrigeração fabricados hoje são alternativos. Geralmente estes compressores utilizam válvulas automáticas que abrem e fecham de acordo com a diferença de pressão entre os lados externo e interno do cilindro imposta pelo pistão. Estas válvulas devem ter resposta rápida, pequena queda de pressão, e boa eficiência na restrição ao retorno do gás. Para alcançar características de alta eficiência para a válvula, necessárias para um compressor competitivo, um entendimento detalhado do escoamento através dela e de sua dinâmica deve ser alcançado.

As características básicas relacionadas com o escoamento através da válvula e com a sua dinâmica podem ser explicadas com o auxílio da Fig. 1a, onde é mostrada uma vista esquemática de uma válvula tipo palheta (aproximada por um disco circular). Essa figura pode representar tanto a válvula de sucção como a de descarga. Em ambas as válvulas a força resultante da diferença de pressão entre os lados interno e externo do cilindro gera um afastamento entre a palheta e o assento, por onde o fluido começa a escoar. Como mostrado, o fluido entra inicialmente no orifício de passagem escoando axialmente. Devido a presença da palheta (disco frontal) o fluido é então forçado a escoar radialmente até sair da válvula. A diferença de pressão entre a entrada do orifício e a saída da válvula, juntamente com o

afastamento entre palheta e assento, governam o escoamento através da válvula. Por sua vez, o escoamento gera uma distribuição de pressão na palheta e, conseqüentemente, a força resultante na palheta governará a sua dinâmica. A obtenção de uma performance ótima para a válvula é então um problema, onde a mecânica dos fluidos e a dinâmica dos sólidos têm papéis bem acoplados.

Principalmente através da utilização de modelos matemáticos, um número expressivo de pesquisas tem sido realizado com o objetivo de conhecer o comportamento do sistema de válvulas tipo palheta. O desenvolvimento de tais modelos, desde o seu início, é comentado por MacLaren (1972,1982). Uma revisão mais detalhada da literatura pode ser encontrada em Gasche (1992), onde vários modelos, experimentais e numéricos, tentam representar a situação real da válvula. Como exemplo, pode-se citar os trabalhos de Ferreira & Driessen (1986), Deschamps *et al.* (1989), Langer (1991) e Possamai *et al.* (1994). Com o intuito de aperfeiçoar a modelação do escoamento na válvula, Lopes & Prata (1997) analisaram numericamente o escoamento laminar, compressível, isotérmico e em regime transiente através de difusores radiais concêntricos com palheta paralela de maneira acoplada à dinâmica da válvula. Para a representação do comportamento cíclico do pistão, a condição de escoamento periódico foi imposta através do uso de um perfil uniforme e periódico de velocidade na entrada do difusor.

A revisão da literatura indica que quase sempre a solução numérica de escoamentos é obtida prescrevendo-se uma condição para a velocidade na região de entrada do domínio de cálculo. Por outro lado, um procedimento experimental comum na investigação de escoamentos em válvulas de compressores é o de medir a pressão no interior do cilindro durante o movimento do pistão. Uma idéia seria então alterar a metodologia numérica usual de velocidade prescrita para uma de pressão, de tal forma que os dados experimentais pudessem ser adotados na obtenção da solução do movimento da palheta.

O presente trabalho estuda a validade da condição de contorno de pressão prescrita nas fronteiras de entrada e saída da válvula, ou seja a prescrição da diferença de pressão entre o cilindro (ou câmara de compressão) e a câmara de descarga. Para alcançar este objetivo são realizadas duas simulações distintas. A primeira resolve o escoamento, e a dinâmica da palheta, a partir da condição de velocidade prescrita, imposta pelo movimento do pistão (Fig. 1b). A segunda resolve o escoamento utilizando um valor de pressão média na entrada do orifício de passagem, fornecida pela primeira simulação (Fig. 1a). Finalmente, os resultados obtidos em ambas as simulações são comparados a fim de verificar se a condição de pressão reproduz de forma adequada o campo de escoamento da qual foi derivada.

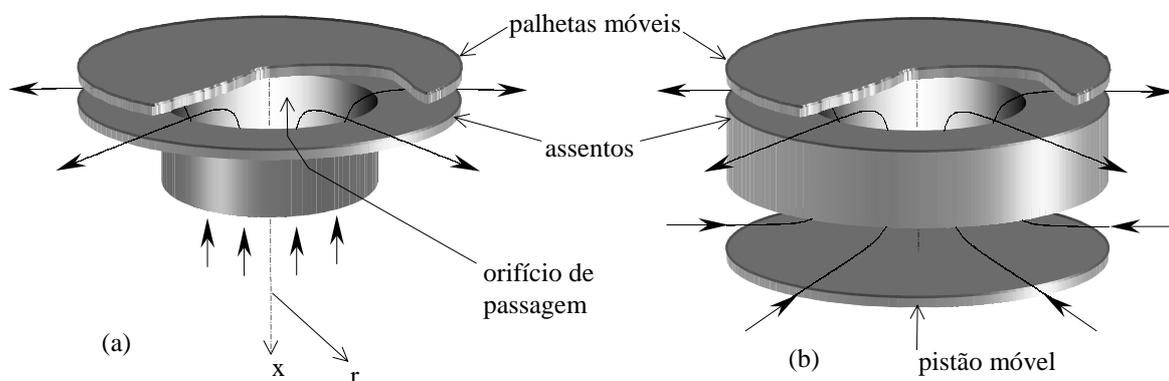


Figura 1 - Vistas esquemáticas da válvula tipo palheta.

## 2. MODELO FÍSICO

### 2.1. Dinâmica da Válvula

As válvulas do tipo palheta são geralmente fabricadas em aço mola e a sua dinâmica pode ser modelada como

$$m\ddot{s} + C\dot{s} + Ks = F - F_0 \quad (1)$$

onde  $F_0$  é a força de pré-carga na palheta. No presente trabalho, a palheta é considerada paralela ao assento, como ilustrado na Fig. 1, com  $s$  sendo o afastamento instantâneo entre a palheta e o assento. Os coeficientes elástico e de amortecimento da palheta,  $K$  e  $C$ , respectivamente, assim como a sua massa,  $m$ , são determinados experimentalmente.

Para resolver a Eq. (1) para  $s$ , a força resultante  $F$  atuando na palheta é obtida da distribuição de pressão na palheta induzida pelo fluido como,

$$F = \int_0^{2\pi} \int_0^{D/2} p r dr d\theta \quad (2)$$

onde  $p$  é a pressão instantânea local na palheta obtida da solução do escoamento,  $r$  e  $\theta$  são as coordenadas na direção radial e circunferencial.

### 2.2. Escoamento na Válvula

A geometria do difusor radial com alimentação axial (Fig. 1a) e alimentação radial com pistão móvel (Fig. 1b) foram empregadas para determinar a distribuição de pressão na palheta. O escoamento foi assumido laminar, incompressível, axissimétrico, e isotérmico. Para fluido newtoniano, as equações da conservação da massa e da quantidade de movimento podem então ser escritas como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) = 0, \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u}{\partial r} \right), \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u v) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v v) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\mu}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{\mu v}{r^2}, \quad (5)$$

onde  $u$  e  $v$  são as componentes do vetor velocidade na direções de  $x$  e  $r$ , respectivamente,  $t$  é o tempo,  $\rho$  é a massa específica e  $\mu$  é a viscosidade absoluta do fluido. As Eqs. (1-5) descrevem completamente o problema e cinco incógnitas devem ser determinadas,  $s$ ,  $F$ ,  $u$ ,  $v$  e  $p$ . As condições de contorno associadas as Eqs. (3-5) serão discutidas na próxima seção.

## 3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

### 3.1. Sistema de coordenadas móveis

Para a solução das equações governantes, seguindo a prática adotada por Lopes & Prata (1997), um sistema de coordenadas móveis ( $\xi$ ,  $r$ ,  $t$ ) é mais apropriado que o sistema inercial

$(x, r, t)$ . Apesar da expansão e contração dos volumes de controle na direção  $x$  ao longo do tempo  $t$ , um valor fixo de  $\xi$  para cada superfície da malha computacional, o qual não muda com o tempo, é considerado no domínio computacional. Por simplicidade na implementação computacional, foi suposto que o assento é que se move com relação à palheta fixa na origem (o que é equivalente a fazer a válvula se mexer com o assento fixo). Para o caso em que o domínio é estendido até o pistão móvel (Fig. 1b) adota-se uma metodologia análoga àquela que será mostrada para o caso da Fig. 1a.

A Fig. 2 mostra o esquema da transformação entre os dois sistemas aqui discutidos.

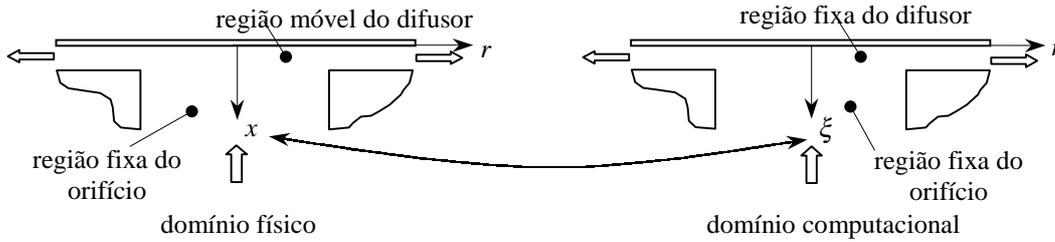


Figura 2 - Domínios físico e computacional.

Se os sub-escritos  $a$  e  $p$  representam as posições do assento e da palheta, respectivamente, ambos  $x$  e  $\xi$  são relacionados através de

$$\frac{x(t) - x_p}{x_a(t) - x_p} = \frac{\xi - \xi_p}{\xi_a - \xi_p} \quad (6)$$

onde  $x_p = \xi_p = 0$  e  $\xi_a$  é considerado igual a unidade. Após a transformação das Eqs. (3-5) do sistema de coordenadas fixas para o sistema de coordenadas móveis, obtém-se

$$\frac{1}{x_a} \frac{\partial (\rho x_a \phi)}{\partial t} + \frac{1}{x_a} \frac{\partial (\rho \tilde{u} \phi)}{\partial \xi} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho r v \phi)}{\partial r} = \frac{1}{x_a} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \frac{\Gamma_\phi}{x_a} \frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S_\phi \quad (7)$$

onde  $\phi = 1$  e  $S_\phi = \Gamma_\phi = 0$  para conservação da massa;  $\phi = u$ ,  $\Gamma_\phi = \mu$  e  $S_\phi = -(1/x_a)(\partial p / \partial \xi)$  para a conservação da quantidade de movimento na direção axial, e  $\phi = v$ ,  $\Gamma_\phi = \mu$  e  $S_\phi = -(\partial p / \partial r)$  para a conservação da quantidade de movimento na direção radial. Na Eq. (7) a velocidade axial  $u$  foi trocada por  $\tilde{u}$  que é a velocidade axial com relação à coordenada móvel,  $\xi$ . Quando  $u$  é determinada,  $\tilde{u}$  pode ser obtida por,

$$\tilde{u} = u - u_g \quad (8)$$

onde  $u_g$  é a velocidade instantânea da coordenada  $\xi$  dada por,

$$u_g = \left( \frac{\partial x}{\partial t} \right)_{\xi, r} = \frac{\xi - \xi_p}{\xi_a - \xi_p} \frac{\partial x_a}{\partial t} = \frac{\xi - \xi_p}{\xi_a - \xi_p} u_a \quad (9)$$

onde  $u_a = \dot{s}$  é a velocidade instantânea do assento.

### 3.2. Metodologia numérica

A metodologia de volumes finitos foi empregada na discretização das equações diferenciais que governam o escoamento, com uma aproximação totalmente implícita para a integração no tempo de todos os termos. Para as velocidades axial e radial, foi adotado volumes desencontrados. Na integração espacial, os valores das velocidades  $u$  e  $v$  nas faces dos seus correspondentes volumes de controle foram obtidos através do esquema de interpolação QUICK, conforme formulação de Hayase *et al.* (1992), o qual é considerado de segunda ordem. Um método de solução segregada foi empregado para resolver as equações e o acoplamento entre pressão e velocidade foi resolvido através do algoritmo SIMPLEC. A subrelaxação das equações algébricas foi requerida para garantir a convergência do procedimento iterativo de solução das equações. As malhas possuem refinamentos em regiões onde existem gradientes elevados de propriedades do escoamento.

A equação diferencial que governa o movimento da palheta, Eq. (1), foi resolvida analiticamente considerando a força resultante na palheta constante no intervalo de tempo referente à integração.

### 3.3. Condições de contorno

Nas paredes sólidas todas as componentes de velocidade foram consideradas iguais a zero com exceção da superfície do assento e do pistão (Fig. 1b) onde  $v=0$  mas  $u=\dot{s}$  no assento e  $u=\dot{s}_{pistão}$  no pistão, ou seja, a velocidade do assento em relação a palheta é obtida da Eq. (1) e a velocidade do pistão assim como a posição do pistão, para o caso da Fig. 1b, pode ser obtida através de  $s_{pistão}=0,05.d[1+0,7.\text{sen}(\omega t)]$  onde  $d$  é o diâmetro do orifício de passagem e  $\omega$  é a frequência angular dada em rad/s. Para o eixo de simetria ( $r=0$ ) as condições de apropriadas são  $v=\partial u/\partial r=0$ .

No caso da Fig. 1b o diâmetro do pistão é, em geral, maior do que o da palheta e como o domínio de cálculo é restrito ao diâmetro da palheta a conservação da massa integrada no volume restante do cilindro foi empregada para a prescrição da velocidade radial na entrada. A componente de velocidade axial paralela a entrada foi adotada igual a zero,  $u=0$ .

Uma atenção especial foi tomada no orifício de passagem (no caso da Fig. 1a) e na saída da válvula (para os dois casos, Figs. 1a e 1b) onde a pressão foi prescrita. Para obter, por exemplo, a velocidade axial no orifício de entrada através de um valor específico de pressão, um volume de controle da metade do tamanho do volume de controle adjacente ao orifício de entrada foi usado para integrar a equação do movimento na direção axial. Dessa forma a velocidade axial no orifício de entrada foi expressa em termos da pressão na entrada e as componentes de velocidade vizinhas. A velocidade axial obtida dessa equação satisfaz a conservação da quantidade de movimento mas não a conservação da massa, logo essa velocidade deve ser corrigida de maneira análoga as velocidades internas ao domínio, usando o algoritmo SIMPLEC. Esse é um passo sutil porém de crucial importância para alcançar a convergência. Na saída da válvula, um procedimento similar foi adotado para a velocidade radial. Para as componentes de velocidade paralelas as fronteiras de entrada e de saída, ou seja,  $v$  e  $u$ , respectivamente, as condições de contorno foram prescritas como  $v=\partial u/\partial r=0$ .

## 4. RESULTADOS

### 4.1. Validação da metodologia numérica

Em Ishizawa *et al.* (1987), resultados experimentais foram obtidos para o escoamento radial entre discos paralelos com a alimentação do escoamento sendo localizada no centro de

um dos discos. A geometria é similar à investigada aqui, exceto pela relação entre os diâmetros da palheta e do orifício,  $D/d$ , que, naquele trabalho, é 10, enquanto que no presente trabalho é 1,33. Um fluxo de massa constante foi prescrito na entrada do orifício central e uma variação temporal do afastamento,  $s$ , foi externamente imposta no sistema. O fluido de trabalho foi a água e a força resultante atuando no disco frontal (difusor radial) foi medida usando células de carregamento. Na Fig. 3a os resultados experimentais de Ishizawa *et al.* (1987) são comparados com os resultados numéricos do presente modelo ajustando-se a relação  $D/d$  para 10. A pressão instantânea obtida na fronteira de entrada do orifício com a simulação do escoamento de Ishizawa *et al.* (1987), foi posteriormente prescrita como condição de contorno e novamente a simulação é realizada. A Fig. 3b mostra que o resultado obtido para esta condição de contorno concorda perfeitamente com os resultados anteriores. Desta forma, a condição de contorno de pressão parece ser adequada para a simulação do escoamento. Devido à pequena dimensão axial envolvida no experimento, quando comparadas com a grande dimensão radial, os efeitos de inércia puderam ser desprezados e a solução analítica foi obtida. Os resultados analíticos também são plotados na Fig. 3a. A malha computacional usada nas presentes simulações foi de  $10 \times 46$  ( $x, r$ ) volumes na região do difusor e de  $25 \times 14$  ( $x, r$ ) volumes na região do orifício de entrada. A Fig. 3b também mostra um resultado com uma malha com o dobro do número de volumes, ou seja,  $20 \times 90$  no difusor e  $50 \times 28$  no orifício de entrada, ilustrando que, em termos de força na palheta, a malha anterior usada se ajusta bem aos objetivos dessa simulação. Há boa concordância entre os resultados experimentais, numéricos e analíticos, gerando confiança na presente metodologia.

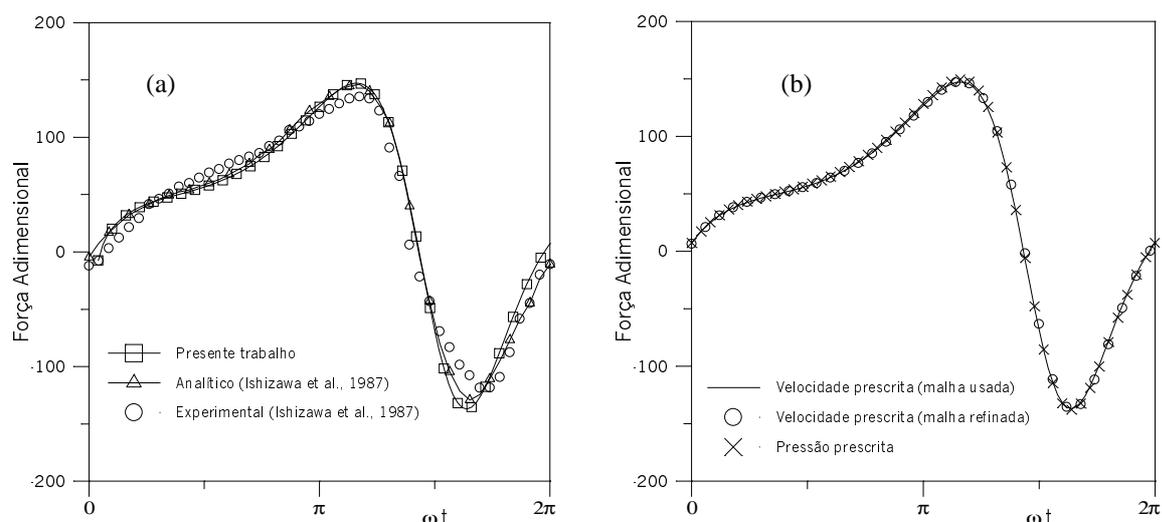


Figura 3 - Força axial entre os discos paralelos com afastamento variável

#### 4.2. Fluxo de massa prescrito no interior do cilindro com o pistão em movimento

Os resultados serão, agora, apresentados para a situação em que o pistão se encontra em movimento. O diâmetro e o comprimento do orifício de passagem, assim como o diâmetro da palheta e do pistão são, respectivamente,  $d=3\text{mm}$ ,  $E=0,525\text{mm}$ ,  $D=4\text{mm}$  e  $D_{\text{pistão}}=11,25\text{mm}$ . O ar foi considerado como fluido de trabalho, com  $\mu=1,86 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$  e  $\rho=1,165 \text{ kg/m}^3$ . Na saída da válvula adota-se uma pressão nula como condição de contorno, enfatizando assim, que somente a diferença de pressão através da válvula é importante. Adicionalmente, os parâmetros usados para a palheta na Eq. (1) são  $K=200 \text{ N/m}$ ,  $C=0,5 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ ,  $m=3,2\text{g}$  e  $F_0=0$ . Por conveniência computacional, o movimento da palheta teve a sua amplitude limitada entre os afastamentos mínimo de  $0,0075 \cdot d$  e máximo de  $0,375 \cdot d$ . O valor empregado para a frequência angular  $\omega$  é dado por  $2\pi f$  onde  $f=60 \text{ Hz}$  é a frequência utilizada. Para a integração

temporal, o intervalo de tempo utilizado foi de  $\Delta t=1/(100f)$ . O domínio de cálculo é o mostrado na Fig. 1b onde os volumes da malha são distribuídos em 19x68 ( $x, r$ ) no difusor, 15x29 ( $x, r$ ) na região do orifício de passagem e 14x68 ( $x, r$ ) na região entre o pistão e a entrada do orifício de passagem.

A Fig. 4 ilustra o comportamento da força sobre a palheta e o seu afastamento do assento para um movimento senoidal do pistão em relação a entrada do orifício de passagem. Percebe-se que quando o pistão começa a diminuir o volume do cilindro a força na palheta já se encontra crescente e, em seguida quando esta força se torna máxima, a palheta deixa a sua posição de mínimo afastamento e dá início ao ciclo de abertura e fechamento da válvula.

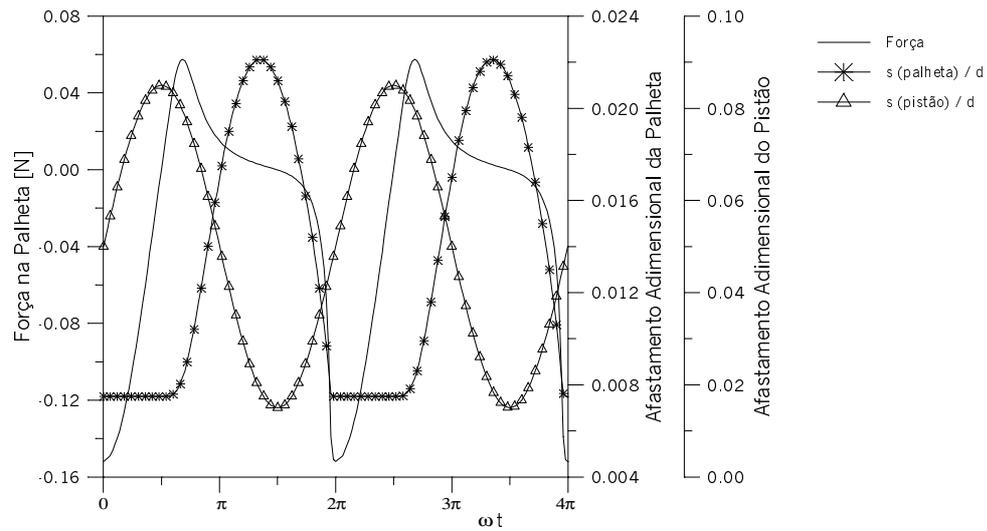


Figura 4 - Comportamento da força hidrodinâmica sobre a palheta

### 4.3. Prescrição da pressão uniforme na entrada da válvula

Com o uso da geometria da Fig. 1a (sem o pistão), a Fig. 5 ilustra o resultado para o comportamento da força sobre a palheta quando a pressão na entrada do orifício de passagem, obtida através de uma média aritmética dos perfis de pressão instantâneos no orifício na simulação anterior, é prescrita como condição de contorno. Verifica-se que os resultados concordam bem com os da simulação anterior. A não uniformidade da pressão na seção de entrada do orifício verificada na simulação anterior, assim como o desprezo do valor da componente de velocidade paralela ao orifício de entrada, poderiam ser a causa de eventuais discordâncias entre os resultados. Para o esclarecimento desses efeitos os vetores velocidade e as linhas de corrente são plotadas nas Figs. 6 e 7 para os dois casos simulados, e nos instantes em que o afastamento da palheta é máximo (Fig. 6) e em outro onde a força é mínima (Fig. 7). A distribuição de pressão e a força na palheta para os respectivos instantes de tempo são mostradas na Fig. 8. Observa-se que, embora a dinâmica da palheta seja quase semelhante para os dois casos (Figs. 4 e 5), as configurações dos escoamentos são bem distintas (Figs 6 e 7). A diferença média de 0,0041 N (7,11% em relação ao valor máximo) entre as forças

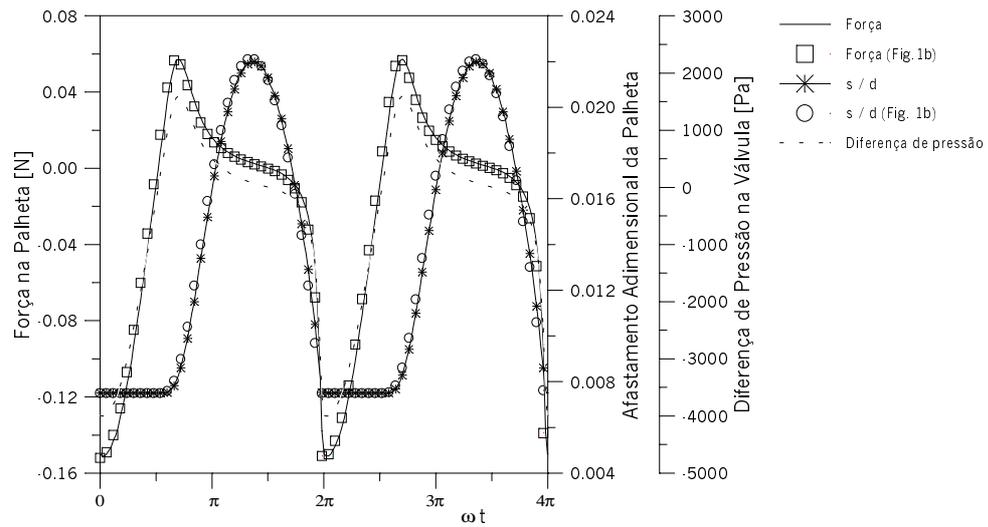
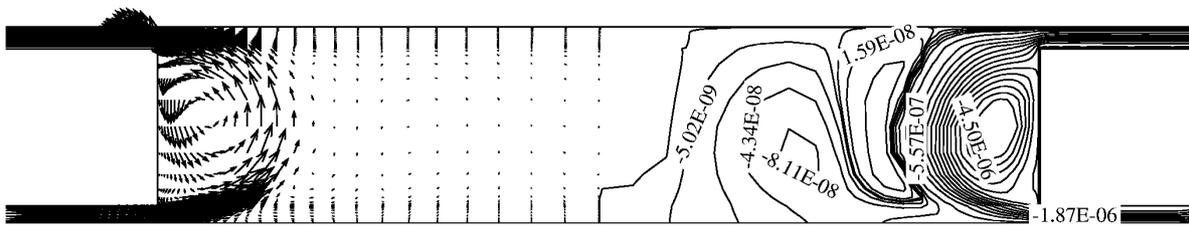
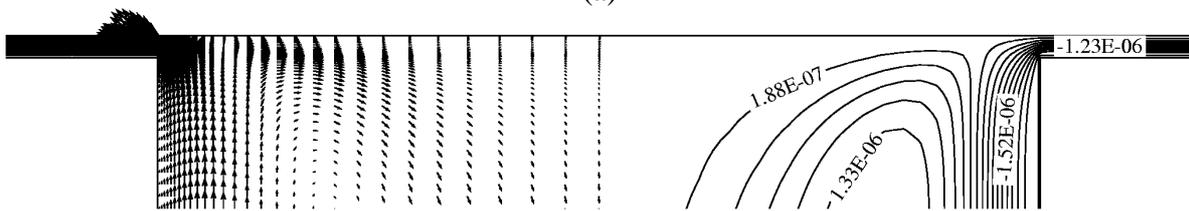


Figura 5 - Comparação entre os escoamentos da Fig. 1a e 1b

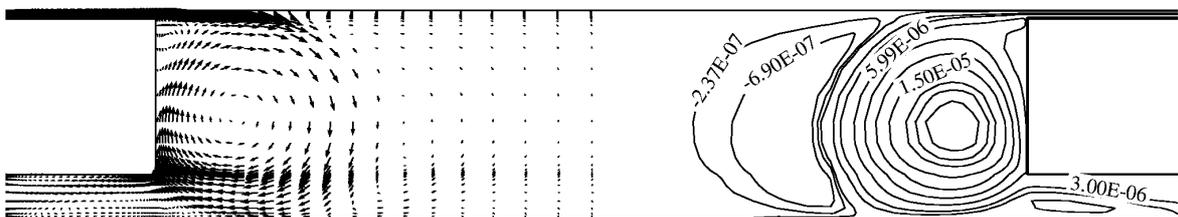


(a)

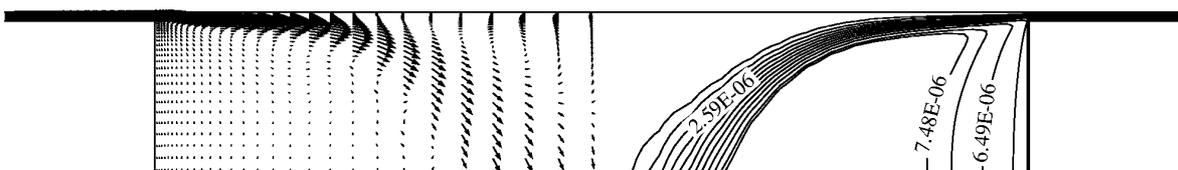


(b)

Figura 6 - Campos de velocidade e função corrente (kg/s) para  $\omega t = 1,34\pi$ .



(a)



(b)

Figura 7 - Campos de velocidade e função corrente (kg/s) para  $\omega t = 2\pi$ .

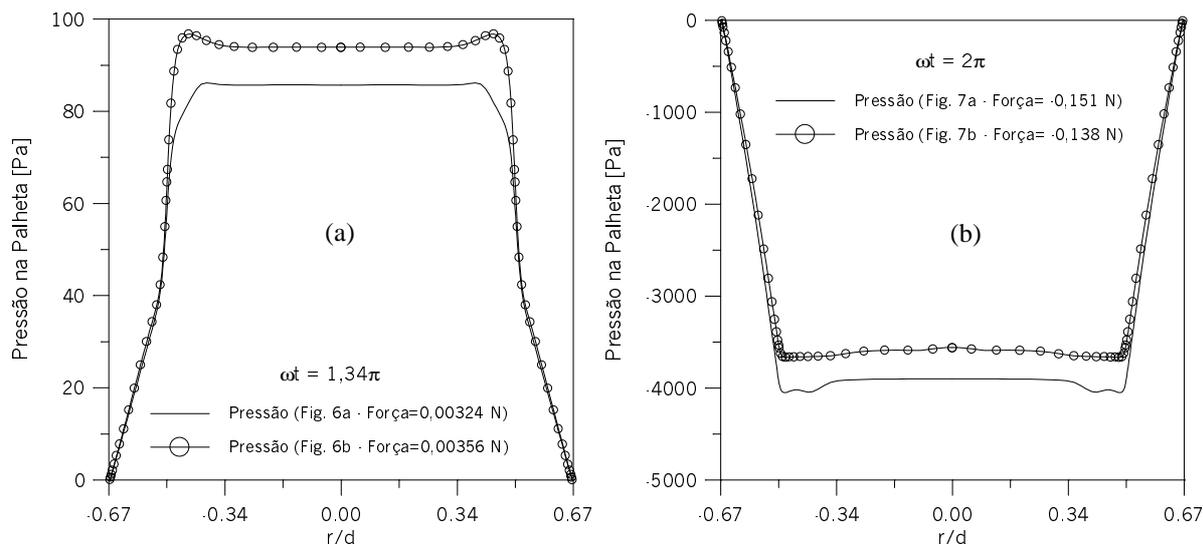


Figura 8 - Perfis de pressão na palheta

obtidas com as duas metodologias ao longo de todo o período não é suficiente para causar grandes alterações na dinâmica da palheta. No entanto, quando a análise é voltada para outras características do escoamento, diferenças como mostradas nas Figs. 6 e 7 podem ser importantes.

## 5. CONCLUSÕES

O presente trabalho investigou numericamente o escoamento encontrado em válvulas automáticas de compressores alternativos. A complexa interação entre a dinâmica da palheta e o escoamento de gás foi incorporada no modelo.

Quando a diferença de pressão é imposta entre a entrada e saída da válvula, representando o movimento recíproco do pistão, a palheta abre e fecha induzindo um escoamento pulsante através da válvula, de forma semelhante ao escoamento obtido quando é dado um movimento prescrito ao pistão. As diferenças observadas entre os campos de velocidade na região do orifício de passagem não afetaram de forma significativa a força resultante sobre a palheta. Isto se deve ao fato do campo de pressão ser dominado pelo afastamento entre palheta e assento, bem como pela rigidez da palheta. As principais características do escoamento assim como o movimento da palheta foram capturados com a presente metodologia.

Em geral, o afastamento da palheta está fora de fase com a força resultante agindo sobre a palheta, ou seja, grandes forças ocorrem em pequenos afastamentos e pequenas forças ocorrem em grandes afastamentos.

A condição de pressão prescrita se mostrou eficiente no caso analisado, possibilitando assim que não se incluía na simulação a região do cilindro com o movimento do pistão.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Deschamps, C.J., Prata, A.T., Ferreira, R.T.S., 1987, "Modelagem de um Escoamento Turbulento em Presença de Estagnação, Recirculação, Aceleração e Gradientes de Pressão Adversos", Anais do X Cong. Brasileiro de Eng. Mecânica, Rio de Janeiro, v. I, p.57-60.
- Ferreira, R.T.S. & Driessen, J.L., 1986, "Analysis of the Influence of Valve Geometric Parameters on the Effective Flow and Force Areas", 9<sup>th</sup> Purdue Compr. Tech. Conf., West

- Lafayette, Indiana, pp. 632-646.
- Gasche, J.L., 1992, "Escoamento Laminar Através de Válvulas Excêntricas de Compressores de Refrigeração", Dissertação de Mestrado, Depto de Eng. Mec., UFSC.
- Hayase, T., Humphrey, J.A.C., e Greif, R., 1992, "A Consistently Formulated QUICK Schem. for Fast and Stable Convergence Using Finite-Volume Iterative Calculation Procedures", Journal of Computational Physics, V. 98, pp. 108-118.
- Ishizawa, S., Watanabe, T. and Takahashi, K., 1987, "Unsteady Viscous Flow Between Parallel Disks with a Time-Varying Gap Width and a Central Fluid Source", ASME J. of Fl. Eng., V.109, pp.394-402.
- Langer, C.A., 1991, "Separação, Bifurcação e Transferência de Calor em Escoamentos Radiais" Dissertação de Mestrado, Depto de Eng. Mec., UFSC.
- Lopes, M.N., & Prata, A.T., 1997, "Comportamento Dinâmico de Válvulas tipo Palheta em Esc. Periódicos", COB 1138, Proc. XIV Cong. Br. de Eng. Mec. (CD-ROM), Bauru.
- Maclaren, J.F.T., 1972, "A Review of Simple Mathematical Models of Valves in Reciprocating Compressor", Proc. Purdue Compressor Tech. Conference, p. 180-187.
- Maclaren, J.F.T., 1982, "The Influence of Computers of Compressor Technology", Proc. Purdue Compressor Technology Conference, p. 1-12.
- Possamai, F. C., Ferreira, R. T. S. and Prata, A. T., 1995, "Pressure Distribution in Laminar Radial Flow Through Inclined Valve Reeds", ASME Int. Mec. Eng. Congress., Heat Pump and Refrigeration Systems Design, Analy. and Appl., AES V.34, pp. 107-119.

## **PRESSURE AS BOUNDARY CONDITION FOR THE NUMERICAL SOLUTION OF FLOW THROUGH REED TYPE VALVE**

**Abstract.** *In present work a numerical methodology is developed to predict the dynamic behavior of compressor automatic valves. A one degree of freedom model is adopted for the valve motion and a finite volume method is employed to numerically solve the flow through the valve including the reed and piston move. A moving coordinate system that expand and contract according to the piston and the reed instantaneous positions is used. Results for the force acting on the reed were obtained for a prescribed movement of the piston and allowed an analysis of the adequacy of using pressure as boundary condition for the valve entrance.*

**Keywords:** *Prescribed pressure, Valve dynamic, Moving grids.*