

## APLICAÇÃO DE UMA METODOLOGIA EULERIANA-LAGRANGEANA PARA A RESOLUÇÃO DE ESCOAMENTOS EM DIFUSORES RADIAIS COM FRONTEIRAS IRREGULARES

**Viviana Cocco Mariani**

Faculdade de Ciências Exatas e Tecnologia, Campus Torres, Universidade Tuiuti do Paraná - UTP  
Av. Comendador Franco, 1860, CEP 80215-090, Curitiba, PR, Brasil.  
[viviana.mariani@utp.br](mailto:viviana.mariani@utp.br)

**Alvaro Toubes Prata**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, CEP 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil.  
[prata@nrva.ufsc.br](mailto:prata@nrva.ufsc.br)

**Resumo.** O presente artigo analisa numericamente a influência que a modificação de alguns parâmetros geométricos exercem sobre o escoamento em difusores radiais. O escoamento laminar, incompressível e isotérmico é resolvido. As áreas efetivas de escoamento e de força são parâmetros de eficiência importantes para a simulação numérica de escoamentos em compressores herméticos alternativos, etapa fundamental no processo de otimização. Os parâmetros de eficiência são apresentados e analisados em função da modificação de parâmetros geométricos da válvula, de alguns números de Reynolds e de diferentes afastamentos entre os discos (palheta e assento). A motivação deste trabalho deve-se a importância que o entendimento do escoamento em difusores radiais tem no projeto de válvulas do tipo palheta, muito usadas em compressores alternativos.

**Palavras chave:** difusor radial, área efetiva de força, área efetiva de escoamento, ELAFINT.

### 1. Introdução

A geometria de válvulas automáticas de compressores herméticos pode ser comparada à geometria de um difusor radial, como mostrado na Fig. (1). Nesta configuração geométrica o fluido escoava axialmente através de um orifício de passagem de diâmetro  $d$ , deflete-se junto ao disco frontal (palheta) de diâmetro  $D$  e, após, escoava radialmente. Conforme o detalhe da Fig. (1) o escoamento é axissimétrico.

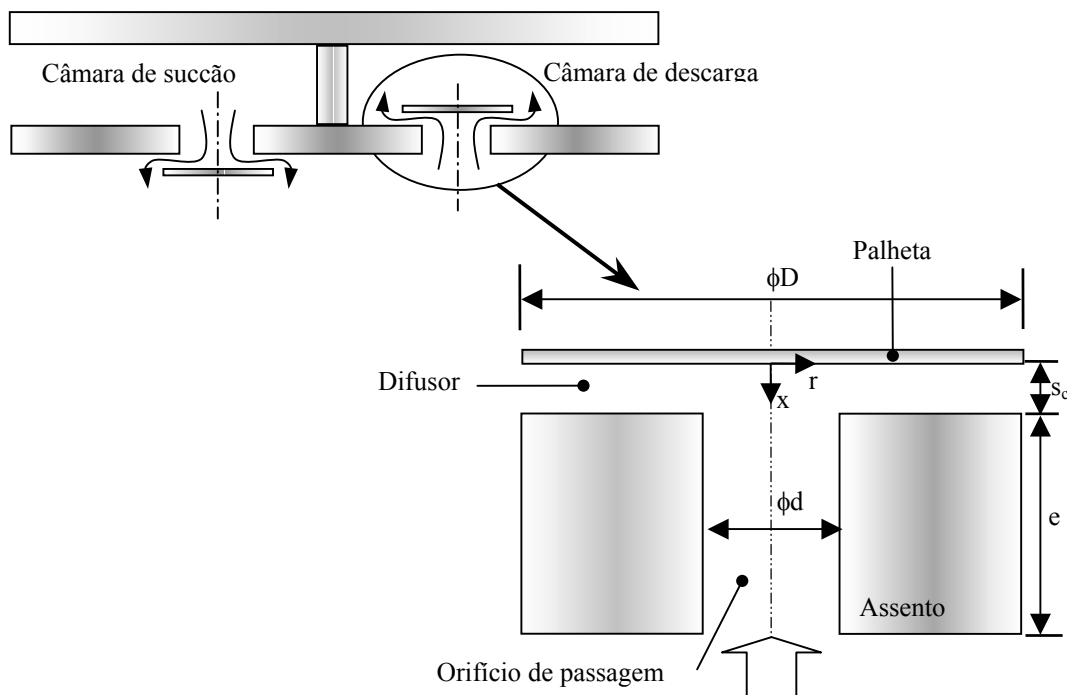


Figura 1. Difusor radial concêntrico com palheta paralela.

As válvulas de sucção e de descarga operam de acordo com a diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e de descarga, respectivamente, sendo que a força para abri-las é proporcional ao deslocamento do pistão do compressor. Geometricamente, os principais componentes que podem ser otimizados nestas válvulas são as dimensões e os formatos do assento, orifício de passagem e palheta. Dois parâmetros são fundamentais para determinar a eficiência destas válvulas: a área efetiva de escoamento e a área efetiva de força.

A geometria da válvula influencia significativamente as áreas efetivas de força e de escoamento. Os efeitos que a variação de diferentes parâmetros geométricos como: inclinação do assento, raio de arredondamento no assento, inclinação do assento e da palheta, raio de arredondamento no assento e na palheta, exercem sobre as áreas efetivas de escoamento e de força são analisados no presente trabalho. Os resultados são apresentados na forma adimensional. Ferreira e Driessen (1986) analisaram experimentalmente os efeitos da variação independente de diferentes dimensões geométricas de válvulas, sobre as áreas efetivas de escoamento e de força, utilizando uma palheta plana circular.

As equações em coordenadas cilíndricas que regem o escoamento são resolvidas numericamente, usando o método dos volumes finitos e as superfícies sólidas, por não coincidirem com a malha computacional fixa, utilizada na discretização do domínio, são modeladas pelo *Eulerian Lagrangian Algorithm For INterface Tracking* (ELAFINT). 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 à presença do sólido, os volumes se tornam trapezoidais. Esta metodologia se mostrou robusta e eficiente, e os resultados indicam uma grande influência da modificação dos parâmetros geométricos no aumento das áreas efetivas de escoamento e de força, melhorando a eficiência das válvulas automáticas.

## 2. Formulação do Problema

A região de importância do problema é apresentada no detalhe da Fig. (1). Como o escoamento é axissimétrico estuda-se apenas um radiano ao longo da circunferência do difusor, simulando um problema bidimensional. O escoamento é considerado laminar, incompressível, isotérmico, em regime permanente e o refrigerante é um fluido newtoniano. As equações em coordenadas cilíndricas que regem o escoamento no difusor radial da Fig. (1) são as equações de Navier-Stokes na direção axial e radial e a equação da continuidade, expressas a seguir,

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

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

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

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

As equações são sujeitas as seguintes condições de contorno. Na fronteira com saída de massa considera-se a condição de escoamento localmente parabólico ( $\partial(rv)/\partial r = u = 0$ ). No eixo de simetria é usada a condição de simetria ( $v = \partial u / \partial r = 0$ ). Nas fronteiras sólidas a condição de não deslizamento é imposta ( $v = u = 0$ ). Na fronteira com entrada de massa obtém-se a velocidade na direção axial a partir do número de Reynolds ( $u = \bar{u} = \mu \text{Re} / \rho d$ ) e a velocidade na direção radial é nula ( $v = 0$ ).

Os resultados são apresentados para quatro tipos de geometrias, ilustrados na Fig. (2). Nesta figura os índices representam:

- (i) inclinação do assento;
- (ii) raio de arredondamento no assento;
- (iii) inclinação do assento e da palheta;
- (iv) raio de arredondamento no assento e na palheta.

A seguir alguns detalhes relacionados com a solução numérica são apresentados.

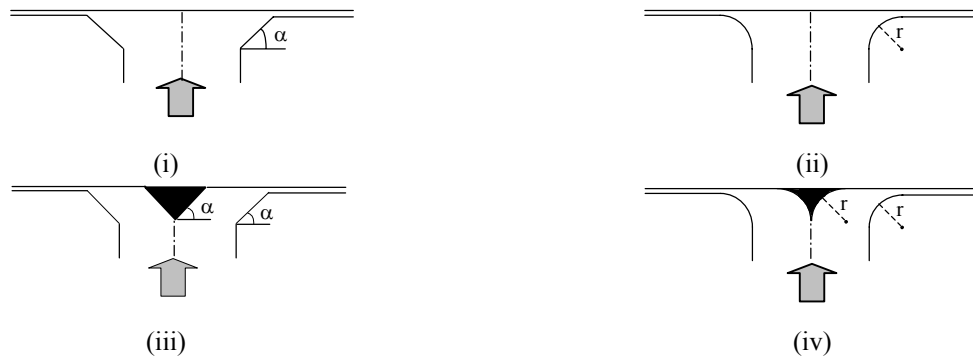


Figura 2. Geometrias do difusor radial com parâmetros geométricos modificados.

### 3. Metodologia de Solução

A Eq. (4), que governa o escoamento do fluido, é resolvida numericamente pelo método dos volumes finitos. Neste método o domínio de solução é dividido em pequenos volumes de controle que não se sobrepõem. As equações diferenciais são integradas em cada um destes volumes de controle. Desta integração resultam equações algébricas que, quando resolvidas, fornecem os campos de velocidades e pressão. Para resolver o sistema de equações algébricas a forma discretizada da equação da continuidade é transformada em uma equação para a pressão usando a metodologia SIMPLE (Patankar, 1980). A Eq. (4) é integrada nos volumes cheios, volumes que não são interceptados pela interface entre fluido e sólido, e nos volumes interfaciais onde a metodologia ELAFINT é utilizada (Udaykumar *et al.*, 1996; Ye *et al.*, 1999; Shyy *et al.*, 1999; Shyy *et al.*, 2001). O armazenamento das variáveis na malha computacional é o colocalizado. A seguir a discretização é descrita brevemente.

#### 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, a Eq. (5),

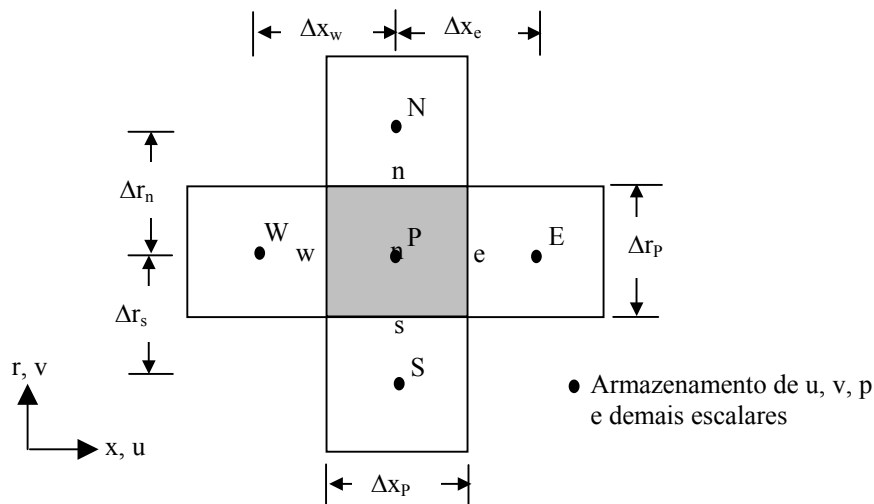


Figura 3. Volume de controle cheio, típico no domínio x, r.

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + \bar{S}^\phi, \tag{5}$$

onde

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

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  $A|Pe| = \max(0, (1 - 0,1|Pe|)^5)$ .

### 3.2. Discretização para o Volume Interfacial

Os volumes interfaciais com formato trapezoidal são discretizados usando a metodologia ELAFINT. Discretizando a Eq. (4) para o volume de controle interfacial da Fig. (4) e substituindo os fluxos convectivos e total por  $F=(\rho u r dl)$  e  $J=[\rho u \phi - \Gamma^\phi (\partial \phi / \partial n)] r dl$ , respectivamente, e subtraindo do lado esquerdo da equação a conservação da massa discretizada multiplicada por  $\phi_P$  obtém-se a Eq. (7).

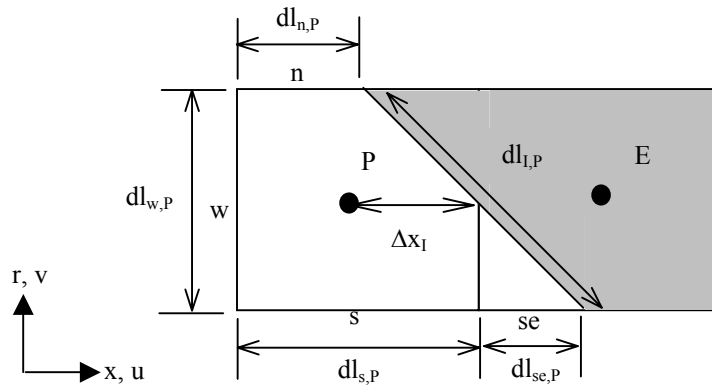


Figura 4. Volume de controle interfacial.

$$-(J_w - F_w \phi_P) - (J_s - F_s \phi_P) + (J_n - F_n \phi_P) = F_{se} (\phi_{se} - \phi_P) - \left( \Gamma^\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right)_{se} dl_{se,P} - \left( \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial n} \right)_I r_P dl_{I,P} + \bar{S}^\phi. \tag{7}$$

Outros tipos de volumes surgem na interface, por exemplo, cortando as faces norte-sul ou as faces sudeste-nordeste ou ainda as faces sudoeste-norte, etc. Estes volumes não são ilustrados neste trabalho, porém podem ser vistos em Mariani e Prata (2001) e Mariani (2002). 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 polinomial de segunda ordem, linear em  $y$  e quadrática em  $x$ , isto é,  $\phi = c_1 x^2 y + c_2 x^2 + c_3 xy + c_4 x + c_5 y + c_6$ .

Em geral, ambos os fluxos, convectivo e difusivo, são necessários no segmento da interface nos volumes interfaciais, requerendo a aproximação do valor das variáveis e da derivada normal no centro do segmento interfacial. O valor da variável é obtido das condições de contorno do tipo Dirichlet, não sendo necessário uma função de interpolação. A derivada normal na interface do volume mostrado na Fig. (4), por exemplo, pode ser decomposta como,

$$\left( \frac{\partial \phi}{\partial n} \right)_I = \left( \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_I n_x + \left( \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_I n_y, \tag{8}$$

onde  $n_x$  e  $n_y$  são as componentes do vetor normal unitário, na interface. Como a forma da interface é conhecida,  $n_x$  e  $n_y$  são conhecidos. Contudo, o cálculo da derivada normal requer a estimativa de  $(\partial \phi / \partial x)_I$  e  $(\partial \phi / \partial y)_I$  no centro da

interface. O cálculo de  $(\partial\phi/\partial y)_I$  não é simples. O procedimento é similar ao realizado para obter  $(\partial\phi/\partial y)_{se}$  e  $(\partial\phi/\partial y)_n$  resultando na seguinte expressão,

$$\left(\frac{\partial\phi}{\partial y}\right)_I = d_1 x_I^2 + d_3 x_I + d_5, \quad (9)$$

onde os coeficientes  $d_i$ 's dependem da localização e orientação da interface na vizinhança do volume em consideração. Observa-se na Fig. (5) que dos seis pontos utilizados na Eq. (9) dois estão na interface, e seus valores são conhecidos pela condição de contorno, prescrita.

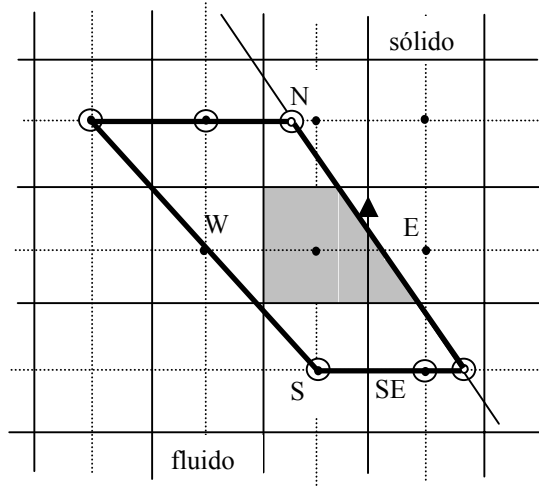


Figura 5. Extensão para o cálculo de  $(\partial\phi/\partial y)_I$

O termo difusivo na direção axial 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. (10) como,

$$ax_p = -\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial x}\right)_I r_p dl_{I,P} n_x = \left(\frac{\Gamma_I^\phi r_p dl_{I,P} n_x}{\Delta x_I}\right) \phi_p, \quad (10)$$

onde  $\Delta x_I$  é a distância da interface até o ponto nodal P. A normal local na interface é calculada conforme segue (Shyy *et al.*, 1993),

$$\mathbf{n} = \frac{1}{|\nabla F|} \left( \frac{\partial F}{\partial x} \hat{i} + \frac{\partial F}{\partial (f(x))} \hat{j} \right), \quad (11)$$

onde  $F$  é dependente dos valores de  $x$  e  $f(x)$ ,  $f(x)$  é a curva interfacial.

Logo, 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. (11).

$$a_p = \begin{cases} a_w + a_n + a_s - ax_p, & \text{para } \phi = u, \\ a_w + a_n + a_s - ax_p + \left(\frac{\mu}{r_p^2}\right) \Delta V, & \text{para } \phi = v, \end{cases} \quad (12)$$

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

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

#### 4. Parâmetros de Eficiência

Dois parâmetros são importantes no projeto de válvulas: as áreas efetivas 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

$$A_{ee} = \dot{m} / p_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{r_p^{2/k} - r_p^{(k+1)/k}}, \tag{13}$$

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 nesta tabela que a  $A_{eea}$  aumenta em média aproximadamente 25% com a inclinação de  $5^\circ$  na saída do orifício de passagem para  $s_c/d = 0,012$  e  $0,020$ . O aumento do número de Reynolds produz um aumento na área efetiva de escoamento adimensional. No afastamento adimensional  $0,012$  o maior aumento da área efetiva de escoamento é obtido para a inclinação simultânea do assento e da palheta em  $5^\circ$ . O uso do raio de arredondamento melhora os valores dos parâmetros de eficiência, porém o crescimento é inferior ao obtido com o uso da inclinação.

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,

$$A_{ef} = F/\Delta p_v, \tag{14}$$

onde  $\Delta p_v$  é o diferencial de pressão através da válvula.

Os 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  $s_c/d = 0,020$  inclinando o assento em  $5^\circ$  a área efetiva de força adimensional cresce aproximadamente 35%, 40%, 45% e 50% para os números de Reynolds 1000, 1500, 2000 e 2500, respectivamente. Para  $s_c/d = 0,012$  o comportamento da  $A_{efa}$  também é crescente com o aumento da inclinação do assento. Observa-se na Tab. (1) que os maiores valores da  $A_{efa}$  foram obtidos inclinando o assento em  $5^\circ$ , as demais modificações dos parâmetros geométricos também aumentam este parâmetro de eficiência, contudo o aumento é menor. A área efetiva de força adimensional sofre maior influência do número de Reynolds e da modificação dos parâmetros geométricos que a área efetiva de escoamento adimensional.

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

Variação dos parâmetros geométricos	Re	$s_c/d = 0,012$		$s_c/d = 0,020$	
		$A_{eea}$	$A_{efa}$	$A_{eea}$	$A_{efa}$
Sem inclinação ou sem raio de arredondamento	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
Inclinação de $5^\circ$ no assento	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
Raio de arredondamento de 5 [mm] no assento	1000	0,02510	3,654	0,05066	3,167
	1500	0,03026	3,403	0,06023	2,785
	2000	0,03442	3,170	0,06767	2,451
	2500	0,03793	2,955	0,07374	2,158
Inclinação de $5^\circ$ no assento e na palheta	1000	0,02867	4,252	0,05619	3,660
	1500	0,03432	4,003	0,06625	3,273
	2000	0,03898	3,798	0,07385	2,945
	2500	0,04391	3,673	0,07992	2,669
Raio de arredondamento de 5 [mm] no assento e na palheta	1000	0,02443	3,571	0,05034	3,142
	1500	0,02923	3,297	0,05955	2,747
	2000	0,03304	3,052	0,06659	2,406
	2500	0,03626	2,833	0,07224	2,111

As Figs. (6), (7), (8) e (9) apresentam os valores numéricos da área efetiva de escoamento adimensional para  $s_c/d = 0,012$  e  $0,020$ . A área efetiva de escoamento adimensional cresce com o aumento da modificação dos parâmetros geométricos e do número de Reynolds. A presença da inclinação do assento na saída do orifício de passagem proporciona um aumento significativo na área efetiva de escoamento adimensional. Este comportamento já havia sido observado por Puff *et al.* (1992), para uma inclinação específica. Isto é explicado pela presença do chanfro que desacelera o fluido na saída do orifício de passagem elevando as pressões. Valores altos para a área efetiva de escoamento indicam que o desempenho da válvula é melhor à respeito do escoamento através dela.

Nas Figs. (6) e (8) observa-se que o uso da inclinação produz um aumento significativo com a mudança de  $0^\circ$  para  $5^\circ$ , contudo para inclinações maiores a  $A_{ee}$  praticamente permanece inalterável, principalmente para  $s_c/d=0,012$  e para todos os números de Reynolds analisados.

As Figs. (7) e (9) exibem o comportamento da área efetiva de escoamento adimensional para o uso do raio de arredondamento na geometria da válvula. Nota-se que a área efetiva de escoamento adimensional sofre menor influência com o aumento do raio de arredondamento para os dois afastamentos e todos os números de Reynolds utilizados, porém com o crescimento do raio de arredondamento as áreas efetivas continuam crescendo.

De uma maneira geral, os resultados obtidos para a área efetiva de escoamento adimensional sugerem que este parâmetro é influenciado significativamente pela mudança do número de Reynolds, do afastamento entre palheta e assento e pela modificação dos parâmetros geométricos.

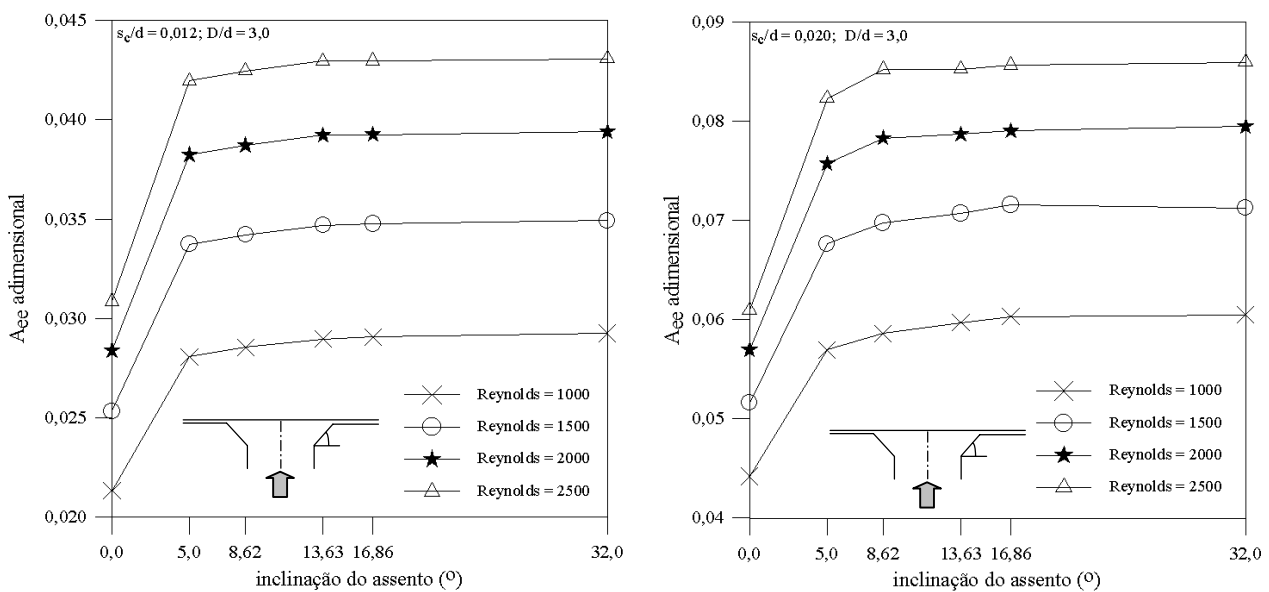


Figura 6. Influência da inclinação do assento na área efetiva de escoamento adimensional.

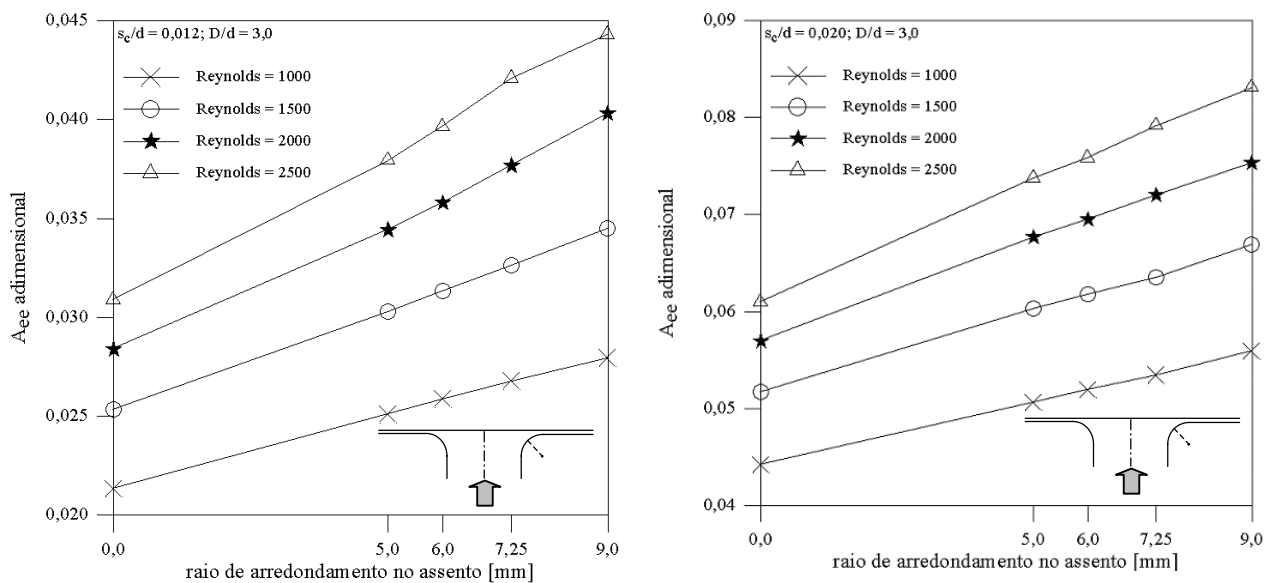


Figura 7. Influência do raio de arredondamento no assento na área efetiva de escoamento adimensional.

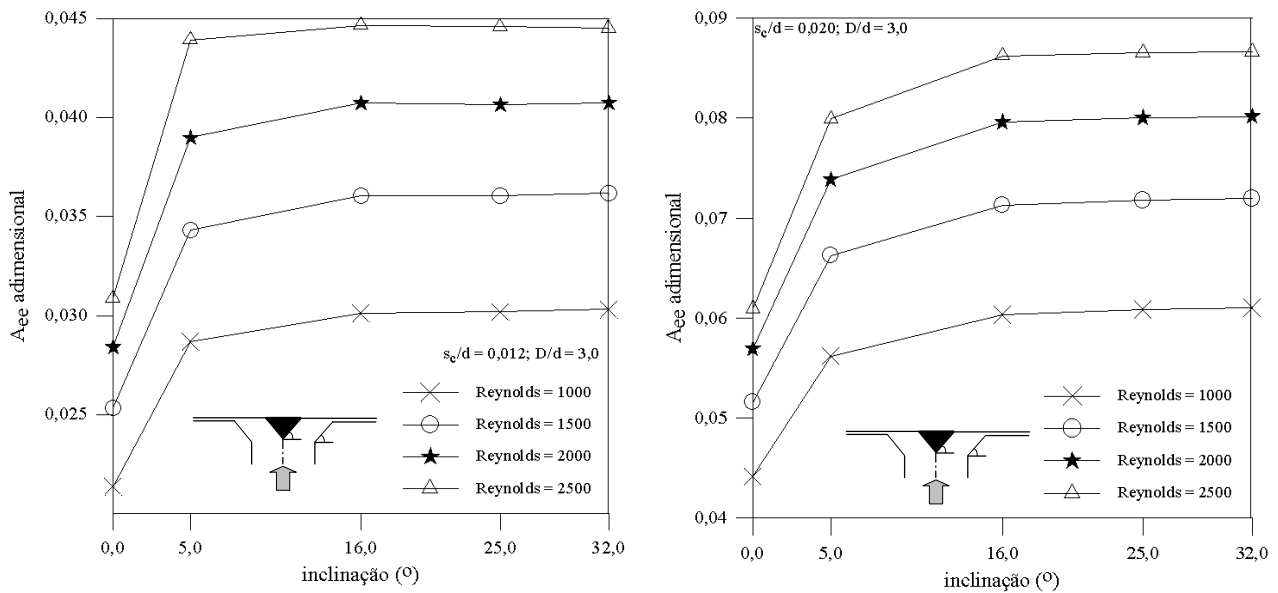


Figura 8. Influência da inclinação simultânea do assento e da palheta na área efetiva de escoamento adimensional.

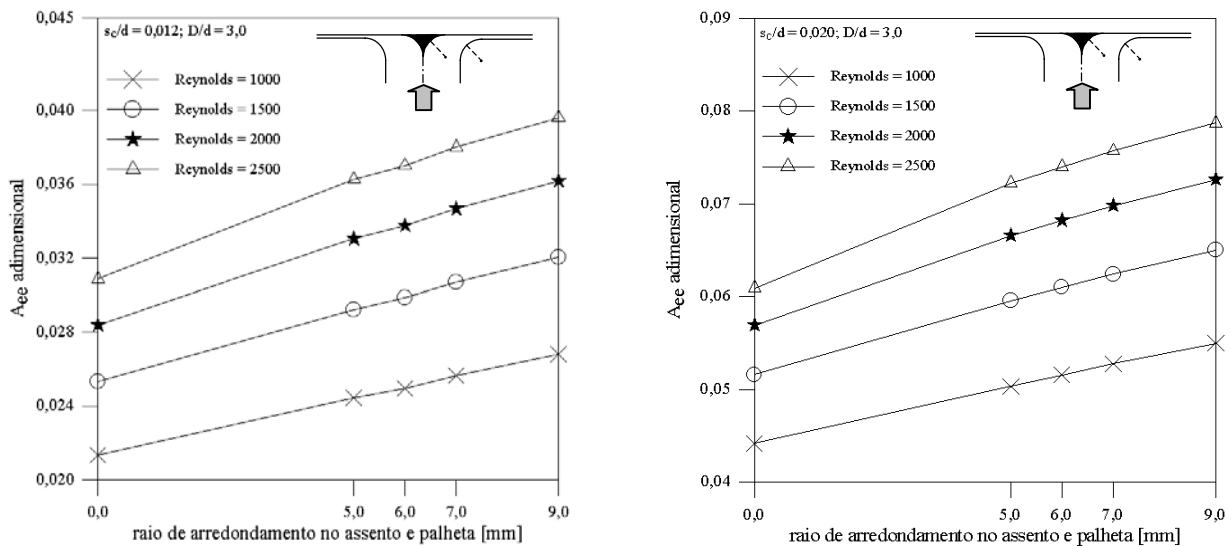


Figura 9. Influência do raio de arredondamento no assento e palheta na área efetiva de escoamento adimensional.

As Figs. (10), (11), (12) e (13) ilustram a variação da área efetiva de força adimensional em relação à modificação dos parâmetros geométricos da válvula, para os diferentes números de Reynolds analisados. Em ambos afastamentos, a área efetiva de força adimensional indica um comportamento sempre crescente com o aumento da modificação dos parâmetros geométricos. Com o uso da inclinação a área efetiva de força adimensional apresenta crescimento suave depois de determinada inclinação, enquanto que com o aumento do raio de arredondamento a área efetiva de força adimensional permanece aumentando significativamente, semelhante ao comportamento obtido para a área efetiva de escoamento adimensional.

O comportamento da área efetiva de força é crescente com o aumento do raio de arredondamento do assento na saída do orifício de passagem. Ao racionalizar tal resultado deve-se lembrar que a área efetiva de força é dividida pela diferença de pressão entre a entrada e a saída da válvula. Aumentando o raio de arredondamento a pressão na entrada do orifício é reduzida, reduzindo o denominador da Eq. (14) e com isto aumentando a área efetiva de força. Certamente que a redução do denominador da Eq. (14) é mais significativa do que a redução do numerador e, assim a área efetiva de força aumenta com o aumento do raio de arredondamento. Na região da entrada do difusor a pressão tem uma região de patamar maior e a queda da mesma é mais suave para raios de arredondamento maiores, contribuindo favoravelmente para um acréscimo de força sobre a palheta.

Com o aumento do número de Reynolds a área efetiva de força tende a decrescer o que pode ser observado nas Figs. (10) a (13). Em um primeiro momento este é um resultado que pode parecer estranho porque, a área efetiva de força é diretamente proporcional a força e esta aumenta com o aumento do número de Reynolds. Acontece que conforme indicado na Eq. (14) não basta que a força sobre a palheta aumente para que haja um aumento sobre a área efetiva de força é preciso que a diferença de pressão através da válvula também seja considerada. Com o aumento do



número de Reynolds o aumento da diferença de pressão através da válvula é mais significativo do que o aumento da força resultante sobre a palheta, fornecendo uma redução na área efetiva de força.

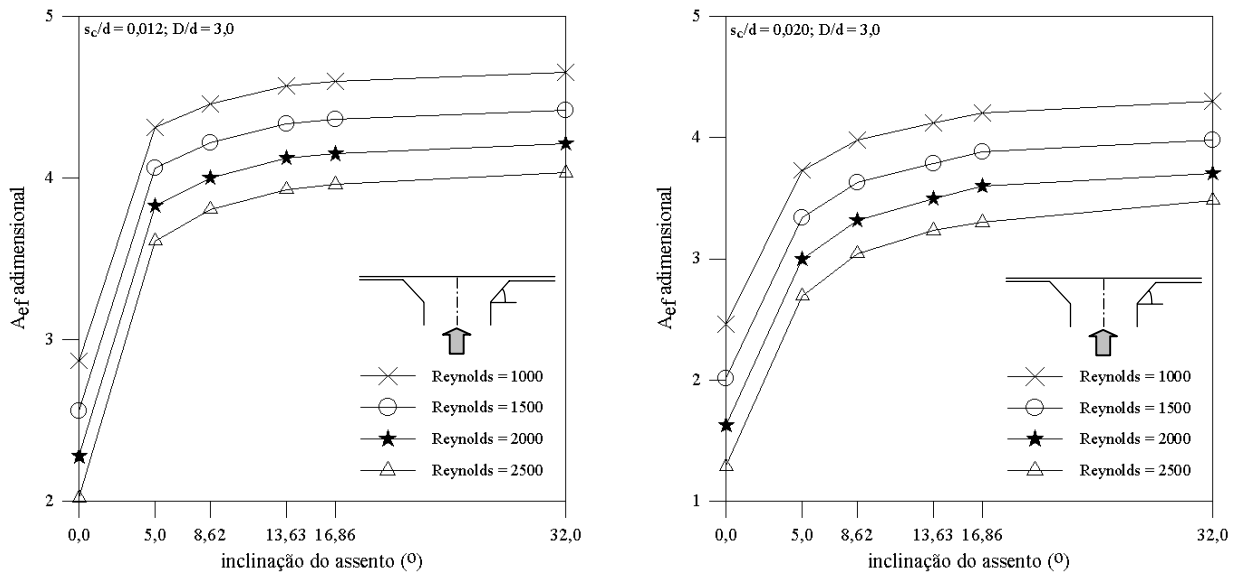


Figura 10. Influência da inclinação do assento na área efetiva de força adimensional.

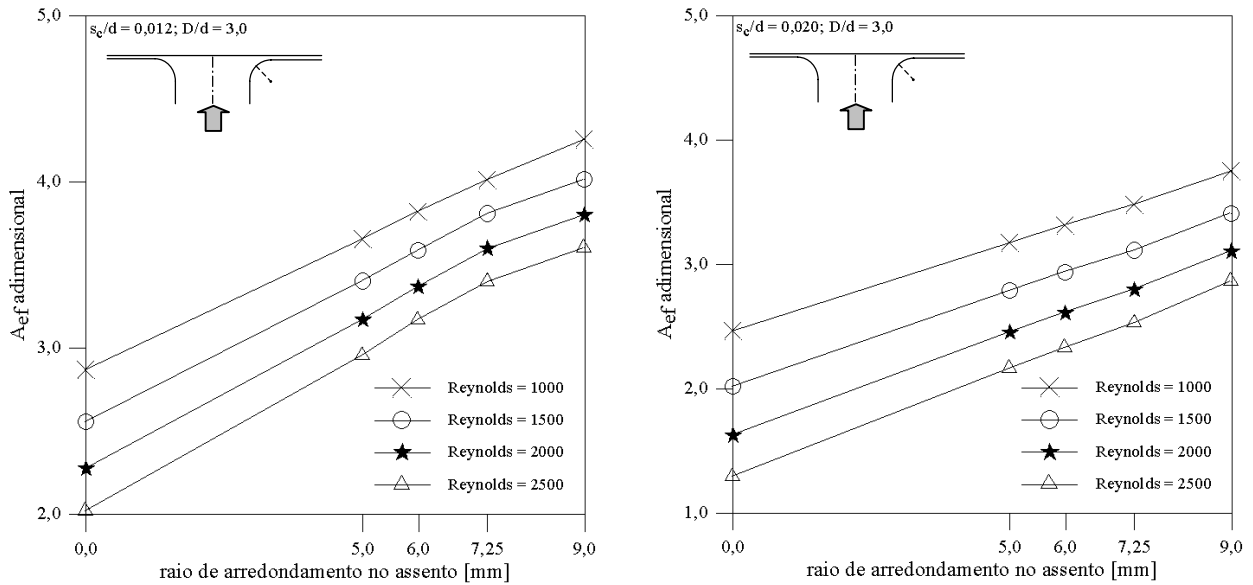


Figura 11. Influência do raio de arredondamento no assento na área efetiva de força adimensional.

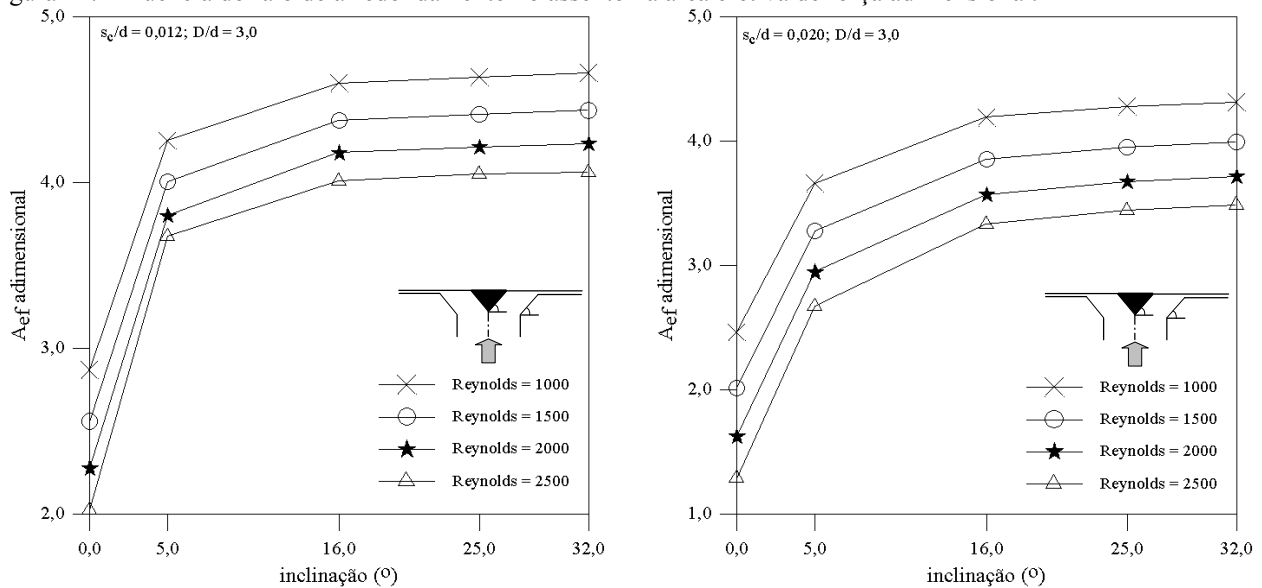


Figura 12. Influência da inclinação simultânea do assento e da palheta na área efetiva de força adimensional.

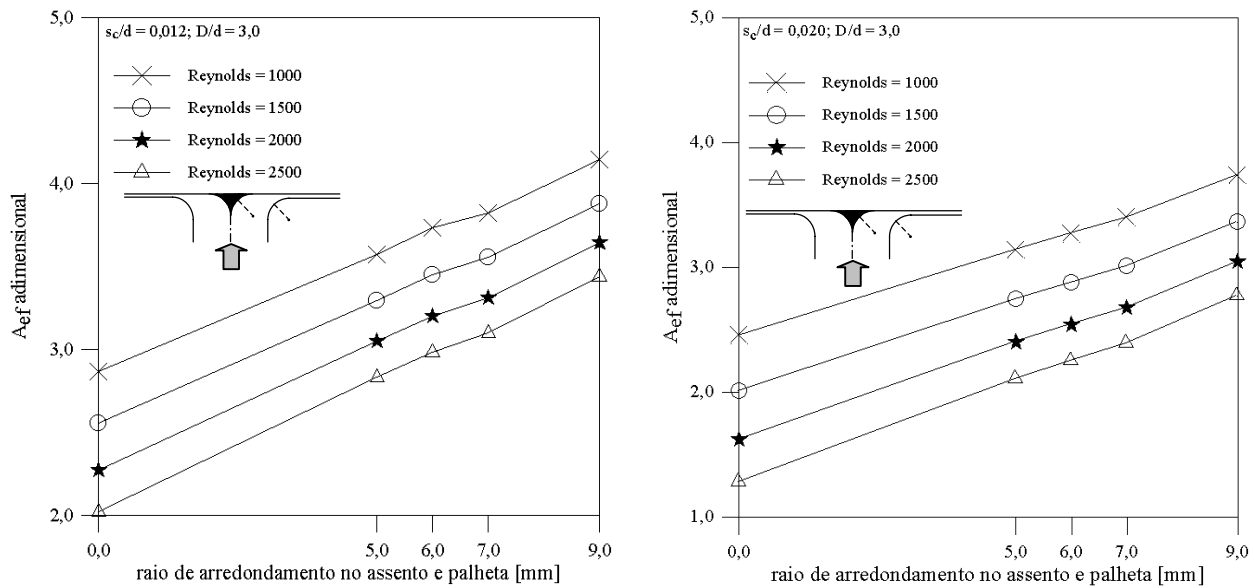


Figura 13. Influência do raio de arredondamento no assento e na palheta na área efetiva de força adimensional.

## 5. Conclusões

O presente trabalho investigou numericamente a influência da modificação de parâmetros geométricos resolvendo 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. Fez-se uma análise da influência das geometrias da válvula nas áreas efetivas de escoamento e de força.

Com a presente análise conclui-se que a presença das modificações analisadas no presente trabalho, inclinações e raios de arredondamento, proporcionam um aumento significativo nas áreas efetivas de escoamento e de força, devido à presença de pressões maiores na região de aceleração do fluido. Não é possível identificar qual das geometrias investigadas é a mais eficiente, contudo pode-se dizer que uma inclinação de apenas  $5,0^\circ$  no assento já é capaz de alterar expressivamente os padrões de escoamento.

O uso da inclinação ou do raio de arredondamento simultaneamente no assento e na palheta não proporcionaram mudanças significativas nos parâmetros de eficiência se comparados com a inclinação ou raio de arredondamento apenas no assento. De uma maneira geral, as modificações no assento são mais promissoras que as modificações na palheta, para os casos investigados no presente trabalho.

## 6. 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.).

## 7. Referências

- Ferreira, R. T. S. e Driessen, J. L., 1986, "Analysis of the Influence of Valve Geometric Parameters on the Effective Flow and Force Areas", International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, Vol. II, pp. 632-640.
- Mariani, V. C. e Prata, A. T., 2001, "Análise Numérica do Escoamento em Cavidades Irregulares", XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Uberlândia, Minas Gerais, Vol. 8, pp. 652-661.
- Mariani, V. C., 2002, "Utilização de 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.
- 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", Applied Mechanics Reviews, pp. 1-134.
- Shyy, W., Kan, H-C., Udaykumar, H. S. e Tran-Son-Tay, R., 1999, "Interaction Between Fluid Flows and Flexible Structures", Fluid Dynamics at Interfaces, Wei Shyy and Ranga Narayanan (eds.).
- Udaykumar, H. S., Shyy, W. e Rao, M. M., 1996, "ELAFINT: A Mixed Eulerian-Lagrangian Method for Fluid Flows with Complex and Moving Boundaries", International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 22, pp. 691-712.
- 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.

## **APPLICATION OF METHODOLOGY EULERIAN-LAGRANGIAN FOR RESOLUTION OF FLOWS IN RADIAL DIFFUSERS WITH IRREGULAR BOUNDARIES**

### **Viviana Cocco Mariani**

Faculdade de Ciências Exatas e Tecnologia, Campus Torres, Universidade Tuiuti do Paraná - UTP  
Av. Comendador Franco, 1860, CEP 80215-090, Curitiba, PR, Brasil.  
[viviana.mariani@utp.br](mailto:viviana.mariani@utp.br)

### **Alvaro Toubes Prata**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, CEP 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil.  
[prata@nrva.ufsc.br](mailto:prata@nrva.ufsc.br)

**Abstract.** *The present paper numerically analyzes the influence that the modification of some geometric parameters exerts on the flow in radial diffusers. An analysis of the incompressible laminar isothermal flow is reported. The effective flow and force area of valves are important parameters of efficiency for the numerical simulation of flow in hermetic alternative compressors, which is a fundamental step in the optimization process. The parameters of efficiency are presented and analyzed in function of the modification of valve geometric parameters, some combinations of Reynolds numbers and gap distance between disks (reed and seat). The motivation of this work comes from the importance that the agreement of this flow has in reed valves design, used in alternative compressors.*

**Keywords.** *radial diffuser, effective flow area, effective force area, ELAFINT.*