



ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO EM DIFUSORES RADIAIS COM ASSENTO INCLINADO UTILIZANDO TÉCNICAS DE MODELAGEM DE INTERFACE

Viviana Cocco Mariani

Faculdade de Ciências Exatas e de Tecnologia - UTP, e-mail: viviana.mariani@utp.br

Alvaro Toubes Prata

Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, e-mail: prata@nrva.ufsc.br

César José Deschamps

Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC, e-mail: deschamps@nrva.ufsc.br

Resumo. *Este trabalho apresenta uma investigação numérica e experimental do escoamento incompressível, laminar e isotérmico no difusor radial com o assento inclinado. O modelo numérico é validado através da comparação dos perfis de pressão obtidos experimentalmente. As distribuições de pressão são apresentadas para diferentes números de Reynolds, distâncias entre o assento e a palheta e inclinações do assento. Os efeitos da inclinação do assento da válvula nas áreas efetivas de escoamento e de força são analisados. O escoamento é significativamente afetado pela inclinação do assento. As superfícies sólidas, por não coincidirem com a malha utilizada na discretização do domínio computacional, são acompanhadas pela metodologia Euleriana-Lagrangeana denominada ELAFINT.*

Palavras-chave: *difusor radial, área efetiva de escoamento, área efetiva de força, equações de Navier-Stokes, ELAFINT.*

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapores são amplamente utilizados em várias aplicações. Nestes sistemas o componente responsável pelo deslocamento do fluido refrigerante através do circuito de refrigeração é o compressor. O aumento da eficiência deste equipamento reflete diretamente na diminuição do consumo de energia, para a mesma capacidade de refrigeração. Por esta razão o compressor tem sido foco de intenso estudo e aperfeiçoamento.

O ciclo de operação nos compressores de deslocamento positivo pode ser descrito por uma série de fenômenos complexos, que ocorrem em um curto período de tempo. Para a eficiência destes compressores é importante o projeto criterioso dos vários componentes que os constituem. Em especial destaca-se o projeto do sistema de válvulas, este representando um fator determinante no desempenho do compressor.

A geometria de válvulas automáticas de compressores herméticos pode ser comparada à geometria de um difusor radial, conforme mostrado na Fig. (1). Na mesma figura s_c é o afastamento entre palheta (= $0,012d$ ou $0,020d$, disco frontal) e assento (disco anterior), e é o comprimento do orifício de passagem (= $14,5$ mm), d é o diâmetro do orifício de passagem (= $34,9$ mm) e D é o diâmetro da palheta (= $104,7$ mm). A Fig. (1) apresenta a geometria adotada na resolução do escoamento em questão, onde o assento sofre uma inclinação de $5,0^\circ$. O fluido escoaxialmente através do orifício de passagem, deflete-se junto ao disco frontal (palheta) e após escoaxialmente radialmente.

O fluxo de gás nas válvulas é controlado por palhetas flexíveis que atuam por meio das diferenças de pressões nas câmaras e no interior do cilindro. A concepção de geometrias diferentes

para a palheta, orifício de passagem e assento influencia significativamente nos parâmetros de eficiência, isto é, nas áreas efetivas de escoamento e de força. Estes parâmetros são fundamentais para a simulação numérica de compressores herméticos e passíveis de utilização na avaliação do desempenho esperado de um sistema de válvulas. As principais características que podem ser otimizadas nestas válvulas são as dimensões e os formatos de alguns parâmetros geométricos que as constituem.

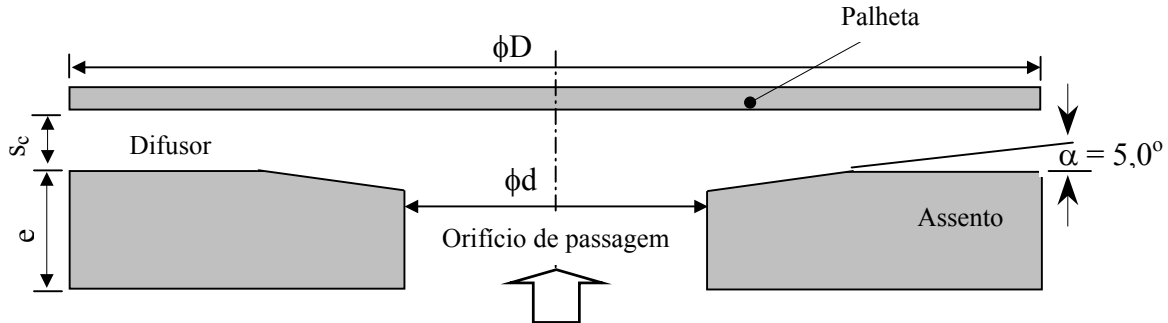


Figura 1. Difusor radial concêntrico com inclinação de 5,0° no assento.

O principal objetivo deste trabalho é investigar a influência da inclinação do assento da válvula sobre o escoamento. Durante a realização dos testes são utilizados dois afastamentos adimensionais ($s_c/d = 0,012$ e $0,020$), números de Reynolds entre 1000 e 2500 e diferentes inclinações do assento ($\alpha = 5,0^\circ; 8,62^\circ; 13,63^\circ; 16,86^\circ; 32,0^\circ$). Na validação dos resultados numéricos com os resultados experimentais a inclinação do assento em $5,0^\circ$ é investigada. Outras inclinações são analisadas apenas numericamente. Os resultados experimentais foram obtidos por Deschamps (2001), e se constituem em medições originais.

Um sistema cilíndrico de coordenadas é utilizado e as superfícies sólidas, por não coincidirem com a malha computacional cartesiana empregada na discretização do domínio, são modeladas pelo ELAFINT - *Eulerian Lagrangian Algorithm For INterface Tracking*. A metodologia ELAFINT modela os volumes com formato irregular que estão na interface entre fluido e sólido. Nesta metodologia os volumes de controle são regulares em todo o domínio, exceto na fronteira onde, devido a presença do sólido, os volumes se tornam trapezoidais.

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Para o escoamento laminar, incompressível, isotérmico e em regime permanente as equações em coordenadas cilíndricas que regem o escoamento no difusor radial da Fig. (1) são:

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

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

$$\frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r v v)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu r \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) - \left(\frac{\mu v}{r^2} \right) \quad (3)$$

onde $\rho (= 1,205 \text{ kg/m}^3)$ é a massa específica do fluido, $\mu (= 1,81 \times 10^{-5} \text{ Pa.s})$ é a viscosidade absoluta, u e v são, respectivamente, as componentes axial e radial da velocidade e p é a pressão. As Eqs. (1) a (3) podem ser expressas por uma única equação para a variável ϕ genérica,

$$\frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r v \phi)}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\Gamma^\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S^\phi \quad (4)$$

onde ϕ assume o valor unitário para a Eq. (1), e u e v para as Eqs. (2) e (3), respectivamente, Γ^ϕ e S^ϕ são, respectivamente, os coeficientes de difusão e termos fonte.

Como o escoamento é axissimétrico estuda-se apenas um radiano ao longo da circunferência do difusor, simulando um problema bidimensional, conforme Fig. (2). A seguir são especificadas as condições de contorno, que devem ser satisfeitas pelas componentes da velocidade na direção radial e axial, em cada fronteira do domínio bidimensional de solução, apresentado na Fig. (2). Na fronteira com saída de massa (4) considera-se a condição de escoamento localmente parabólico ($\partial(rv)/\partial r = u = 0$). No eixo de simetria (1) é usada a condição de simetria ($v = \partial u/\partial r = 0$). Nas fronteiras sólidas (3) a condição de não deslizamento é imposta ($v = u = 0$). Na fronteira com entrada de massa (2) obtém-se a velocidade na direção axial a partir do número de Reynolds ($u = \bar{u} = \mu Re/\rho d$) e a velocidade na direção radial é nula ($v = 0$).

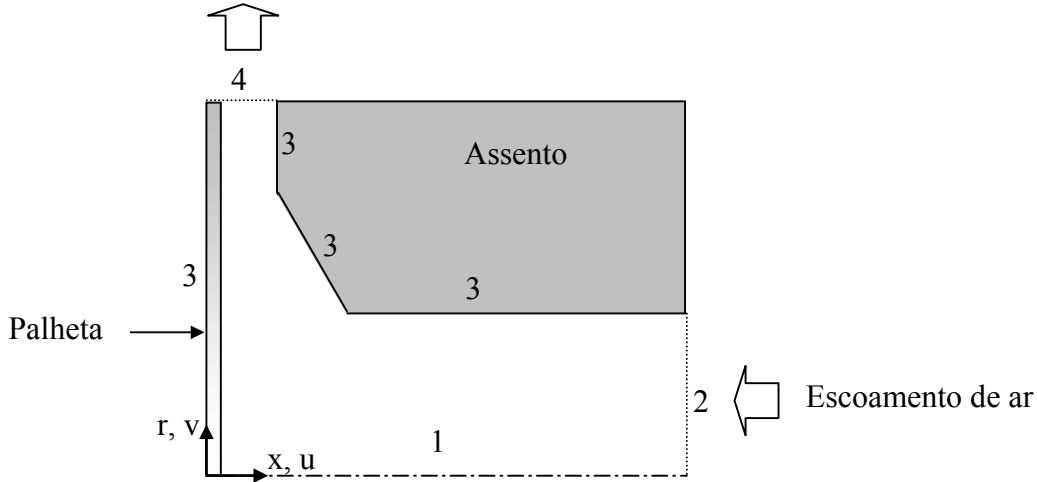


Figura 2. Domínio computacional para simulação do escoamento radial.

3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

As equações, que governam o escoamento do fluido, são integradas nos volumes elementares que subdividem o domínio computacional. Tal procedimento, fundamentado no método dos volumes finitos, resultará em um conjunto de equações algébricas que, quando resolvido, fornecerá as variáveis de interesse. A Eq. (4) é discretizada para os volumes cheios, volumes que não são interceptados pela interface entre fluido e sólido, e em seguida apresenta-se a discretização para os volumes interfaciais onde a metodologia ELAFINT é utilizada (Ye *et al.*, 1999; Shyy *et al.*, 2001). O armazenamento das variáveis na malha computacional é o colocalizado.

3.1. Discretização para o Volume Cheio

Integrando cada termo da Eq. (4), no volume de controle, ilustrado na Fig. (3), obtém-se a equação algébrica para o volume de controle elementar P, Eq. (5).

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + \bar{S}^\phi \quad (5)$$

onde

$$\begin{aligned} a_E &= D_e A |Pe_e| + \max(-F_e, 0) & a_W &= D_w A |Pe_w| + \max(F_w, 0) \\ a_N &= D_n A |Pe_n| + \max(-F_n, 0) & a_S &= D_s A |Pe_s| + \max(F_s, 0) \\ a_p &= \begin{cases} a_E + a_W + a_N + a_S, & \text{para } \phi = u \\ a_E + a_W + a_N + a_S + \left(\frac{\mu}{r_p^2}\right) \Delta V, & \text{para } \phi = v \end{cases} & (6) \\ \bar{S}^\phi &= \begin{cases} (-p_e r_e + p_w r_w) \Delta r_p, & \text{para } \phi = u \\ (-p_n r_n + p_s r_s) \Delta x_p, & \text{para } \phi = v \end{cases} \end{aligned}$$

Na equação anterior a função $\max(a, b)$ retorna o máximo valor entre a e b . Para o esquema convectivo Lei de Potência (Patankar, 1980) tem-se $A|Pe| = \max(0, (1-0,1|Pe|)^5)$

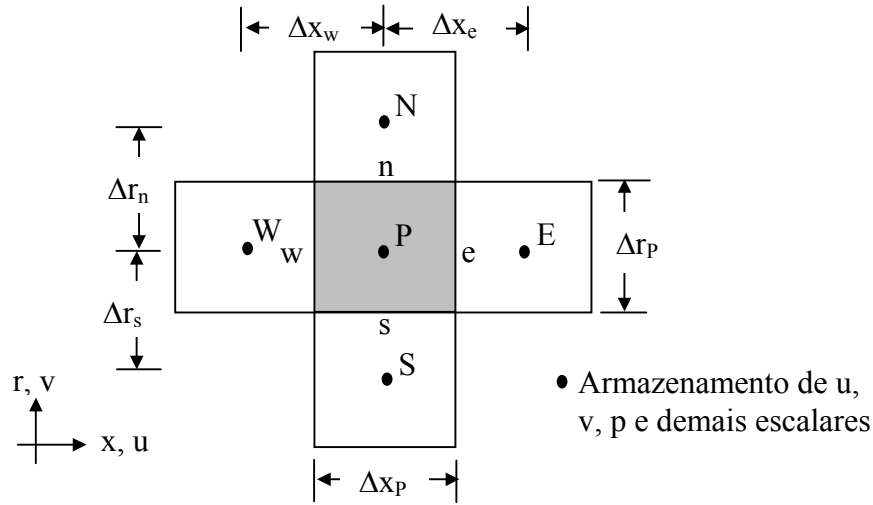


Figura 3. Volume de controle cheio, típico no domínio x, r .

3.2. Discretização para o Volume Interfacial

Os volumes interfaciais com formato trapezoidal são discretizados usando a metodologia ELAFINT. Na discretização da Eq. (4) é empregado o volume interfacial ilustrado na Fig. (4), onde a interface intercepta as faces norte e sudeste. Outros tipos de volumes surgem na interface (Mariani, 2002), contudo não são ilustrados neste trabalho.

Na Fig. (4) os fluxos nas faces oeste e sul são calculados da forma usual, utilizando por exemplo a interpolação Lei de Potência, já nas faces norte e sudeste que não estão alinhadas com o centro dos volumes de controle vizinhos, os fluxos são obtidos por uma função de interpolação de segunda ordem polinomial dimensional em uma direção. Esta função é linear em y e quadrática em x , $\phi = c_1 x^2 y + c_2 x^2 + c_3 xy + c_4 x + c_5 y + c_6$. Discretizando a Eq. (4) para o volume de controle interfacial da Fig. (4) e substituindo os fluxos convectivos e total por $F = (\rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{dl})$ e $J = [\rho \mathbf{u} \phi - \Gamma^\phi (\partial \phi / \partial n)] \mathbf{r} \cdot \mathbf{dl}$, respectivamente, e subtraindo do lado esquerdo da Eq. (4) a equação da conservação da massa discretizada multiplicada por ϕ_P obtém-se a Eq. (7).

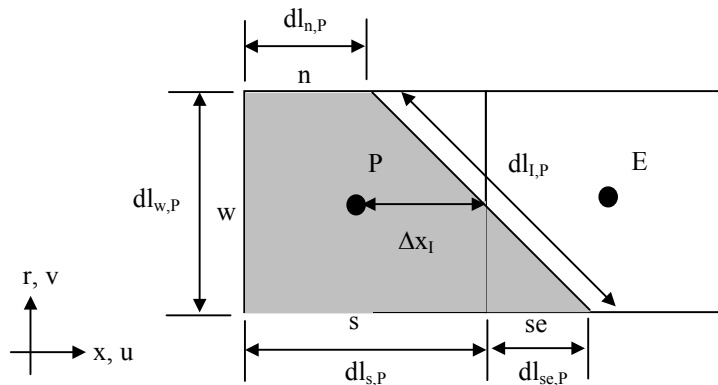


Figura 4. Volume de controle interfacial.

$$\begin{aligned}
 -(J_w - F_w \phi_P) - (J_s - F_s \phi_P) + (J_n - F_n \phi_P) = F_{se} (\phi_{se} - \phi_P) - \left(\Gamma^\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right)_{se} dl_{se,p} + \\
 - \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_I r_p dl_{I,p} n_x - \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} \right)_I r_p dl_{I,p} n_y + \bar{S}^\phi
 \end{aligned} \tag{7}$$

O termo difusivo na direção x na interface foi avaliado da forma tradicional, utilizando diferença central, e sua influência foi acrescentada ao coeficiente central, a_p . A discretização deste termo difusivo para o volume da Fig. (4) é apresentada na Eq. (8).

$$ax_p = -\left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_I r_p dl_{I,P} n_x = \left(\frac{\Gamma_I^\phi r_p dl_{I,P} n_x}{\Delta x_I}\right) \phi_P \quad (8)$$

onde Δx_I é a distância da interface até o ponto nodal P. Assim, a equação algébrica para o volume de controle interfacial é semelhante a dos volumes cheios, exceto que o coeficiente vizinho à interface do volume é nulo ($a_E = 0$) bem como a influência dos termos das faces prolongadas, neste volume a face sudeste, é colocada no termo fonte da equação algébrica, vide Eq. (9).

$$a_p = \begin{cases} a_w + a_N + a_s - ax_p, & \text{para } \phi = u \\ a_w + a_N + a_s - ax_p + \left(\frac{\mu}{\Gamma_p^2}\right) \Delta V, & \text{para } \phi = v \end{cases} \quad (9)$$

$$b^\phi = \bar{S}^\phi + F_{se}(\phi_{se} - \phi_p) - \left(\Gamma^\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r}\right)_{se} dl_{se,P} - \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial r}\right)_I r_p dl_{I,P} n_y$$

$$\bar{S}^\phi = \begin{cases} p_w r_w dl_{w,P} + p_I r_p dl_{I,P} n_x, & \text{para } \phi = u \\ p_s r_s dl_{s,P} - p_n r_n dl_{n,P} + p_{se} r_{se} dl_{se,P} + p_I r_p dl_{I,P} n_y, & \text{para } \phi = v \end{cases}$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As Figs. (5) a (8) apresentam comparações entre os resultados numéricos e experimentais para os perfis de pressão adimensional atuando na superfície da palheta. As curvas são desenhadas considerando a pressão adimensionalizada ($p_a = 2p/\rho\bar{u}^2$) em função do comprimento s_c/d . Os resultados obtidos utilizam dois afastamentos adimensionais ($s_c/d = 0,012$ e $0,020$) e quatro números de Reynolds ($Re = 1000, 1500, 2000$ e 2500). As tomadas de dados foram duplicadas para as situações investigadas e indicaram boa repetibilidade dos resultados.

Um primeiro aspecto a ser explorado nas Figs. (5) a (8) é a grande influência da inclinação na distribuição de pressão sobre a palheta. Observa-se que para um mesmo afastamento entre palheta e assento e para um mesmo número de Reynolds, a inclusão de uma pequena inclinação causa uma substancial redução no valor do patamar de pressão. Com a inclinação verifica-se que a transição entre o escoamento axial no orifício para o escoamento radial no difusor se torna bem mais suave e ocorre com uma aceleração mais gradual do escoamento. Observa-se que a concordância entre os resultados numéricos e experimentais para $s_c/d = 0,020$ é melhor do que para $s_c/d = 0,012$.

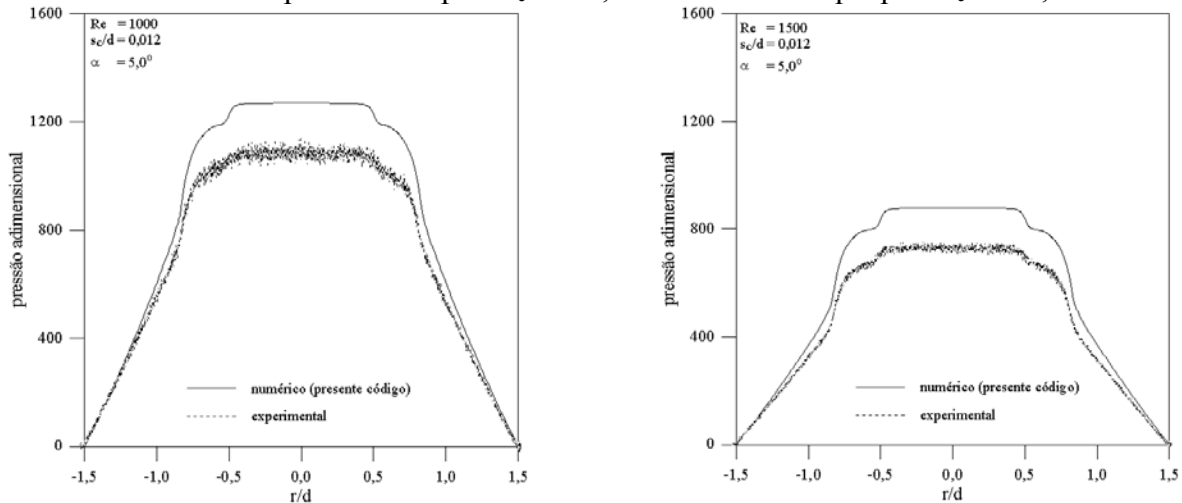


Figura 5. Comparação da distribuição de pressão adimensional sobre a palheta obtida pelo presente código e pelo experimento para $Re = 1000$ e 1500 , $s_c/d = 0,012$ e $\alpha = 5,0^\circ$.

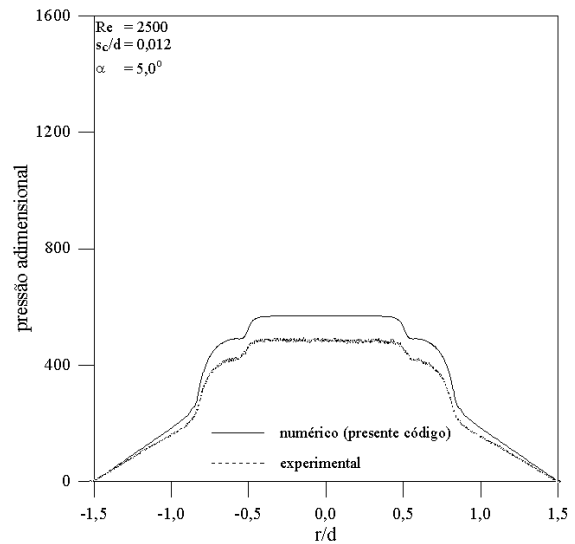
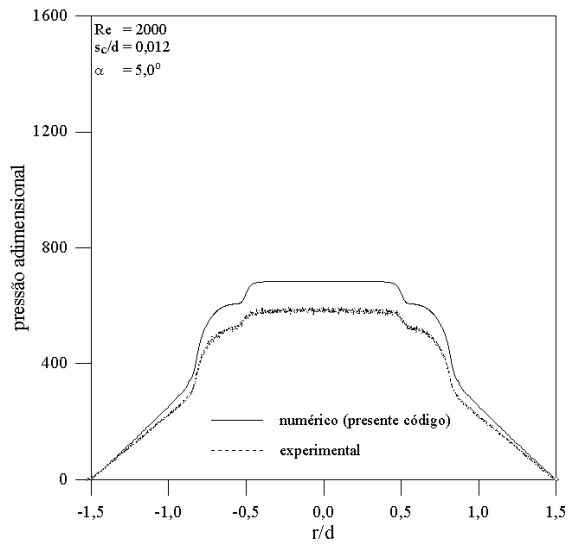


Figura 6. Comparação da distribuição de pressão adimensional sobre a palheta obtida pelo presente código e pelo experimento para $Re = 2000$ e 2500 , $s_c/d = 0,012$ e $\alpha = 5,0^\circ$.

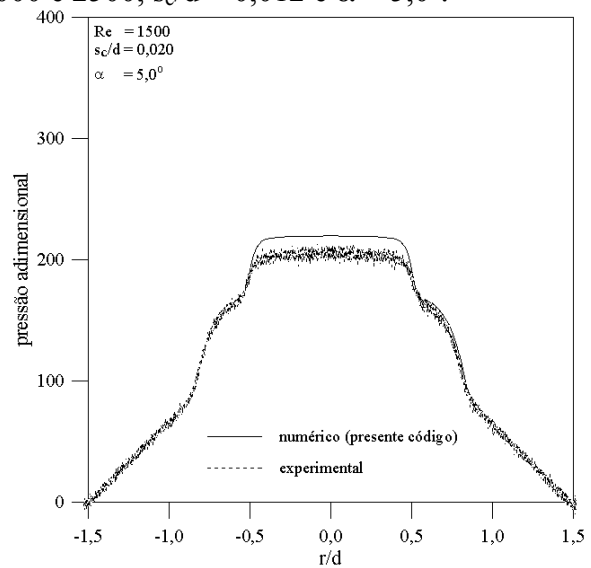
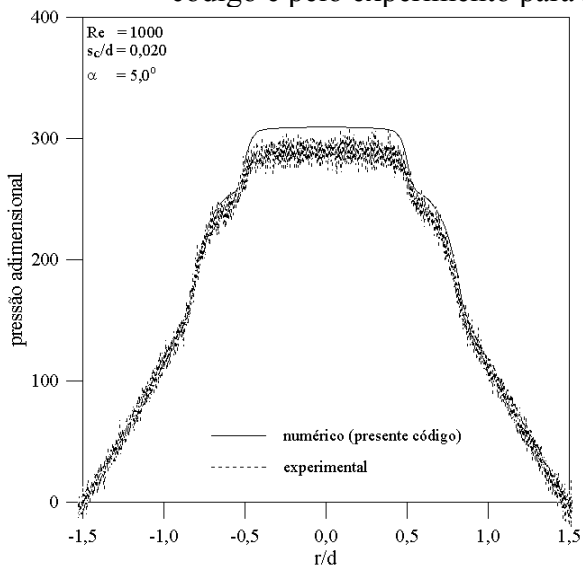


Figura 7. Comparação da distribuição de pressão adimensional sobre a palheta obtida pelo presente código e pelo experimento para $Re = 1000$ e 1500 , $s_c/d = 0,020$ e $\alpha = 5,0^\circ$.

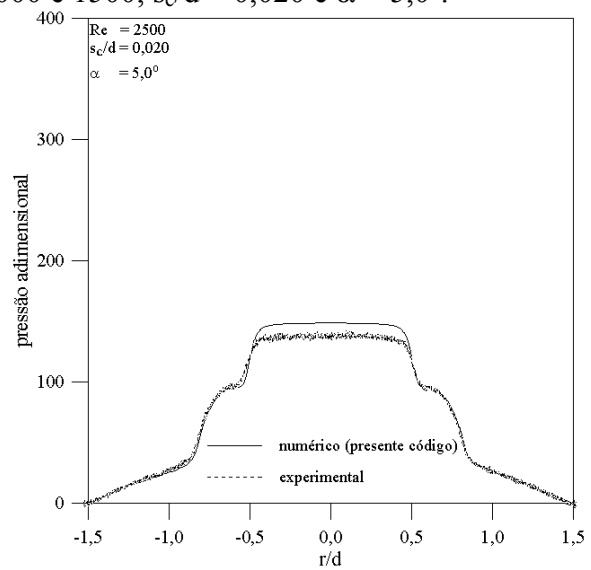
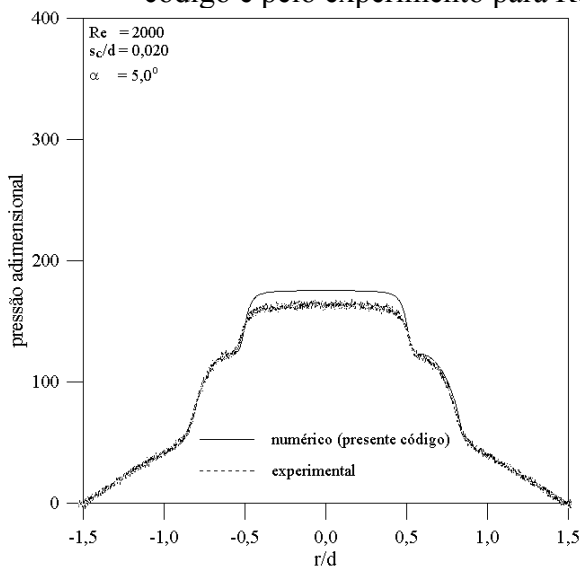


Figura 8. Comparação da distribuição de pressão adimensional sobre a palheta obtida pelo presente código e pelo experimento para $Re = 2000$ e 2500 , $s_c/d = 0,020$ e $\alpha = 5,0^\circ$.

Um último aspecto a ser notado é que para o assento com inclinação os resultados experimentais apresentaram uma oscilação nos valores de pressão e esta oscilação aumentou com o aumento no afastamento entre o assento e a palheta. Dentro do escopo do presente trabalho as causas destas oscilações não foram identificadas. Um fato curioso é que as oscilações não apresentaram dependência alguma com o número de Reynolds o que sugere que as mesmas não estão associadas a oscilações auto-induzidas e mantidas pelo escoamento (Prata *et al.*, 1995).

5. DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO

O cálculo dos perfis de pressão sobre a palheta é de extrema importância, permitindo o entendimento do escoamento nesta região. Com o intuito de aumentar a compreensão do efeito da inclinação do assento sobre o escoamento, os resultados apresentados nesta seção consideram a palheta paralela em relação ao assento, mantida fixa em duas posições de abertura.

As Figs. (9) a (12) mostram para inclinações diferentes no assento, quatro número de Reynolds, dois afastamentos adimensionais entre palheta e assento e para a relação de diâmetros $D/d = 3,0$ como a distribuição de pressão se comporta.

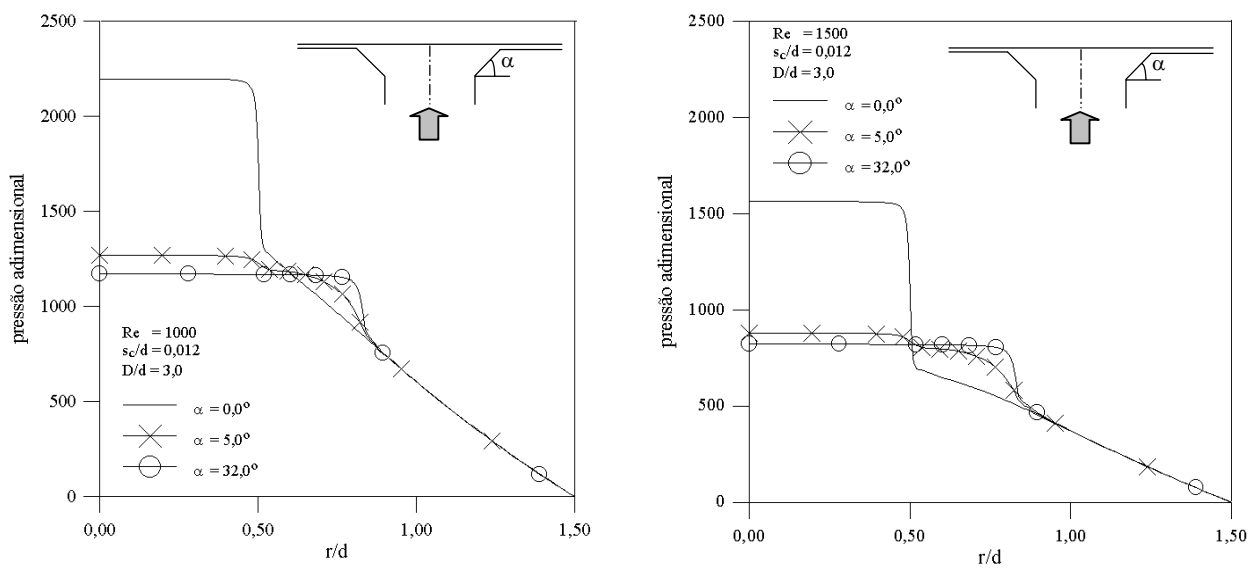


Figura 9. Perfis adimensionais de pressão sobre a palheta para $s_c/d = 0,012$; $Re = 1000$ e 1500 , e diferentes inclinações no assento.

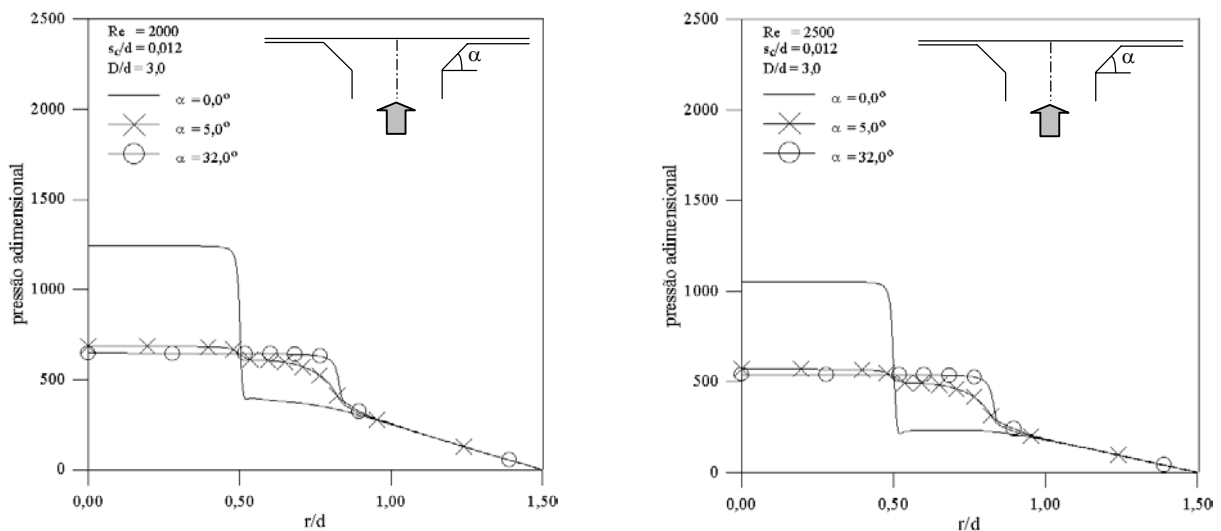


Figura 10. Perfis adimensionais de pressão sobre a palheta para $s_c/d = 0,012$; $Re = 2000$ e 2500 , e diferentes inclinações no assento.

A presença da inclinação no assento altera de forma significativa o perfil de pressão na palheta, conforme observado nas Figs. (9) a (12). Esta alteração ocorre, principalmente, em dois aspectos. Primeiro, a inclinação do assento facilita a entrada do fluido na região do difusor reduzindo a perda de carga localizada nesta região e com isto fazendo com que o valor do patamar de pressão na região frontal ao orifício seja drasticamente reduzido aproximadamente à metade. Segundo, com a presença da inclinação no assento a curva de pressão passa a mostrar uma terceira região, além do patamar e da região de escoamento na parte final do difusor radial onde as paredes do assento e da palheta são paralelas.

Esta terceira região reflete o que acontece na parte inclinada do assento. Após a queda de pressão que ocorre em $r/d \cong 0,5$, a pressão se mantém em um segundo patamar ao longo da região que compreende toda a inclinação do assento, $0,5 < r/d < 0,8$. À medida em que o ângulo de inclinação do assento aumenta o segundo patamar tende a se aproximar do primeiro, e para ângulos maiores como 32° , há ocorrência de um único patamar de pressão, que compreende a região $0 \leq r/d \leq 0,8$.

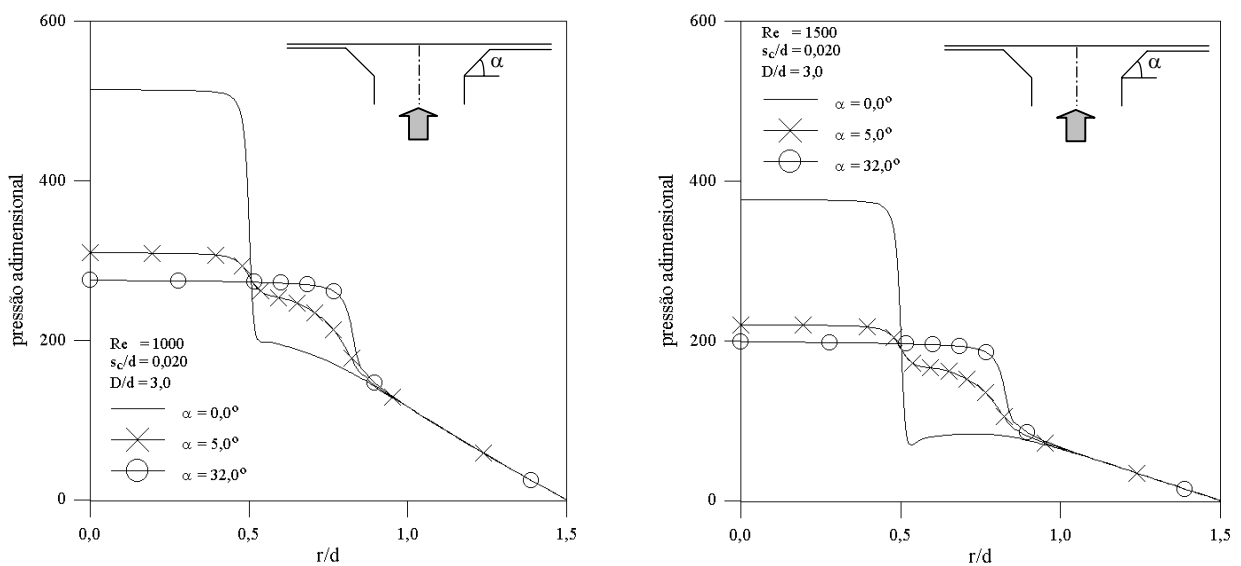


Figura 11. Perfis adimensionais de pressão sobre a palheta para $s_c/d = 0,020$; $Re = 1000$ e 1500 , e diferentes inclinações no assento.

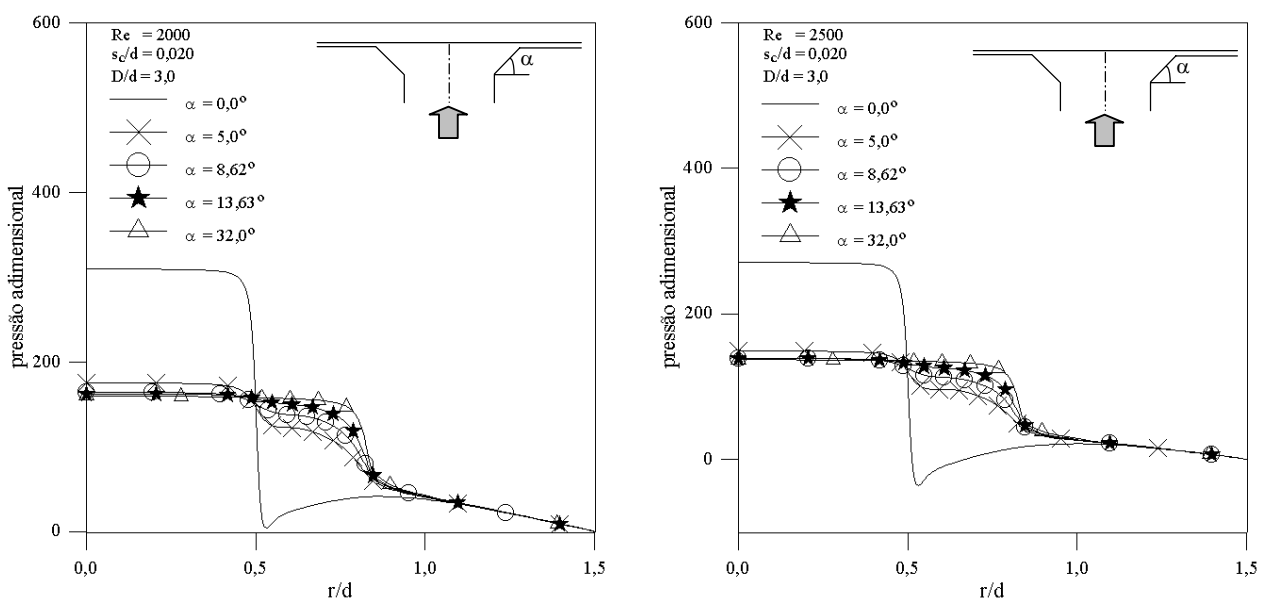


Figura 12. Perfis adimensionais de pressão sobre a palheta para $s_c/d = 0,020$; $Re = 2000$ e 2500 , e diferentes inclinações no assento.

A inclinação do assento faz com que a forma do perfil de pressão seja menos sensível a variações no número de Reynolds. Note, por exemplo, que para um dado afastamento e o assento sem inclinação, que a queda e recuperação de pressão na entrada da região do difusor é muito afetada pelo aumento do número de Reynolds, chegando, por exemplo, a apresentar valores negativos de pressão ($s_c/d = 0,020$ e $Re = 2500$). Havendo inclinação do assento, todas as curvas passam a apresentar o mesmo padrão.

O impacto da inclinação do assento sobre o perfil de pressão, para um dado número de Reynolds e determinado afastamento entre palheta e assento, é maior para menores ângulos de inclinação. Ao se introduzir os primeiros cinco graus de inclinação do assento, há uma grande variação no perfil de pressão. Por outro lado, a mudança de 5° de inclinação para uma inclinação de 32° , não representa variação significativa no perfil de pressão sobre a palheta.

6. PARÂMETROS DE EFICIÊNCIA

Dois parâmetros são importantes no projeto de válvulas: a área efetiva de escoamento e de força. Estes parâmetros são geralmente utilizados na simulação numérica do funcionamento de compressores e também podem ser empregados para avaliar a eficiência do sistema de válvulas.

A área efetiva de escoamento, A_{ee} , está diretamente relacionada com a perda de carga na válvula e fornece, para um dado diferencial de pressão, o fluxo de massa através da válvula. Consequentemente, quanto maior a A_{ee} melhor o desempenho da válvula com respeito ao fluxo cruzando a mesma (Ussyk, 1984). A A_{ee} é definida como

$$A_{ee} = \dot{m} / p_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{r_p^{2/k} - r_p^{(k+1)/k}} \quad (11)$$

onde \dot{m} é o fluxo de massa através do orifício de passagem, $r_p = p_{atm}/p_u$, p_{atm} é a pressão atmosférica, p_u é a pressão à montante da válvula, $k = c_p/c_v$, c_p e c_v são calores específicos, R é a constante do gás e T_u é a temperatura à montante da válvula. Resultados para a área efetiva de escoamento adimensional ($A_{eea} = A_{ee}/\pi(d/2)^2$) são mostrados na Tab. (1) para $s_c/d = 0,012$ e $0,020$. Observa-se que a A_{eea} aumenta em média aproximadamente 25% e 24% com a inclinação de $5,0^\circ$ na saída do orifício de passagem para $s_c/d = 0,012$ e $0,020$, respectivamente. Aumentando a inclinação este parâmetro de eficiência continua crescendo progressivamente. O aumento do número de Reynolds também resulta em um aumento na A_{eea} .

Para o cálculo do movimento de válvulas é necessário conhecer o valor da força atuante sobre a palheta, em cada instante de tempo. Esta força é resultante do diferencial de pressão através da válvula e depende da vazão e da abertura da palheta (Schwerzler e Hamilton, 1972). Para auxiliar este cálculo utiliza-se a área efetiva de força, A_{ef} ($= F/\Delta p_v$), onde Δp_v é o diferencial de pressão através da válvula. Resultados para a área efetiva de força adimensional ($A_{efa} = A_{ef}/\pi(d/2)^2$) são apresentados na Tab. (1) onde se observa que para $s_c/d = 0,020$, modificando a inclinação no assento de $0,0^\circ$ para $5,0^\circ$ a A_{efa} cresce em média aproximadamente 34%, 40%, 46% e 52% para os números de Reynolds 1000, 1500, 2000 e 2500, respectivamente. Com o aumento da inclinação na saída do orifício de passagem a área efetiva continua crescendo. Para $s_c/d = 0,012$ o comportamento da A_{efa} também é crescente com o aumento da inclinação do assento.

No presente trabalho utiliza-se um modelo para escoamento incompressível, para justificar esta afirmativa o cálculo do número de Mach (M) do escoamento será explicitado na Eq. (12),

$$M = \frac{V}{c} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{T_u}{T} - 1 \right)} \quad (12)$$

onde $T_u = 293$ K, $T \cong 288,2$ K e $k = 1,4$. Substituindo estes valores na Eq. (12) obtém-se $M \cong 0,28 < 0,3$, logo o escoamento é incompressível.

Tabela 1. Áreas efetivas de força e de escoamento adimensionais.

Inclinação	Re	$s_c/d = 0,012$		$s_c/d = 0,020$	
		A_{eea}	A_{efa}	A_{eea}	A_{efa}
$\alpha = 0,0^\circ$	1000	0,02133	2,868	0,04418	2,459
	1500	0,02533	2,558	0,05160	2,012
	2000	0,02839	2,276	0,05693	1,624
	2500	0,03086	2,021	0,06093	1,286
$\alpha = 5,0^\circ$	1000	0,02807	4,312	0,05693	3,730
	1500	0,03374	4,062	0,06761	3,339
	2000	0,03823	3,828	0,07571	2,995
	2500	0,04196	3,612	0,08231	2,691
$\alpha = 16,86^\circ$	1000	0,02907	4,599	0,05997	4,186
	1500	0,03476	4,361	0,07081	3,839
	2000	0,03925	4,149	0,07906	3,563
	2500	0,04296	3,959	0,08591	3,316
$\alpha = 32,0^\circ$	1000	0,02925	4,653	0,06045	4,301
	1500	0,03492	4,420	0,07125	3,978
	2000	0,03939	4,215	0,07944	3,708
	2500	0,04307	4,032	0,08595	3,481

A Fig. (13) apresenta os valores numéricos da A_{eea} para $s_c/d = 0,012$ e $0,020$. A A_{eea} cresce com o aumento da inclinação do assento e do número de Reynolds. A presença da inclinação do assento na saída do orifício de passagem proporciona um aumento significativo na A_{eea} , devido às pressões maiores na região de desaceleração do fluido. Valores altos para a área efetiva de escoamento indicam que o desempenho da válvula é melhor à respeito do escoamento através dela.

A Fig. (14) ilustra a variação da A_{efa} em relação a inclinação do assento, para os diferentes números de Reynolds analisados. Em ambos afastamentos, a A_{efa} apresentou comportamento crescente com o aumento da inclinação do assento, semelhante ao comportamento obtido para a A_{eea} . Este comportamento já havia sido observado por Puff *et al.* (1992), para uma inclinação específica.

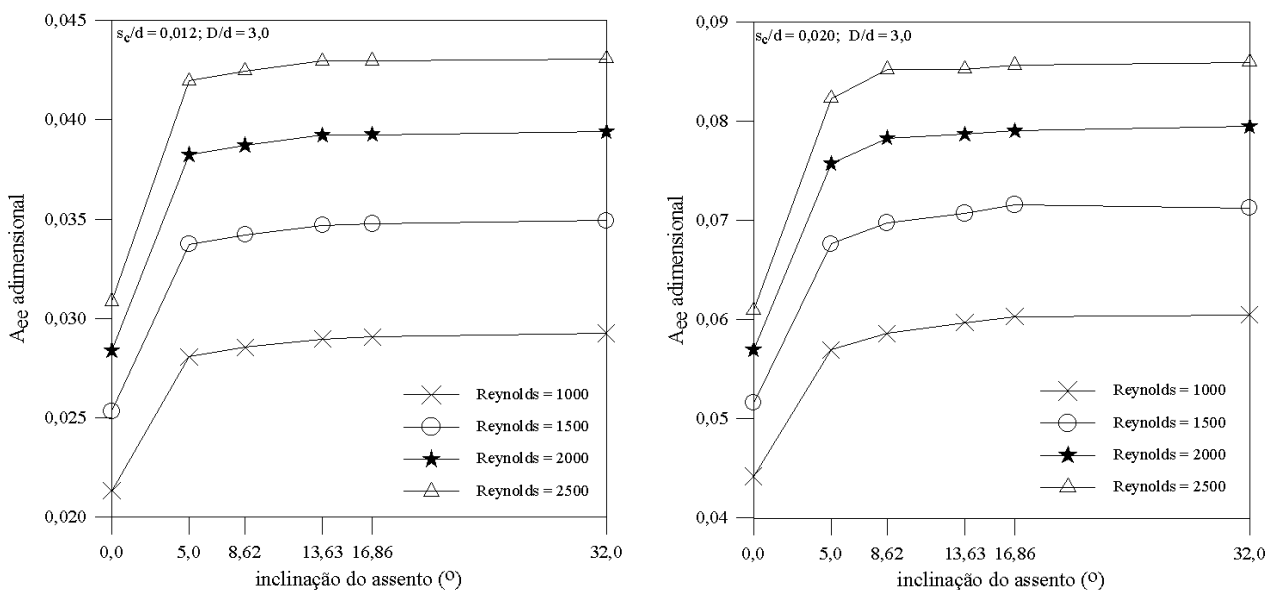


Figura 13. Área efetiva de escoamento adimensional para $s_c/d = 0,012$ e $0,020$.

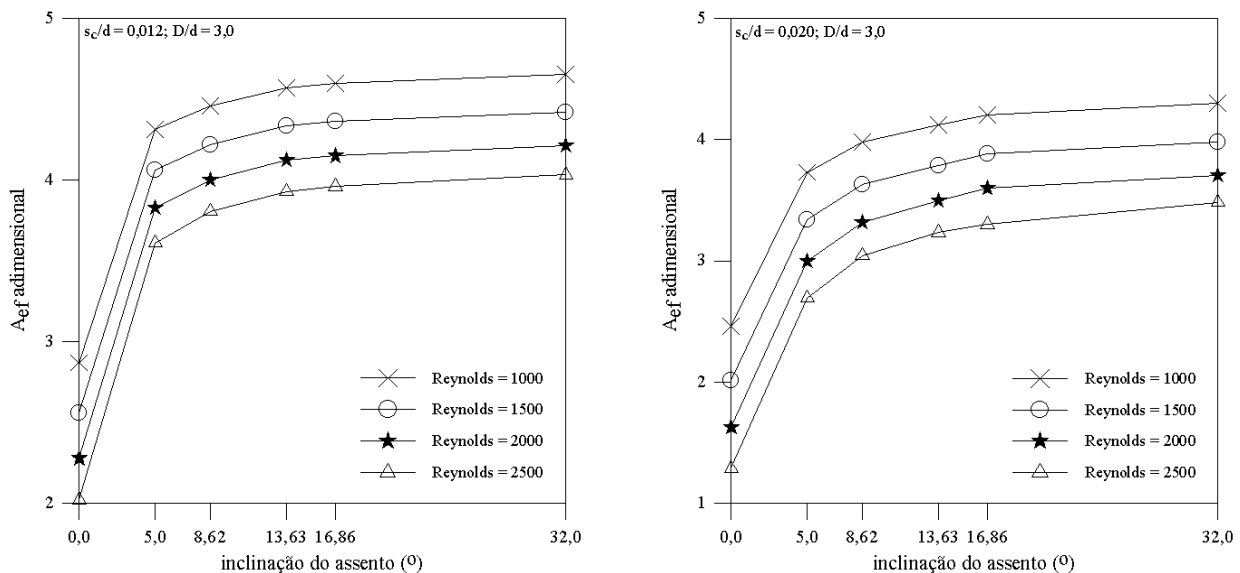


Figura 14. Área efetiva de força adimensional para $s_c/d = 0,012$ e $0,020$.

7. CONCLUSÕES

O presente trabalho investigou a influência da inclinação do assento da válvula sobre o escoamento laminar, incompressível e isotérmico em difusores radiais. Na solução do escoamento o método dos volumes finitos foi utilizado com o auxílio da metodologia ELAFINT, para modelar os volumes de controle na fronteira irregular entre o sólido e o fluido. Distribuições radiais de pressão sobre o disco frontal foram obtidas em função do comprimento s_c/d . Os resultados numéricos e experimentais dos perfis adimensionais de pressão foram apresentados para a inclinação de $5,0^\circ$ no assento, e outras inclinações foram investigadas apenas numericamente. Para as condições de s_c/d e Re analisadas, verificou-se que tanto a distribuição de pressão como os parâmetros de eficiência são dependentes da inclinação do assento da válvula. A presença da inclinação na saída do orifício de passagem proporciona um aumento significativo nas áreas efetivas de força e de escoamento, afetando a vazão do fluido na válvula.

A boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais determina a potencialidade da metodologia ELAFINT na modelagem dos volumes com formato irregular, que estão na interface entre o fluido e o sólido. Esta metodologia se mostrou robusta, e os resultados indicam uma grande influência da inclinação do assento nos campos de pressão e velocidades, uma inclinação de apenas $5,0^\circ$ já é capaz de alterar significativamente os padrões de escoamento.

8. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o apoio recebido da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e à Empresa Brasileira de Compressores (EMBRACO S. A.).

9. REFERÊNCIAS

- Deschamps, C. J., 2001, Comunicação Pessoal.
- Mariani, V. C., 2002, "Método de Otimização e Técnica de Modelagem de Interface para Análise do Escoamento em Difusores Radiais com Geometrias Irregulares", Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC.
- Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill.
- Prata, A. T., Pilichi, C. D. M. e Ferreira, R. T. S., 1995, "Local Heat Transfer in Axially Feeding Radial Flow Between Parallel Disks", Journal of Heat Transfer, Vol. 117, pp. 47-53.
- Puff, R., Prata, A. T. e Ferreira, T. S., 1992, "Áreas Efetivas de Força e de Escoamento para Diferentes Geometrias de Válvulas de Compressores com Escoamento Laminar", IV Encontro Nacional de Ciências Térmicas, ABCM, RJ, pp. 537-540.

- Schwerzler, D. D. e Hamilton, J. F., 1972, “An Analytical for Determining Effective Flow and Force Areas for Refrigeration Compressor Valving Systems”, International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, Vol. I, pp. 30-36.
- Shyy, W., Francois, M., Udaykumar, H. S., N'dri, N. e Tran-Son-Tay, R., 2001, “Moving Boundaries in Micro-Scale Biofluid Dynamics”, aceito para publicação em Applied Mechanics Reviews, pp. 1-134.
- Ussyk, M. S., 1984, “Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos”, Dissertação de Mestrado. Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC.
- Ye, T., Mittal R., Udaykumar, H. S. e Shyy, W., 1999, “An Accurate Cartesian Grid Method for Viscous Incompressible Flows with Complex Immersed Boundaries”, Journal of Computational Physics, Vol. 156, pp. 209-240.

NUMERICAL ANALYSIS OF FLOW IN RADIAL DIFFUSERS WITH INCLINED SEAT USING INTERFACE MODELING TECHNIQUES

Viviana Cocco Mariani**, **Alvaro Toubes Prata*** e **César José Deschamps***

** Faculty of Exact Sciences and Technology – Tuiuti University of Parana, 80215-909

Curitiba, PR – BRAZIL, viviana.mariani@utp.br

*Federal University of Santa Catarina - Department of Mechanical Engineering, 88040-900

Florianopolis, SC – BRAZIL, prata@nrva.ufsc.br, deschamps@nrva.ufsc.br

***Abstract.** This work presents a numerical and experimental investigation of incompressible, laminar and isothermal flow in a radial diffuser with inclined seat. The numerical model is validated through direct comparison of experimental pressure profiles. The pressure distributions are presented for some combinations of Reynolds numbers, distance between the seat and the disk, and seat inclinations. The inclination effects of valve seat on the effective flow and force areas are analyzed. The flow is affected significantly by seat inclination. The solid surfaces does not coinciding with the used mesh in the discretization of the computational domain are treated by methodology Eulerian-Lagrangian called ELAFINT.*

***Keywords.** Radial diffuser, effective flow area, effective force area, Navier-Stokes equations, ELAFINT*