

**TADEU TONHEIRO RODRIGUES**

**MODELAGEM NUMÉRICA DO ESCOAMENTO EM  
VÁLVULAS AUTOMÁTICAS DE COMPRESSORES  
PELO MÉTODO DA FRONTEIRA IMERSA**

Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica  
Área de Ciências Térmicas

Unesp – Campus de Ilha Solteira

**Orientador:** Prof. Dr. José Luiz Gasche

**Co-orientador:** Prof. Dr Julio Militzer ( Dalhousie University, Halifax, Nova Scotia, Canadá)

Ilha Solteira – SP

Agosto/2010

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**“MODELAGEM NUMÉRICA DO ESCOAMENTO EM  
VÁLVULAS AUTOMÁTICAS DE COMPRESSORES  
PELO MÉTODO DA FRONTEIRA IMERSA”**

**Tadeu Tonheiro Rodrigues**

Dissertação apresentada à Faculdade de  
Engenharia - UNESP – Campus de Ilha  
Solteira, para obtenção do título de MESTRE  
EM ENGENHARIA MECÂNICA.  
Área de Conhecimento: Ciências Térmicas

**Orientador:** Prof. Dr. José Luiz Gasche

**Co-orientador:** Prof. Dr Julio Militzer ( Dalhousie University, Halifax, Nova Scotia, Canadá)

Ilha Solteira – SP

Agosto/2010

## FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Seção Técnica de Aquisição e Tratamento da Informação  
Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação da UNESP - Ilha Solteira.

R696m Rodrigues, Tadeu Tonheiro.  
Modelagem numérica do escoamento em válvulas automáticas de compressores pelo Método da Fronteira Imersa / Tadeu Tonheiro Rodrigues. -- Ilha Solteira : [s.n.], 2010  
137 f. : il.

Dissertação (mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de Conhecimento: Ciências Térmicas, 2010

Orientador: José Luiz Gasche  
Co-orientador: Julio Militzer

1. Compressores - Válvulas. 2. Difusores radiais. 3. Método dos volumes finitos. 4. Método da fronteira imersa. 5. Modelo físico virtual.

**CERTIFICADO DE APROVAÇÃO**

**TÍTULO:** Modelagem numérica do escoamento em válvulas automáticas de compressores pelo método da fronteira imersa

**AUTOR:** TADEU TONHEIRO RODRIGUES

**ORIENTADOR:** Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE

Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de MESTRE em ENGENHARIA MECÂNICA, Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:

  
Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE  
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

  
Prof. Dr. CASSIO ROBERTO MACEDO MAIA  
Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira

  
Prof. Dr. ELIE LUIS MARTINEZ PADILLA  
Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Federal de Uberlândia

Data da realização: 30 de agosto de 2010.

Aos meus pais, Kátia e Sérgio,  
à minha irmã Kássia,  
à minha avó, Maria Inês (*in memorian*)  
à minha companheira inseparável, Palma,  
por todo apoio e força.

---

## AGRADECIMENTOS

---

Em primeiro lugar a Deus, pela vida.

Aos meus pais Milton Sérgio Rodrigues e Kátia Elisabeth Tonheiro, que me apoiaram durante toda a minha jornada e não mediram esforços para que eu pudesse concluir a minha formação profissional

Ao meu orientador José Luiz Gasche, que tem sido meu mestre desde os meus primeiros passos na graduação, e que considero um exemplo de vida e um grande amigo.

Ao meu co-orientador Julio Militzer, pela colaboração na finalização deste trabalho e na orientação do meu estágio na Dalhousie University, cuja ajuda em minha adaptação ao novo ambiente foi fundamental.

Aos professores Cássio Roberto Macedo Maia e Elie Luis Martínez Padilla, por aceitarem fazer parte da banca examinadora e pelas importantes contribuições para a conclusão deste trabalho.

A todos os professores do Departamento de Engenharia Mecânica da UNESP de Ilha Solteira, cuja contribuição foi fundamental na minha formação de Engenheiro e nos meus estudos da pós-graduação;

A todos os funcionários que direta ou indiretamente contribuíram com a realização deste trabalho;

Aos colegas do Laboratório de Mecânica dos Fluidos Computacional no Bloco M4, pelo companheirismo e auxílio sempre que necessário;

À Fepisa e a Tecumseh do Brasil pela bolsa e recursos financeiros concedidos.

A compreensão do escoamento em válvulas de compressores herméticos alternativos é de fundamental importância para introduzir modificações no projeto delas de maneira a aumentar a performance dos compressores, e por fim, dos ciclos de refrigeração. A válvula do compressor é um dispositivo ímpar, uma vez que seu funcionamento se dá pela ação da pressão exercida pelo escoamento, caracterizando um problema de forte interação fluido-estrutura. O uso da modelagem numérica através das ferramentas da mecânica dos fluidos computacional (CFD) tem se destacado como a alternativa mais dinâmica para o estudo do fenômeno. O trabalho desenvolvido foi voltado para o estudo numérico do escoamento através do difusor radial, o qual é um modelo simplificado da válvula, com o emprego do Método da Fronteira Imersa com Modelo Físico Virtual para a modelagem do disco superior do difusor (palheta). O ponto forte desta metodologia é que a representação de regiões sólidas é feita pelo cálculo de um campo de força, o qual é introduzido nas equações das células na vizinhança do sólido. Este procedimento dispensa o uso de malhas que se adaptam ao corpo, possibilitando o uso de malhas cartesianas convencionas para modelar geometrias complexas e móveis. A metodologia foi acoplada com a solução das equações governantes do escoamento em coordenadas cilíndricas através do Método dos Volumes Finitos. Inicialmente, a metodologia foi validada, utilizando como dados de referência resultados provenientes de estudos numéricos e experimentais, e foi avaliada a influência dos parâmetros do procedimento na qualidade final dos resultados. Na segunda etapa foram desenvolvidos estudos preliminares referentes ao movimento do disco superior, com a imposição artificial dos processos de abertura e fechamento da válvula. Os resultados obtidos mostraram que a metodologia adotada é bastante promissora e flexível, e pode ser empregada em estudos mais refinados para a compreensão do escoamento através da válvula considerando a interação fluido-estrutura governante do problema.

*Palavras-chave: Compressores. Válvula difusores radiais. Volumes finitos. Método da fronteira imers. Modelo físico virtual.*



---

## ABSTRACT

---

The fully understanding of the flow through automatic valves of alternative hermetic compressors is essential to introduce modifications in its project aiming the improvement of the compressor performance and, also, the refrigeration cycle. The compressor valve is a singular device, once its operation is ruled by the flow pressure, characterizing a case with a strong fluid-structure interaction. The using of numerical tools trough the methods of computational fluid dynamics (CFD) has gained especial attention due to its flexibility to study the phenomenon. The present work was developed to study numerically the flow through the radial diffuser, which is a simplified model of the valve, with the employment of the Immersed Boundary Method with Virtual Physical Model to modeling the superior disk (valve reed). The main advantage of this methodology is that the modeling of solid boundaries is performed with the calculus of a force field, which is introduced in the cells equations nearby the solid. This procedure dispenses the using of body-fitted meshes, enabling the adoption of conventional Cartesian meshes to model complex and moving geometries. The methodology was coupled with the solution of the governing equations in cylindrical coordinates though the Finite Volume Method. Firstly, the methodology was validated, confronting the results obtained with data from numerical and experimental studies, where the influence of the main parameters in the quality of the final results was evaluated. In the second step were developed preliminary studies concerning the movement of the superior disk, whose opening and closing movements were artificially imposed. The results obtained showed that the adopted methodology is quit promising and flexible, and can be employed in more refined studies to the comprehension of the flow through the valve regarding the fluid-structure interaction that rules the problem.

*Keywords: Compressor. Valve. Radial diffuser. Finite volume. Immersed boundary method, Virtual physical model.*

---

## LISTA DE FIGURAS

---

Figura 1.1: Esquema de um ciclo de refrigeração por compressor de vapor. ....	20
Figura 1.2: Diagramas Pressão-Entalpia dos ciclos de compressão a vapor ideal e real – (Stoecker e Jones, 1983). ....	21
Figura 1.3: Diagrama esquemático de um compressor hermético alternativo, (a) vista geral e (b) detalhe do sistema de sucção e descarga – Nakano e Kinjo (2008). ....	23
Figura 1.4: Distribuição de perdas para um compressor hermético - Possamai e Todescat (2004). ....	24
Figura 1.5: Esquema CAD da Placa Válvula. ....	25
Figura 1.6: Difusor Radial. ....	26
Figura 1.7: Esquema detalhado do difusor radial. ....	27
Figura 1.8: Processo de remalhagem para um corpo rombudo em queda livre. ....	29
Figura 2.1: Malha não estruturada composta por tetraedros sobre um A319. ....	32
Figura 2.2: Problema que motivou o desenvolvimento do método da fronteira imersa, (PESKIN, 1977). ....	33
Figura 2.3: Modelagem da presença de uma interface sólida pela ação de um campo de forças. ....	34
Figura 2.4: Estudo da interação fluido-estrutura de um escoamento sobre uma esfera sustentada por molas desenvolvido por Campregher (2005). ....	41
Figura 2.5: Coeficiente de arrasto em função do número de Reynolds para um cilindro circular estacionário, Oliveira (2005). ....	42
Figura 2.6: Simulação do transporte de sedimentos por estruturas turbulentas utilizando o MFV, Alamy Filho (2006). ....	42
Figura 2.7: Escoamentos sobre geometrias complexas; (a) estrutura treliçada e (b) aerofólio NACA0012, Vedovoto (2007). ....	43
Figura 2.8: Escoamento sobre arranjos de corpos imersos; (a) arranjos de cilindros em V e (b) seção transversal de uma estrutura <i>off-shore</i> , Lima e Silva, Silva e Silveira Neto (2007) .....	44
Figura 2.9: Distribuição de pressão sobre o disco frontal (palheta) para $D/d = 3$ .....	46

Figura 2.10: Instabilidades do escoamento em um difusor radial com alimentação axial observadas por Peters (1994); (a) $Re = 2727$ e (b) $Re = 4595$ .	48
Figura 2.11: Domínio computacional usado por Matos, Prata e Deschamps (2000).	51
Figura 2.12: Escoamento no difusor radial com emprego do MFI/MFV; (a) assento convencional e (b) assento com chanfro, Lacerda (2009).	53
Figura 3.1: Domínio computacional com as malhas lagrangiana e euleriana.	56
Figura 3.2: Esquema da criação dos pontos auxiliares.	57
Figura 3.3: Comportamento da função $D$ ; (a) unidimensional e (b) bidimensional.	59
Figura 3.4: Esquema do procedimento para a interpolação das velocidades.	59
Figura 3.5: Esquema da interpolação da pressão.	60
Figura 3.6: Processo de distribuição da densidade de força interfacial lagrangiana.	63
Figura 3.7: Esquema do campo densidade de força euleriana.	63
Figura 4.1: Esquema do domínio idealizado para representar a válvula.	66
Figura 4.2: Esquema do arranjo da malha computacional utilizada.	67
Figura 4.3: Perfis de pressão adimensional obtidos para $Re=500$ .	69
Figura 4.4: Perfis de pressão adimensional obtidos para $Re=1500$ .	70
Figura 4.5: Razão de bloqueio para $Re=500$ .	71
Figura 4.6: Razão de bloqueio para $Re=1500$ .	72
Figura 4.7: Normas L2 para $Re=500$ .	73
Figura 4.8: Normas L2 para $Re=1500$ .	74
Figura 4.9: Linhas de corrente para $Re=500$ ; (a) $dt=10^{-6}$ e (b) $dt=10^{-7}$ .	75
Figura 4. 10: Linhas de corrente para $Re=1500$ ; (a) $dt=10^{-6}$ e (b) $dt=10^{-7}$ .	75
Figura 4. 11: Campo de pressão e mapa de vetor velocidade para $Re=500$ ; (a) $dt=10^{-6}$ e (b) $dt=10^{-7}$ .	76
Figura 4.12: Detalhe do escoamento na região do difusor para $Re=500$ ; (a) $dt=10^{-6}$ e (b) $dt=10^{-7}$ .	77
Figura 4.13: Detalhe do escoamento na região do orifício para $Re=500$ ; (a) $dt=10^{-6}$ e (b) $dt=10^{-7}$ .	77
Figura 4.14: Campo de pressão e mapa de vetor velocidade para $Re=1500$ ; (a) $dt=10^{-6}$ e (b) $dt=10^{-7}$ .	78
Figura 4.15: Detalhe do escoamento na região do difusor para $Re=1500$ ; (a) $dt=10^{-6}$ e (b) $dt=10^{-7}$ .	79
Figura 4.16: Detalhe do escoamento na região do orifício para $Re=1500$ ; (a) $dt=10^{-6}$ e (b) $dt=10^{-7}$ .	79

Figura 4.17: Perfis de pressão adimensional obtidos para $Re = 500$ .	81
Figura 4.18: Perfis de pressão adimensional obtidos para $Re=1500$ .	81
Figura 4.19: Razão de bloqueio para $Re = 500$ , para as aberturas estudadas.	83
Figura 4.20: Razão de bloqueio para $Re = 1500$ , para as aberturas estudadas.	83
Figura 4.21: Normas L2 para $Re = 500$ , para as aberturas estudadas.	84
Figura 4.22: Normas L2 para $Re = 1500$ , para as aberturas estudadas.	84
Figura 4.23: Perfis de pressão axial, $s/d = 0,03$ .	85
Figura 4.24: Perfis de pressão axial, $s/d = 0,05$ .	86
Figura 4.25: Perfis de pressão axial, $s/d = 0,07$ .	86
Figura 4.26: Linhas de corrente e campos de pressão com mapas de vetores velocidades para (a) $s/d=0,03$ , (b) $s/d=0,05$ e (c) $s/d=0,07$ , para $Re=500$ .	87
Figura 4.27: Linhas de corrente e campos de pressão com mapas de vetores velocidades para (a) $s/d=0.03$ , (b) $s/d=0.05$ e (c) $s/d=0.07$ , para $Re=1500$ .	88
Figura 4.28: Perfil de pressão para $Re = 1491$ e $s/d = 0,03$ .	90
Figura 4. 29: Perfil de pressão para $Re = 1563.45$ e $s/d = 0,025$ .	91
Figura 4.30: Perfil de pressão para $Re = 2032$ e $s/d = 0,025$ .	91
Figura 4.31: Evolução temporal da razão de bloqueio, $D/d=3,0$ .	92
Figura 4.32: Evolução temporal da norma L2, $D/d=3,0$ .	93
Figura 4.33: Linhas de corrente para: (a) $Re = 1491$ , (b) $Re = 1563.45$ e (c) $Re = 2032$ .	94
Figura 4.34: Linhas de corrente e campos de pressão com mapas de vetores velocidades para: (a) $Re = 1491$ , (b) $Re = 1563,45$ e (c) $Re = 2032$ .	95
Figura 5.1: Evolução temporal da razão de bloqueio de massa para $Vel = 3,0$ .	101
Figura 5.2: Evolução temporal da razão de bloqueio de massa para $Vel = 6,0$ .	102
Figura 5.3: Evolução temporal da norma L2 para $Vel = 3,0$ .	102
Figura 5.4: Evolução temporal da norma L2 para $Vel = 6,0$ .	103
Figura 5.5: Evolução temporal da razão de bloqueio de massa para o movimento completo de palheta.	106
Figura 5.6: Evolução temporal da norma L2 para o movimento completo de palheta.	106
Figura 5.7: Perfis de pressão adimensional para a abertura da válvula.	107
Figura 5.8: Perfis de pressão adimensional para o fechamento da válvula.	107
Figura 5.9: Visualização do escoamento com a abertura da válvula através de linhas de corrente.	109
Figura 5.10: Visualização do escoamento com o fechamento da válvula através de linhas de corrente.	110

Figura 5.11: Perfis de pressão adimensional para a abertura da válvula – $0,07 < s/d < 0,10$ .	113
Figura 5.12: Perfis de pressão adimensional para o fechamento da válvula – $0,07 < s/d < 0,10$ . .....	114
Figura 5.13: Evolução temporal da razão de bloqueio de massa para o movimento completo de palheta – $0,07 < s/d < 0,10$ .....	115
Figura 5.14: Evolução temporal da norma L2 para o movimento completo de palheta – $0,07 < s/d < 0,10$ . ....	115
Figura 5.15: Visualização do escoamento com a abertura da válvula através de linhas de corrente – $0,07 < s/d < 0,10$ .....	116
Figura 5. 16: Visualização do escoamento com o fechamento da válvula através de linhas de corrente – $0,07 < s/d < 0,10$ .....	117
Figura 5.17: Perfis de pressão adimensional para a abertura da válvula – $0,03 < s/d < 0,10$ .	118
Figura 5.18: Perfis de pressão adimensional para o fechamento da válvula – $0,03 < s/d < 0,10$ . .....	119
Figura 5.19: Evolução temporal da razão de bloqueio de massa para o movimento completo de palheta – $0,03 < s/d < 0,10$ .....	120
Figura 5.20: Evolução temporal da norma L2 para o movimento completo de palheta – $0,03 < s/d < 0,10$ . ....	120
Figura 5.21: Visualização do escoamento com a abertura da válvula através de linhas de corrente – $0,03 < s/d < 0,10$ .....	122
Figura 5.22: Visualização do escoamento com o fechamento da válvula através de linhas de corrente – $0,03 < s/d < 0,10$ .....	124

---

## LISTA DE TABELAS

---

Tabela 4.1: Desvios relativos dos valores dos patamares de pressão. ....	71
Tabela 4.2: Desvios dos patamares de pressão adimensional. ....	82

## Letras Latinas

<i>a</i>	coeficientes das equações algébricas;
<i>CAD</i>	computer-aided design;
<i>CAM</i>	computer-aided manufacturing;
<i>CDS</i>	central difference scheme
<i>COP</i>	coeficiente de performance;
<i>CPU</i>	central processing unit
<i>d</i>	diâmetro do orifício de passagem [cm];
<i>D</i>	diâmetro do disco frontal (palheta) [cm];
<i>DAV</i>	Dispositivos de Assistência Ventricular;
<i>D<sub>ij</sub></i>	função interpolação/distribuição;
<i>DES</i>	Detached Eddy Simulation
<i>f</i>	densidade de força lagrangiana;
<i>F</i>	densidade de força euleriana;
<i>F<sub>r</sub></i>	componente radial de densidade de força euleriana;
<i>F<sub>x</sub></i>	componente axial da densidade de força euleriana;
<i>g</i>	função peso
<i>h</i>	tamanho característico da malha euleriana;
<i>l</i>	comprimento do assento [cm], tamanho da malha lagrangiana;
<i>LES</i>	Large Eddy Simulation
<i>ṁ</i>	fluxo de massa [kg.s <sup>-1</sup> ], fator peso;
<i>MFI</i>	Método de Fronteira Imersa
<i>MFV</i>	Modelo Físico Virtual;
<i>NVOLS</i>	número de volumes na região do difusor;
<i>N</i>	número total de pontos lagrangianos;
<i>p</i>	Pressão [Pa];
<i>P<sub>adm</sub></i>	Pressão adimensional;

<i>PL</i>	Power-law difference scheme;
<i>r</i>	eixo coordenado na direção radial;
<i>Rb</i>	Razão de bloqueio [%];
<i>Re</i>	número de Reynolds;
<i>RNG</i>	Re-Normalisation Group;
<i>s</i>	espaçamento entre disco inferior e disco frontal [m], ;
<i>S</i>	termo fonte;
<i>t</i>	tempo [s];
<i>URANS</i>	Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes;
<i>U<sub>in</sub></i>	velocidade de entrada no orifício do difusor radial;
<i>V</i>	volume [cm <sup>3</sup> ];
$\vec{V}$	vetor velocidade;
<i>Vel</i>	velocidade de deslocamento da palheta [cm.s <sup>-1</sup> ];
<i>VIV</i>	Vortex Induced Vibration
<i>V<sub>ij</sub></i>	velocidade do ponto euleriano;
<i>V<sub>k</sub></i>	velocidade do ponto lagrangiano;
<i>x</i>	eixo coordenado na direção longitudinal; eixo coordenado na direção axial;
<i>x<sub>ij</sub></i>	vetor posição do ponto euleriano;
<i>x<sub>k</sub></i>	vetor posição do ponto lagrangiano;
<i>u<sub>ij</sub></i>	componente axial do vetor velocidade dos pontos eulerianos;
<i>v<sub>ij</sub></i>	componente radial do vetor velocidade dos pontos eulerianos;
<i>u<sub>k</sub></i>	componente axial da velocidade na interface;
<i>v<sub>k</sub></i>	componente radial da velocidade na interface;
<i>u<sub>fk</sub></i>	componente axial da velocidade interpolada sobre a interface;
<i>v<sub>fk</sub></i>	componente radial da velocidade interpolada sobre a interface;
<i>y</i>	eixo coordenado na direção transversal;



## Letras Gregas

$\alpha$	constante ad-hoc; fator de sub-relaxação; ângulo de inclinação;
$\beta$	constante ad-hoc;
$\Gamma$	coeficiente de difusão;
$\mu$	viscosidade dinâmica [ $\text{kg}\cdot\text{cm}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ ];
$\rho$	densidade [ $\text{kg}\cdot\text{cm}^{-3}$ ];
$\theta$	direção azimutal;
$\phi$	propriedade genérica;

## Operadores

$\Delta$	variação;
$\partial$	derivada parcial;
$\nabla$	nabla;
$L_2$	norma;
$\sum$	somatório;
$\int$	integral;

## Índices

$a$	termos de aceleração;
$adm$	adimensional;
$ent$	entrada do orifício de passagem;
$fk$	propriedade do fluido na interface;
$i$	termos de inércia;
$ij$	posição ou grandeza eulerianas;
$k$	posição ou grandeza eulerianas;
$máx$	máximo;
$p$	termos de pressão;
$v$	termos viscosos;

## Superíndices

$n$	iteração atual;
$n-1$	iteração anterior;
$0$	tempo anterior;
*	estimativa;

# SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO</b>	<b>20</b>
1.1 MOTIVAÇÃO	20
1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO	30
1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	30
<b>CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>31</b>
2.1. O MÉTODO DA FRONTEIRA IMERSA	31
2.1.1 TRABALHOS DESENVOLVIDOS	35
2.1.2 TRABALHOS DESENVOLVIDOS COM O MODELO FÍSICO VIRTUAL	40
2.2 ESCOAMENTO EM VÁLVULAS DE COMPRESSORES	45
2.3 CONCLUSÕES	53
<b>CAPÍTULO 3 – MODELAGEM MATEMÁTICA E MÉTODO NUMÉRICO</b>	<b>54</b>
3.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES	54
3.2 MODELO FÍSICO VIRTUAL	55
3.2.1 PROCEDIMENTO	55
3.2.2 APLICAÇÃO DO MFI/MFV	64
<b>CAPÍTULO 4 - RESULTADOS DE VALIDAÇÃO</b>	<b>66</b>
4.1 INTRODUÇÃO	66
4.2 VALIDAÇÃO COM RESULTADOS NUMÉRICOS	67
4.3 VALIDAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS	89
4.4 RECURSOS COMPUTACIONAIS UTILIZADOS NAS SIMULAÇÕES	96
4.5 CONCLUSÕES	98

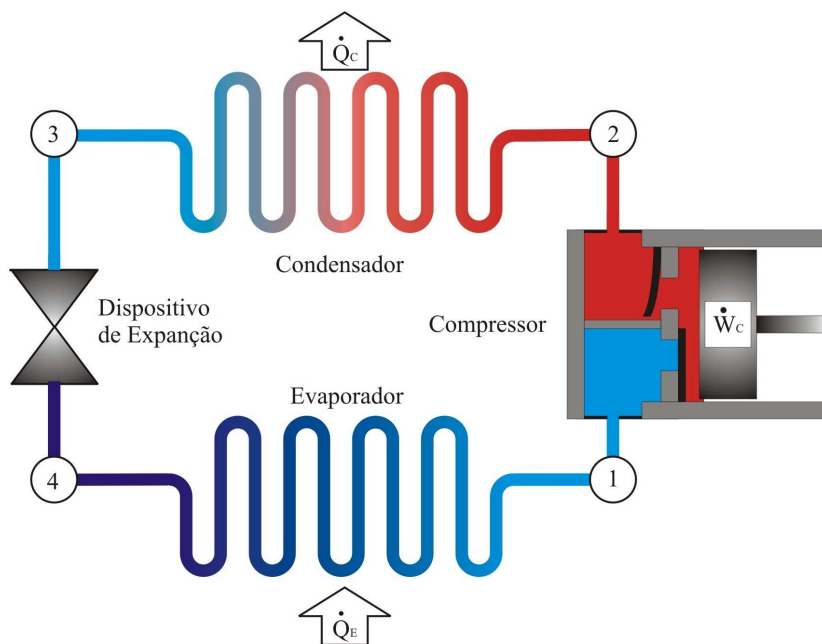
<b>CAPÍTULO 5 - MOVIMENTO ARTIFICIAL DA PALHETA</b>	<b>100</b>
<b>5.1 INTRODUÇÃO</b>	<b>100</b>
<b>5.2 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DE DESLOCAMENTO DA PALHETA.</b>	<b>100</b>
<b>5.3 MOVIMENTO COMPLETO DE PALHETA</b>	<b>105</b>
5.3.1 MOVIMENTO COM MALHA GROSSEIRA.	105
5.3.2 MOVIMENTO COM MALHA REFINADA.	112
<b>5.4 CONCLUSÕES</b>	<b>124</b>
<b>CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES</b>	<b>126</b>
<b>CAPÍTULO 7 – REFERÊNCIAS</b>	<b>130</b>

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

### 1.1 Motivação

Os sistemas de refrigeração, desde a sua criação, têm ganho cada vez mais espaço na sociedade humana pela sua vasta aplicação, que vai desde a necessidade, como a conservação de alimentos e produtos perecíveis, até questões de conforto, como climatização de ambientes.

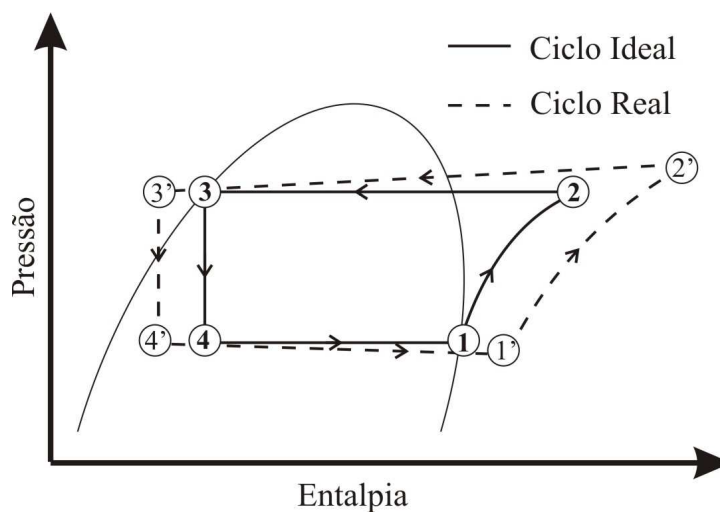
O sistema de refrigeração mais difundido atualmente, é o que opera segundo compressão de vapor, cujo esquema básico é apresentado na Fig.1.1, onde podem ser observados os principais componentes do sistema: compressor, condensador, evaporador, dispositivo de expansão e as tubulações que conectam todos os componentes, resultando em um ciclo.



**Figura 1.1:** Esquema de um ciclo de refrigeração por compressor de vapor.

O sistema de refrigeração por compressão de vapor funciona como uma bomba de calor, retirando continuamente o calor do ambiente a ser refrigerado até se obter a temperatura

desejada. Para este objetivo, é utilizado um fluido volátil, chamado fluido refrigerante, que ao evaporar retira calor de uma substância que se deseja resfriar (ar, água). O ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor funciona da seguinte maneira: o refrigerante entra no evaporador como uma mistura bifásica líquido vapor no estado 4. No evaporador, parte da fase líquida do refrigerante evapora devido à absorção de calor ( $Q_e$ ) por contato térmico com a substância a ser resfriada. Durante o processo de troca de calor 4-1 no evaporador, a temperatura e a pressão permanecem constantes. O refrigerante é admitido no compressor, sendo então comprimido isentropicamente, do estado 1, onde é uma mistura bifásica líquido-vapor, para o estado 2, onde é vapor saturado. No processo de compressão 1-2, a pressão e temperatura do refrigerante aumentam. A seguir o refrigerante passa por um processo de rejeito de calor para um ambiente externo através do condensador. No processo de 2-3, o refrigerante muda da fase de vapor saturado para líquido saturado devido a troca de calor, este processo se dá a temperatura e pressão constantes. A seguir, no processo 3-4, o refrigerante passa por um processo de expansão na válvula de expansão, passando de líquido saturado para uma mistura bifásica líquido-vapor, com diminuição da temperatura e da pressão. Este último processo fecha o ciclo que é reiniciado novamente no evaporador.



**Figura 1.2:** Diagramas Pressão-Entalpia dos ciclos de compressão a vapor ideal e real – (Stoecker; Jones, 1983).

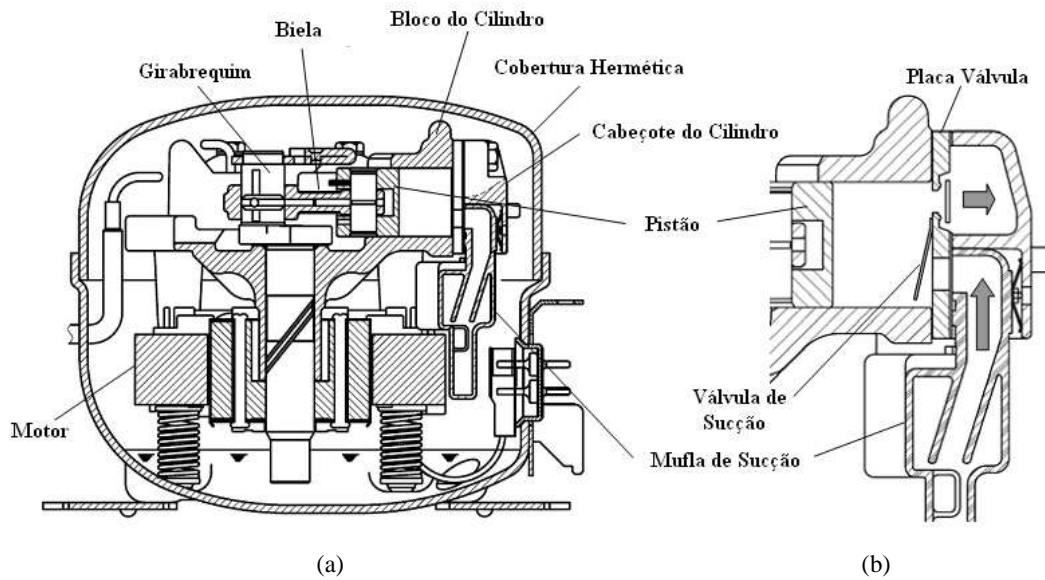
No entanto, existem diferenças significativas entre o ciclo ideal e o real, apresentadas esquematicamente na Fig. 1.2. No ciclo ideal são desconsideradas as irreversibilidades nas trocas de calor e no processo de compressão, bem como as perdas de carga no evaporador e no condensador. Essas irreversibilidades implicam em perdas significativas de performance do

sistema de refrigeração. Desta maneira, a eficácia do sistema de refrigeração está diretamente correlacionada com o rendimento de cada um de seus componentes.

A performance dos sistemas de refrigeração é medida através do Coeficiente de Performance (COP). Basicamente, o COP mede o quanto de potência elétrica foi despendida no compressor para retirar uma determinada quantidade de calor. Estudos mais recentes revelam que o COP dos sistemas de refrigeração tem melhorado significativamente, no entanto, ainda é considerado baixo. A exemplo ilustrativo, o rendimento de refrigeradores domésticos gira em torno de 25% ( PEREIRA, 2006). O atual cenário mundial da crise de energia, devido ao aumento excessivo da demanda e as dificuldades de aumentar o parque de produção de energia, as questões ambientais e a conscientização do mercado consumidor têm motivado pesquisas a fim de otimizar a performance dos sistemas de refrigeração, reduzindo o consumo e impactos ambientais, bem como melhorando a durabilidade do produto.

Uma vez que a eficácia do sistema de refrigeração está diretamente relacionado a performance de cada um dos seus componentes, estes são estudados em linhas de pesquisas voltadas para a otimização de cada um e esforços significativos tem sido dedicados exclusivamente para o desenvolvimento do compressor, o qual é o componente responsável pela maior geração de irrervessibilidades do ciclo, chegando a 70% (RASMUSSEN; JAKOBSEN, 2000). É importante destacar que o estudo do compressor possui motivações mais amplas devido a sua importância no ciclo de refrigeração, podendo ser, a redução do tamanho, a redução dos custos de fabricação, o aumento da vida útil (confiabilidade) e a redução dos níveis de ruído:

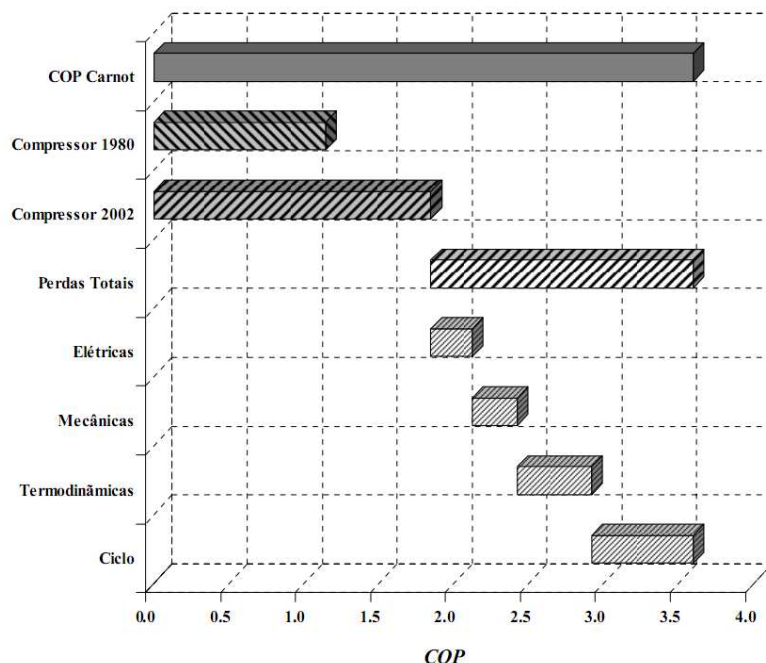
O compressor é o coração do ciclo, sendo responsável tanto pelo bombeamento do fluido refrigerante quanto pelo aumento da pressão. O conceito mais difundido de compressor é o alternativo, onde o elemento de compressão é um pistão. Este tipo de compressor é comumente empregado na forma de compressor hermético, onde o motor e o compressor são montados em uma mesma base e selados hermeticamente em uma casca metálica, evitando problemas de vazamento. Este tipo de compressor é bastante versátil e compacto, cujo esquema é apresentado na Fig. 1.3, e sua aplicação é encontrada em todos os campos da refrigeração.



**Figura 1.3:** Diagrama esquemático de um compressor hermético alternativo, (a) vista geral e (b) detalhe do sistema de sucção e descarga – Nakano e Kinjo (2008).

Em um importante estudo sobre compressores herméticos alternativos, Possamai e Todescat (2004) apontam que as principais perdas encontradas nesses compressores são: perdas de ciclo (compressão e expansão), perdas termodinâmicas, perdas por fricção e perdas elétricas. Os autores apresentam um mapa de perdas, bem como a evolução dos compressores em relação ao ciclo ideal (Ciclo de Carnot), apresentados na Fig. 1.4. Pode ser observado que nos últimos 20 anos houve um aumento de 60 % na eficiência do compressor, no entanto, somente 50% do COP do Ciclo de Carnot foi alcançado. Baseando-se nessas informações, os autores frisam que incrementos significativos de eficiência ainda podem ser alcançados para este modelo de compressor.





**Figura 1.4:** Distribuição de perdas para um compressor hermético - Possamai e Todescat (2004).

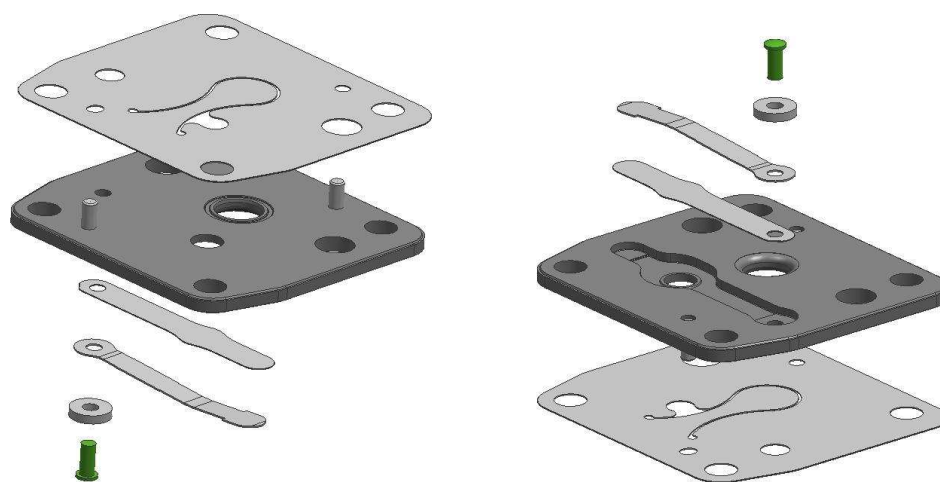
O compressor hermético alternativo é um equipamento bastante complexo, e seu desempenho depende da performance de cada um dos mecanismos que o compõe. Entre as melhorias a serem alcançadas, destacam-se as minimizações das perdas termodinâmicas. Essas perdas são devido as perdas de carga do escoamento no interior do compressor, com grande destaque para o sistema de válvulas, e que segundo Possamai e Todescat (2004) melhorias no sistema de válvulas têm introduzido significativos ganhos de performance nos compressores.

As válvulas empregadas neste tipo de compressor são bastante peculiares em relação às válvulas convencionais encontradas em outras máquinas. O processo de abertura e fechamento se dá pela atuação dinâmica da força resultante da pressão que o escoamento exerce sobre a válvula, por este motivo estas válvulas são chamadas de válvulas automáticas, adaptando-se automaticamente à variação da razão de pressão. A forte interação fluido-estrutura é a característica marcante deste tipo de válvula, devido ao acoplamento entre os padrões de escoamento e a resposta dinâmica de estrutura. Uma grande vantagem da válvula automática é que, por não necessitar de mecanismos para sua abertura e fechamento, como o comando de válvulas de motores de combustão interna, implica em uma redução do custo de fabricação e aumento da vida útil.

As válvulas automáticas possuem uma vasta aplicação na controle automático de fluxo de líquidos e gases. As aplicações mais antigas são encontradas no bombeamento de água, forjas de altas temperatura e instrumentos musicais como os órgãos de igreja e acordeões. Na natureza, as válvulas cardíacas atuam de maneira semelhante.

O projeto das válvulas automáticas é bastante variado devido as diferentes aplicações a que é submetida. Entre os modelos de maior destaque está a válvula tipo palheta, com forte aplicação em motores de combustão interna de dois tempos (motocicletas) , em motores de pulso a jato (foguetes) e principalmente em compressores alternativos de refrigeração.

Nos compressores alternativos, ambas as válvulas de descarga e de sucção são montadas em um único mecanismo, chamado de Placa Válvula, apresentado a seguir na Fig. 1.5. Este dispositivo é posicionado entre o cilindro e as câmaras de compressão e de descarga, formando o núcleo do processo de compressão, apresentado na Fig. 1.3.b. Pode-se observar que esse mecanismo é bastante compacto, em consequência da ausência de um dispositivo de controle de abertura, fruto da necessidade de gerar uma máquina de tamanho reduzido.



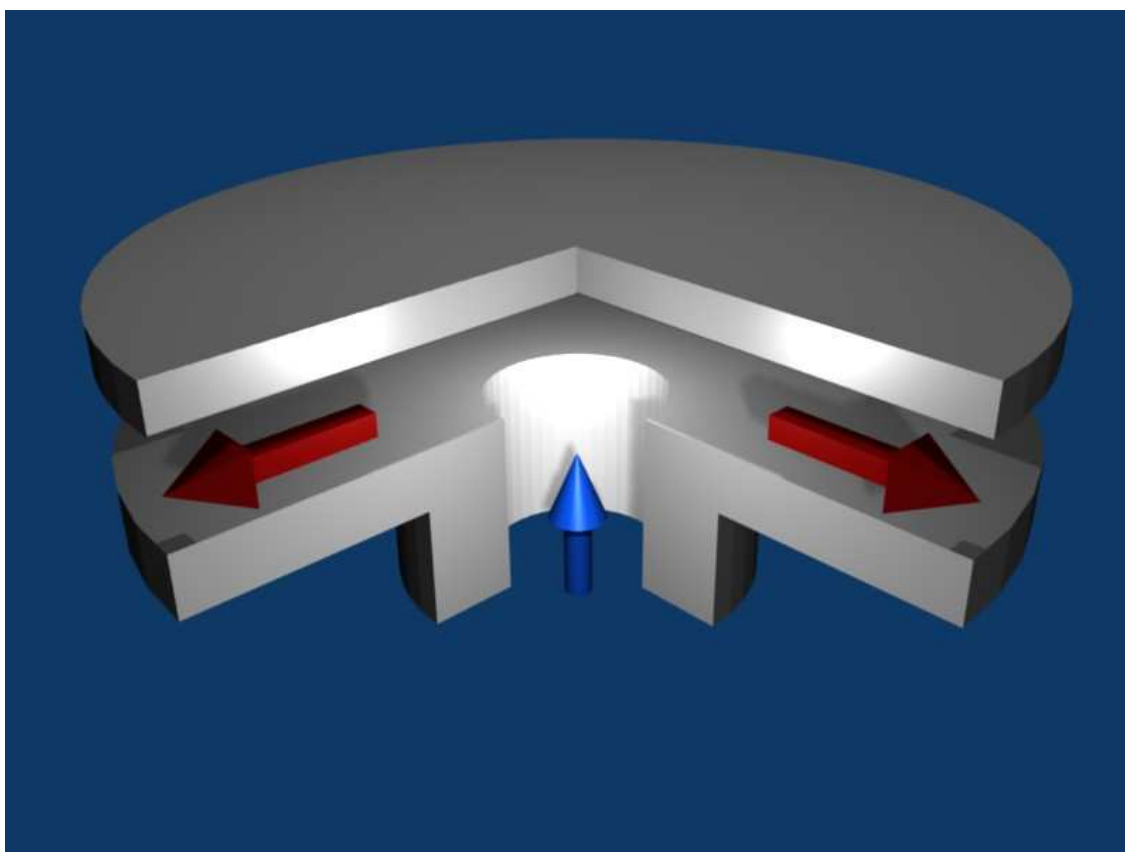
**Figura 1.5:** Esquema CAD da Placa Válvula.

Embora seja um dispositivo versátil, o escoamento através da válvula é de grande complexidade, onde são encontrados escoamentos pulsátiis, altamente turbulentos, compressíveis, tridimensionais, rápidos transientes e presença de interação fluido-estrutura, destacando-se a presença de fronteiras móveis. Estes fenômenos físicos associados à natureza de funcionamento da válvula tornam o projeto deste dispositivo uma tarefa bastante difícil. De fato, devido a multiplicidade de fatores e parâmetros envolvidos no problema não há um

procedimento estruturado para o projeto e otimização de válvulas automáticas, por este motivo, no início do desenvolvimento dos compressores herméticos o projeto da válvula foi muito baseado em empirismo e na experiência do projetista.

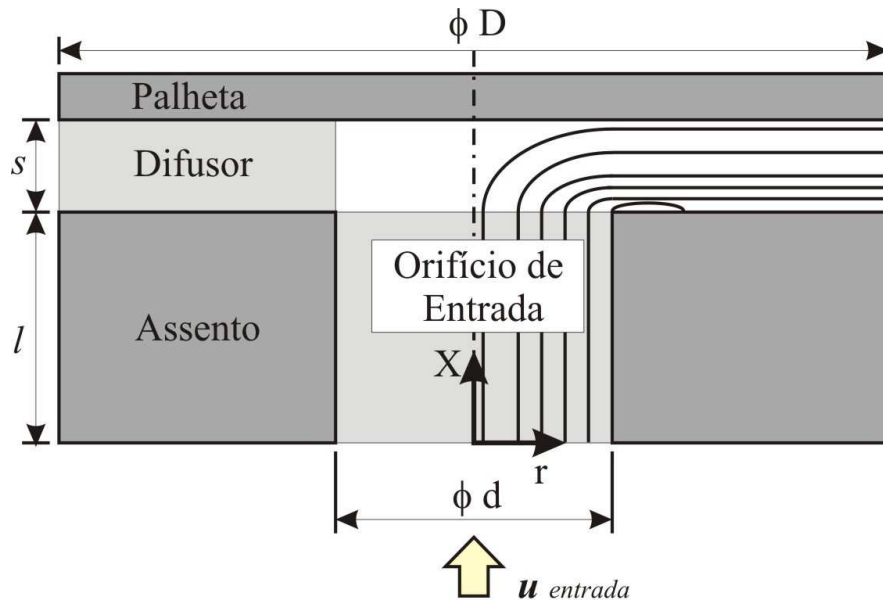
A caracterização da fenomenologia do escoamento do refrigerante na válvula é de fundamental importância para otimizar o projeto do sistema de válvulas, e tem motivado pesquisas voltadas para este fim. De forma geral, o projetista busca válvulas com resposta rápida, tanto na abertura como no fechamento, que produzam uma perda de carga pequena e que restrinjam ao máximo o refluxo do gás (SOUTO, 2002).

Devido as dificuldades de modelar a placa válvula como um todo, tem-se adotado estudar as válvulas de descarga e sucção individualmente, as quais por sua vez, devido a alta complexidade geométrica, são modeladas na forma de geometrias mais simples, destacando-se o difusor radial, apresentado na Fig. 1.6.



**Figura 1.6:** Difusor Radial.

O difusor radial é composto pelos discos inferior (assento da válvula) e pelo disco superior (palheta da válvula), cujo esquema detalhado é apresentado na Fig. 1.7. A princípio, o escoamento provém de um fluxo de fluido que entra pelo orifício de entrada presente no assento, este é defletido pela palheta e se desenvolve através da região entre os discos, chamada de difusor. A nomenclatura aqui utilizada para nomear os componentes do difusor radial (assento, palheta e difusor) é bastante utilizada em outros trabalhos desenvolvidos sobre o assunto e será vista com frequência no desenvolvimento deste trabalho.



**Figura 1.7:** Esquema detalhado do difusor radial.

O escoamento através do difusor radial também é de interesse prático em outras áreas de pesquisa, tais como mancais aerostáticos, válvulas de componentes hidráulicos e pneumáticos, impactadores de aerossol e na simulação de máquinas de eletroerosão. Mesmo sendo uma geometria simplificada, o escoamento através do difusor radial apresenta fenômenos físicos bastante complexos. Segundo Peters (1994), difusores são, de um modo geral, elementos com uma geometria que introduz instabilidades no escoamento devido às expansões da seção transversal ao sentido da corrente, onde são observadas separação, curvatura no escoamento, laminarização e gradientes adversos de pressão.

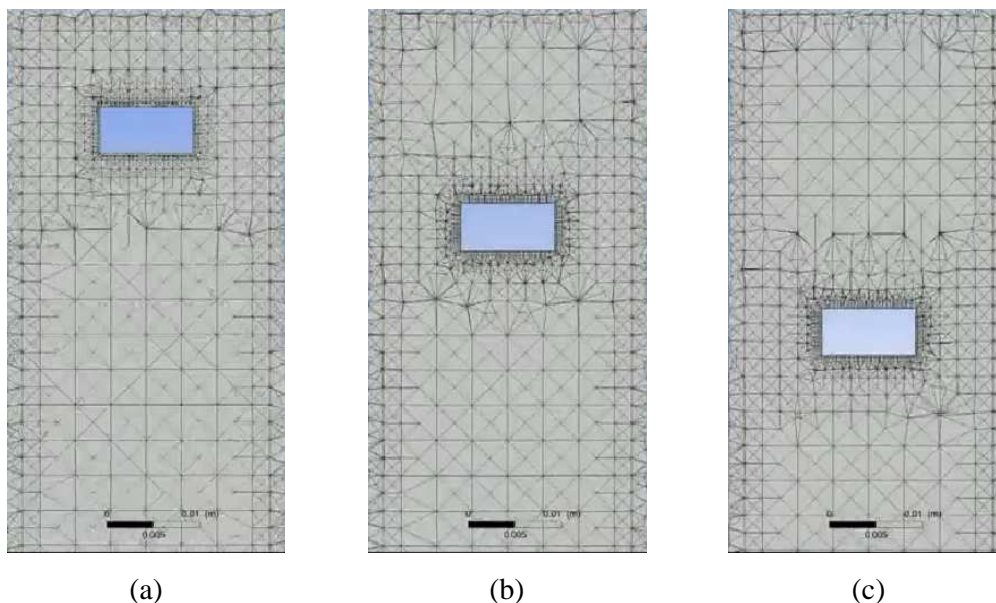
Uma pesquisa na literatura aberta revela que o escoamento sobre o difusor radial tem sido bastante estudado nos últimos 40 anos, principalmente para aplicações voltadas para válvulas de compressores, considerando procedimentos analíticos, experimentais e principalmente numéricos, e foi bem caracterizado considerando uma configuração estática do

problema, ou seja, desconsiderando o movimento do disco superior. Importantes contribuições para a compreensão do problema foram obtidas com esta modelagem simplificada, entre elas destacam-se a influência do Reynolds de entrada e a influência dos parâmetros geométricos.

No entanto, como já mencionado anteriormente, o problema é caracterizado por uma forte interação fluido-estrutura devido ao acoplamento entre o movimento do disco superior e o escoamento, e neste sentido são encontrados poucos trabalhos a respeito do assunto, mostrando que o problema há ainda de representar um grande desafio.

Lidar com geometrias complexas e movimento de fronteiras sempre foi desafiador, não importando a metodologia de estudo, seja esta analítica, experimental ou numérica. No entanto, os constantes avanços da capacidade de processamento dos computadores e das técnicas da dinâmica dos fluidos computacional tem tornado os procedimentos numéricos bastante atrativos para lidar com esta categoria de problemas.

Dentro da dinâmica dos fluidos computacional, destacam-se o Método dos Volumes Finitos para a solução das equações governantes do escoamento, e a utilização de malhas que se adaptam ao corpo (*body-fitted meshes*), como as malhas não ortogonais e, mais popularmente, as malhas não estruturadas. Estas malhas tem se mostrado bastante eficazes para modelar corpos de geometria complexa no interior do escoamento, sendo muito utilizadas para resolver problemas de interesse industrial. No entanto, o emprego destas malhas introduz dificuldades severas na simulação de escoamentos com presença de fronteiras móveis, visto que estas malhas foram, a princípio, desenvolvidas para lidar com fronteiras fixas, necessitando do processo de remalhagem (Fig. 1.8) para atualizar a nova configuração do domínio. Este procedimento, além de introduzir dificuldades matemáticas e de implementação, penaliza o custo computacional para a simulação, visto que a construção da malha é um dos processos de maior peso no tempo total de simulação. Segundo Versteeg e Malalasekera (1995) 50% do tempo gasto em um projeto de dinâmica dos fluidos computacional é devotado a definição da geometria do domínio e da geração da malha computacional.



<http://www.ansys.com>

**Figura 1.8:** Processo de remalhagem para um corpo rombudo em queda livre.

Metodologias alternativas tem sido desenvolvidas a fim de reduzir o custo computacional em simulações com presença de fronteiras móveis, bem como simplificar o trabalho de implementação computacional. Entre as metodologias desenvolvidas destaca-se o Método da Fronteira Imersa, proposta por Peskin (1972). O fundamento desta metodologia é utilizar uma malha ortogonal estruturada simples, podendo ser de base cartesiana, cilíndrica ou esférica, para discretizar o domínio do escoamento e assim resolver as equações governantes. As condições de contorno pertinentes à modelagem do corpo imerso são impostas modificando as equações governantes dos volumes adjacentes a interface imersa. A modificação consiste da adição de uma termo de fonte, que é calculado baseando-se nas interações de força entre a interface sólida e o escoamento, desta maneira, a interface imersa é representada por um campo de forças. Esta abordagem permite modelar o movimento da fronteira de uma maneira mais simples, onde o campo de força é modificado a medida que a interface é deslocada, sem a necessidade de remalhagem.

Desde sua criação, o Método da Fronteira Imersa vem ganhando espaço em aplicações variadas, e novas formulações para o cálculo do campo de força vem sendo propostas com o intuito de aprimorar a metodologia. Uma interessante formulação é o Modelo Físico Virtual (MFV), proposto por Lima e Silva et al. (2003), onde o campo de força é calculado a partir do balanço da quantidade de movimento sobre uma partícula coesa a interface utilizando dados da solução do escoamento.

## **1.2 Objetivos do Trabalho**

O presente trabalho tem como objetivo estudar a aplicação do Método de Fronteira Imersa com Modelo Físico Virtual na modelagem do escoamento em difusores radiais representando válvulas automáticas de compressores herméticos de refrigeração.

O trabalho é uma extensão natural do trabalho inicialmente desenvolvido por Lacerda (2009), o qual deu o primeiro o passo ao implementar a metodologia e validando-a ao modelar o assento do difusor radial, considerando a geometria convencional e modificações no orifício de entrada.

Neste trabalho, será focado o estudo da metodologia na modelagem da palheta da válvula, a qual é o componente responsável pela retenção de gás nos processos dinâmicos de abertura e fechamento.

## **1.2 Organização do Trabalho**

Este trabalho apresenta a seguinte organização. Neste capítulo, o problema a ser estudado e os objetivos do trabalho foram expostos. No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre estudos que estão mais diretamente ligados ao escopo deste trabalho. No Capítulo 3 é apresentada a modelagem matemática empregada no presente trabalho. No Capítulo 4 são apresentados os resultados da validação da metodologia na modelagem da palheta, considerando está fixa no domínio. No Capítulo 5 são apresentados os resultados dos estudos preliminares do movimento da palheta através da imposição artificial de movimento. O Capítulo 6 trata das conclusões, onde é feita uma análise geral do trabalho, apresentando as perspectivas para o trabalho desenvolvido e sugestões de desenvolvimentos futuros.. A seguir encontram-se no Capítulo 7 as referências bibliográficas utilizadas.

---

## CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

---

### 2.1. O Método da Fronteira Imersa

A mecânica dos fluidos computacional, como ferramenta, está em constante evolução, motivada pelos desafios cada vez maiores frente aos problemas de engenharia. Vários são os estudos visando ampliar seu potencial de aplicação aos problemas atuais, cada vez mais complexos. Entre os desafios encontrados por engenheiros e pesquisadores para a aplicação da mecânica dos fluidos computacional, está a modelagem de escoamentos na presença de corpos com geometria complexa.

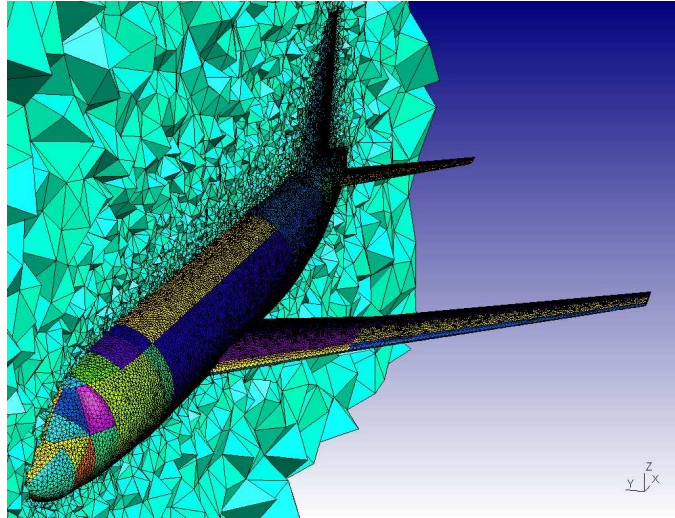
A representação computacional de geometrias complexas não é trivial, sendo tema de pesquisa em todas as áreas que necessitam de modelagem de sólidos, como a área de CAD/CAM, animação gráfica e simulações numéricas de problemas de engenharia.

Nos primórdios da mecânica dos fluidos computacional, o método de diferenças finitas, então maior expoente para tratamento das equações governantes de mecânica dos fluidos, era bastante limitado a lidar com problemas de geometria simples devido à malha ortogonal empregada, podendo ser de base cartesiana, cilíndrica ou esférica. Estudos visando remover esta limitação surgiram no final da década de 70 com o desenvolvimento das malhas estruturadas não ortogonais, onde um processo de transformação de coordenadas é empregado.

Este tipo de malha que discretiza o domínio computacional se adaptando ao corpo imerso, denominada na língua inglesa como *Body-Fitted Mesh*, tem se mostrado uma metodologia poderosa na mecânica dos fluidos computacional sendo bastante aplicada em uma grande variedade de estudos.

O desenvolvimento da modelagem através destas malhas teve um grande impulso com a introdução do método dos elementos finitos, com berço na área de simulação de estruturas, que introduziu o conceito de malhas não estruturadas (Fig. 2.1).





<<http://geuz.org/gmsh/>>

**Figura 2.1:** Malha não estruturada composta por tetraedros sobre um A319.

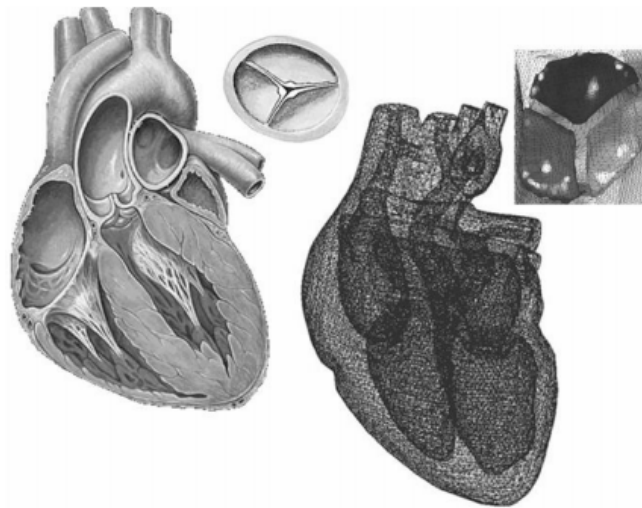
Atualmente, as malhas que se adaptam ao corpo imerso são aplicadas independentemente do método de discretização, sendo as malhas não estruturadas muito utilizadas em códigos comerciais baseados no método dos volumes finitos, como CFX e Fluent, ambos da Ansys, e em suítes open-source como o OpenFOAM.

Esta metodologia cresceu muito com o desenvolvimento de poderosos algoritmos para geração de malhas, no entanto, algumas limitações quanto ao uso de destas malhas foram observadas quando é necessário simular problemas com fronteiras móveis, principalmente quando se trata de interação fluido-estrutura.

A malha computacional empregada possui duas funções: definir computacionalmente o contorno da geometria e os elementos nodais para a construção de um domínio discretizado necessário para resolver as equações governantes. Então, na simulação de um problema com fronteira móvel, a malha precisa ser alterada dinamicamente a fim de atualizar a configuração do domínio. Do ponto de vista computacional, este processo chamado de remalhagem, é desafiador, visto que a geração de malha constitui um cálculo demorado e, como a simulação é transiente, complicados algoritmos são necessários para inserir a solução obtida no instante de tempo anterior na solução do próximo passo de tempo.

O elevado custo computacional da aplicação de malhas que se adaptam aos corpos imersos na simulação de escoamentos sobre interfaces móveis abriu campo para a introdução de metodologias alternativas, entre elas a mais conhecida é o Método da Fronteira Imersa (*Immersed Boundary Method*).

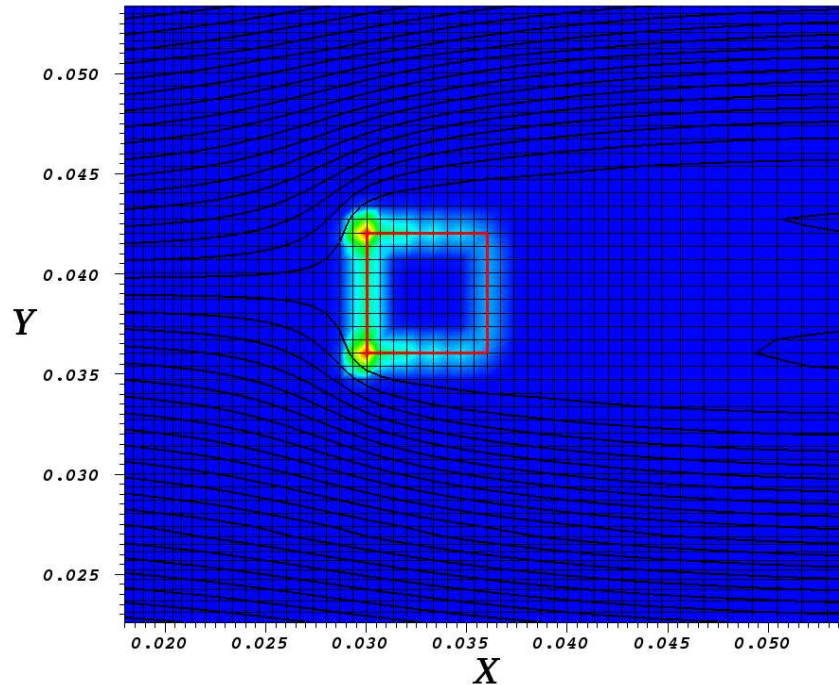
O termo Método da Fronteira Imersa (MFI) foi primeiramente usado para referenciar o método desenvolvido por Peskin (1972) para simular o escoamento de sangue em válvulas cardíacas (Fig. 2.2) com o objetivo de desenvolver e otimizar válvulas e corações artificiais (MITTAL e IACCARINO, 2005). Este problema estava associado à análise de fortes interações fluido-estrutura, com geometria móvel e deformável. A aplicação de malhas que se adaptam ao corpo se mostrou inviável para a modelagem do problema devido à necessidade de remalhagem, gerando um custo computacional proibitivo para a época e motivando o desenvolvimento do MFI.



**Figura 2.2:** Problema que motivou o desenvolvimento do método da fronteira imersa, (PESKIN, 1977).

O método tem base física, e sua concepção baseia-se em um princípio simples; quando um corpo sólido é imerso em um escoamento, este modifica o campo de velocidades e de pressão. Isto se deve ao fato que a interação entre o fluido e o sólido gera uma força que obriga o fluido a desviar.

Baseado nesta interação entre o fluido e o sólido, a idéia básica do MFI é inserir um campo de força como termo fonte/sorvedouro na solução das equações governantes – Navier-Stokes e conservação da massa, calculado e distribuído adequadamente de maneira a gerar a presença de uma interface sólida, como pode ser visto na Fig. 2.3.



**Figura 2.3:** Modelagem da presença de uma interface sólida pela ação de um campo de forças.

Este procedimento possibilita a adoção de uma malha ortogonal euleriana fixa para discretização do domínio computacional, visto que a representação da geometria fica a cargo do campo de forças. O que se observa na prática é a adoção de condições de contorno virtuais, pois a condição de contorno de não deslizamento é imposta indiretamente pelo campo de forças. Como a representação da geometria é feita pelo campo de forças não há necessidade de processos de remalhagem, pois a movimentação virtual do sólido imerso é feita pela atualização e redistribuição do campo de força para a nova posição.

Na prática, todo o domínio euleriano é composto por fluido. No entanto, a geração da presença de uma interface imersa delimita e isola porções de fluido, dentro e fora da interface, de maneira que se obtém o mesmos padrões de escoamento observados com o uso de metodologias mais tradicionais.

Na metodologia original de Peskin (1972), o campo de forças é calculado previamente sobre a interface imersa, a qual é discretizada em pontos denominados pontos lagrangianos, e então, a força calculada sobre a interface, denominada densidade de força interfacial lagrangiana, é distribuída para as células próximas à interface. A força é calculada através de uma modificação da Lei de Hooke, visto que a fronteira imersa no escoamento era elástica e deformável, e com os pontos constitutivos da malha lagrangiana unidos por força elásticas.

A praticidade do método desenvolvido, aliado aos bons resultados obtidos para lidar com um problema de difícil modelagem, motivaram o desenvolvimentos de outras vertentes de métodos de fronteira imersa, cada qual voltada para tratar melhor determinados tipos de problema. A literatura apresenta um desenvolvimento amplo destes modelos para diversas aplicações, entre elas: modelagem de escoamentos na presença de interfaces rígidas, móveis e deformáveis, modelagem da interface em escoamentos bifásicos de dois fluidos e mais recentemente uma presença forte de modelos voltados para simular escoamentos na presença de particulados.

A seguir, é apresentada uma revisão bibliográfica dos métodos de fronteira imersa mais relevantes encontrados na literatura. Devido à motivação do trabalho, será dada ênfase aos métodos voltados para a modelagem de interfaces sólidas rígidas.

### 2.1.1 Trabalhos Desenvolvidos

Como mencionado anteriormente, o modelo originalmente proposto por Peskin (1972) foi desenvolvido para simular escoamento na presença de interfaces elásticas. A aplicação deste modelo para simular escoamentos na presença de interfaces rígidas apresentou complicações, pois as equação constitutiva para simular interfaces elásticas não representa bem a interface rígida, o que levou ao desenvolvimentos de modelos voltados especificamente para simular interfaces rígidas.

Goldstein, Handler e Sirovich (1993) propuseram um modelo de força voltado para a modelagem de contornos rígidos que ganhou grande notoriedade na literatura, chamado *feedback forcing method*. A densidade de força euleriana é calculada através de uma função *feedback*, que relaciona as velocidades do fluido e da interface para que a diferença entre ambas as velocidades se anule satisfazendo a condição de não deslizamento, sendo esta:

$$\vec{f}\left(\vec{x}_k, t\right) = \alpha \int_0^t \left( \vec{u}\left(\vec{x}_k, t\right) - \vec{v}\left(\vec{x}_k, t\right) \right) dt + \beta \left( \vec{u}\left(\vec{x}_k, t\right) - \vec{v}\left(\vec{x}_k, t\right) \right) \quad (2.1)$$

onde  $v$  é a velocidade do fluido nos pontos adjacentes a interface,  $u$  a velocidade da interface e  $x_k$  é a posição do ponto sobre a interface. As constantes  $\alpha$  e  $\beta$  são ajustadas arbitrariamente para obter estabilidade e convergência. Foi observado pelos autores que o passo de tempo

deve obedecer um critério de estabilidade correlacionado ao valor das constantes ajustadas, dado pela Eq. 2.2:

$$\Delta t < \frac{-\beta - \sqrt{(\beta^2 - 2\alpha k)}}{\alpha} \quad (2.2)$$

onde  $k$  é uma constante de ordem um dependente do problema estudado.

Embora eficiente, o modelo proposto é inconveniente devido ao ajuste de constantes e ao critério de estabilidade que restringe o passo de tempo, dificultando simulações para escoamentos turbulentos e de forte dependência temporal.

Observando limitações dos modelos vigentes para o cálculo do termo de força, Mohd-Yuso (1997) propôs que a força fosse calculada utilizando o balanço de quantidade de movimento (Eq. 2.3). O balanço da quantidade de movimento é aplicado para pontos adjacentes e no interior da interface. Nesses pontos, a velocidade tangencial ao escoamento é revertida através de uma interpolação linear, enquanto a velocidade normal é preservada. O procedimento é vantajoso em relação ao método de Goldstein, Handler e Sirovich (1993) pois não há necessidade de ajuste de constantes ou problemas de estabilidade em relação ao passo de tempo empregado. Este método foi denominado *direct forcing method* e, embora eficiente, é de difícil implementação por necessitar de algoritmos complexos para localizar os pontos internos e adjacentes à interface. No entanto, a premissa do modelo é simples e eficaz, dando origem a uma série de outras propostas mais eficientes.

$$f = \begin{cases} H + \nabla P - \frac{1}{Re} \nabla^2 u + \frac{1}{\Delta t} (v - u^n), & \text{em } \Omega \\ 0 & \text{no restante do domínio} \end{cases} \quad (2.3)$$

Roma, Peskin e Berger (1999) utilizaram malhas adaptativas junto com o método de fronteira imersa na solução do escoamento sobre um balão esférico elástico. A proposta tem como objetivo melhorar a solução do escoamento nas regiões próximas as fronteiras lagrangianas, onde observa-se que o método sofre de falta de resolução, principalmente com interfaces complexas e problemas com camada limite bastante fina. A princípio, a falta de resolução pode ser tratada naturalmente com o refinamento de malha, no entanto, com o uso de malhas cartesianas convencionais o nível de refinamento local é estendido ao restante do

domínio encarecendo muito a solução. O uso de malhas adaptativas localmente refinadas fornece uma solução adequada do escoamento aliada a um custo computacional reduzido.

Em um trabalho posterior, Fadlun *et al.* (2000) adotaram uma variante do *direct forcing method* para a simulação de escoamentos tridimensionais através do uso do método de diferenças finitas, entre eles o mais notável é a simulação do escoamento em um sistema pistão-cilindro-válvula, caracterizando uma aplicação complexa do modelo na simulação de escoamentos na presença de interfaces móveis. Um importante marco deste trabalho foi a simulação do problema utilizando o *direct forcing method* (MOHD-YUSO, 1997) e o *feedback forcing method* (GOLDSTEIN; HANDLER; SIROVICH, 1993). Foi observado que, embora a qualidade dos resultados fornecidos por ambos os métodos se equivaliam, o modelo derivado de Mohd-Yuso (1997) se mostrou mais barato computacionalmente devido a não restrição do passo de tempo.

Em seu trabalho, Fadlun *et al.* (2000) também explorou a questão da localização dos pontos que devem receber os termos de força. Três variantes foram analisadas: a inserção da força nos pontos mais próximos, a inserção ponderada pelo volume ocupado pela interface imersa e a inserção da força no ponto imediatamente externo a interface, sendo que, nesta última, a velocidade no ponto é obtida por uma interpolação linear entre a velocidade desejada na interface e a velocidade do segundo ponto mais próximo (a qual é obtida pela solução do escoamento). Foi observado por análise de refinamento de malha que a primeira proposta é de primeira ordem, seguido de melhores resultados pela força ponderada e pela interpolação de velocidades.

Lai e Peskin (2000) propuseram um esquema de segunda ordem para o método de fronteira imersa original de Peskin (1972), onde a difusividade numérica é reduzida. A metodologia foi avaliada com o caso do escoamento bidimensional sobre cilindros estáticos e comparada com resultados obtidos com a metodologia original de primeira ordem e com resultados experimentais. Os resultados obtidos com o esquema de segunda ordem concordaram melhor com os dados experimentais do que os obtidos com o esquema de primeira ordem. Segundo os autores, o esquema de segunda ordem introduz menos difusão numérica, gerando resultados mais precisos e sendo mais atrativo para simulações com números de Reynolds elevados.

Kim, Kim e Choi (2001) propuseram esquemas de interpolação lineares e bilineares de segunda ordem para o cálculo da velocidade necessária na avaliação do termo de força segundo a metodologia de Mohd-Yuso (1997), com a discretização das equações governantes feita pelo método dos Volumes Finitos. O modelo foi incrementado com adição de termo

fonte/sorvedouro na equação de conservação da massa, proporcionando que a condição da contorno imposta virtualmente na interface imersa seja satisfeita de forma mais precisa. A distribuição de forças é feita segundo os procedimentos de Mohd-Yuso (1997) com a distribuição dos termos fonte/sorvedouro para equação de conservação da massa feitas para pontos na interface ou no interior desta.

Lima e Silva et al. (2003) apresentaram um modelo interessante denominado Modelo Físico Virtual (MFV). Baseado na premissa de Mohd-Youso (1997), o modelo foi desenvolvido para ser eficiente e de implementação simples. A grande vantagem em relação aos outros métodos do tipo *direct forcing method* é que o MFV utiliza funções de interpolação mais simples, do tipo distribuição, como proposto originalmente por Peskin, para a comunicação entre as malhas lagrangiana e euleriana, sendo uma proposta atraente.

Gilmanov, Sotiropoulos e Balaras (2003) desenvolveram um método de fronteira imersa para simular escoamentos tridimensionais sobre geometrias arbitrárias. Neste método, a interface sólida imersa é discretizada utilizando uma malha não estruturada triangular com um processo de identificação do nós cartesianos próximos a interface. Nos pontos identificados próximos a interface as condições de contorno de velocidade e pressão são impostas, calculadas segundo um processo de interpolação ao longo normal local do corpo com base na condição de contorno desejada sobre a interface. A ordem espacial do método foi avaliada para o caso do escoamento em uma cavidade cúbica com uma esfera no centro através de refinamentos sucessivos da malha cartesiana. A convergência dos erros e normas calculados indicaram que o método é próximo de segunda ordem.

Uhlmann (2005) apresenta uma proposta baseada no método de Fadlun (2000) para o cálculo do termo de força e utiliza a função delta regularizada proposta por Peskin para a comunicação uniforme de informações entre malhas euleriana e lagrangiana. Segundo o autor, como o método de Fadlun (2000) calcula a força euleriana em um ponto específico próximo a interface imersa, o campo de força euleriano obtido não é suave, introduzindo oscilações numéricas no procedimento iterativo. Em sua proposta, Uhlmann (2005) calcula forças sobre os pontos lagrangianos, estas são posteriormente distribuídas ao domínio euleriano através de uma função distribuição, idéia originalmente introduzida por Peskin. A função, ao distribuir a força lagrangiana para os pontos eulerianos, gera um campo de força euleriano contínuo e suave, o que conduz a cálculos estáveis da simulação do escoamento, sendo observado pelo autor em experiências numéricas.

Os métodos de fronteira imersa são conhecidos por sofrerem severas restrições em relação aos passo de tempo empregados para marcha no tempo, a fim de obter estabilidade

numérica e resultados fisicamente consistentes.(PESKIN, 2002). Esta limitação se deve ao fato que o termo de força é usualmente avaliado de forma explícita, gerando uma restrição ao passo de tempo muito mais rigorosa do que as restrições devidas à avaliação explícita dos termos das equações de Navier-Stokes. Estudos visando avaliar à restrição temporal tem sido feitos com grande esforço no desenvolvimento de métodos de fronteira imersa implícitos ou semi-implícitos no tempo (NEWREN et al., 2006). No entanto, Newren et al. (2006), em um estudo sobre a discretização temporal na avaliação do termo de força, concluiu que, ao contrário do senso comum, a avaliação explícita desta não é responsável pela restrição do passo de tempo a ser empregado. No entanto, a metodologia utilizada para o cálculo do termo de força é semelhante à proposta de Peskin (1972), com o emprego de equações constitutivas para o cálculo da taxa de deformação na fronteira e, portanto, as conclusões obtidas não são aplicáveis à todas as metodologias de fronteiras imersa.

Influenciados pelos métodos de Fadlun et al. (2000) e Lima e Silva et al. (2003), Wang, Fan e Luo (2007) desenvolveram uma metodologia chamada *multi-direct forcing method*. O método é significativamente mais simples que os apresentados anteriormente e aparentemente promissor. Um importante diferencial deste método é que o termo de força é calculado de maneira algébrica e iterativa até se obter a condição de não deslizamento sobre a interface. Nos métodos mais tradicionais o termo de força é calculado pelo balanço da quantidade de movimento, e é fortemente influenciado pelo passo de tempo, necessitando de passos de tempos bastante rigorosos para impor de maneira eficaz a condição de não deslizamento. Esta forte dependência é eliminada no modelo de Wang, Fan e Luo (2007) com o calculo iterativo do campo de força, com a possibilidade passos de tempos maiores e, conseqüentemente, um menor tempo computacional de simulação.

Em simulações numéricas do escoamento sobre uma esfera, Vedovoto (2009) confirma que este método é mais atrativo que outros métodos baseados no *direct-forcing method*, por não necessitar de passos de tempos rigorosos para o reconhecimento da fronteira imersa, fornecendo, desta maneira, resultados de qualidade superior com custo computacional reduzido. Wang, Fan e Cen (2009) estenderam a metodologia para o uso em formulações do tipo velocidade-vorticidade obtendo resultados promissores. O desenvolvimento de métodos de fronteira imersa com o cálculo iterativo do campo de força tem atraído substancial atenção, com trabalho semelhante desenvolvido por Shu, Liu e Chew (2007).

Em um trabalho mais recente, Bringley e Peskin (2008) analisaram as potencialidades de utilizar um ponto lagrangiano para representar uma esfera e um arranjo linear de pontos lagrangianos para representar um cilindro ou corpo delgado, ao invés de utilizar malhas de



pontos lagrangianos. Para este fim, os autores simularam o escoamento de Stokes para Reynolds moderados, resolvendo as equações discretizadas com a função de Green e calculando o campo de força pelo método de Peskin (1972). A metodologia foi testada variando parâmetros como refinamento da malha euleriana, método de discretização (espectral e diferenças finitas) e funções delta regularizadas de diversas ordens. Os autores concluíram que a metodologia é eficaz e pouco sensível quanto ao método de discretização, sendo bastante correlacionado com o espaçamento da malha euleriana, cujas dimensões devem ser próximas as dimensões físicas do corpo simulado. Destaca-se a influência das funções delta avaliadas, sendo que os menores erros foram obtidos com as funções delta mais tradicionais e de menor ordem.

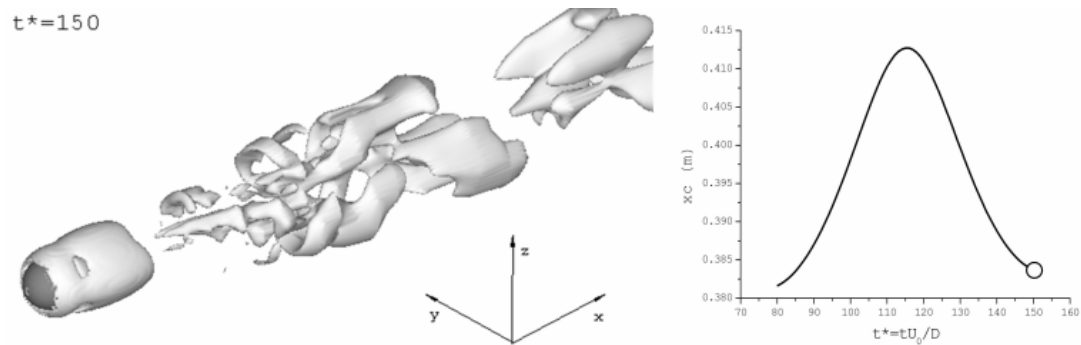
### 2.1.2 Trabalhos Desenvolvidos com o Modelo Físico Virtual

Desenvolvido por Lima e Silva (2002) no Laboratório de Transferência de Calor e Massa (LTCM) da Universidade Federal de Uberlândia, este modelo tem sido extensivamente validado e utilizado para diversos estudos. Nesta seção será apresentada uma revisão mais detalhada dos trabalhos desenvolvidos com o MFV, visto que este modelo está envolvido no âmbito deste projeto.

Silva et al. (2004) realizaram estudos preliminares com o MFV em problemas com geometrias móveis, considerando o escoamento sobre cilindros rotativos e oscilantes.

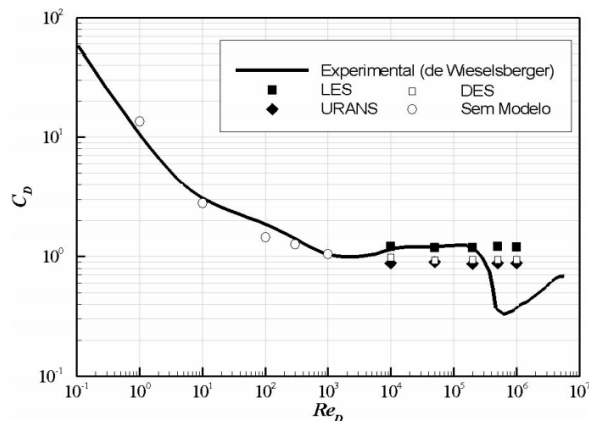
Arruda (2004) validou a metodologia modelando escoamentos internos utilizando casos de *benchmark* clássicos, como o escoamento no interior de canais, os quais são dotados de solução analítica para baixos números de Reynolds, sendo estes: o escoamento de *Poiseuille*, *Couette* e *Couette-Poiseuille*. Casos de *benchmark* mais complexos também foram avaliados, como o escoamentos em cavidades abertas e fechadas. As simulações com os casos de *benchmark* apresentaram resultados com uma boa performance geral. Neste trabalho destaca-se a modelagem de problemas com movimentação de fronteira: a simulação do escoamento em cavidade rasa com fundo móvel e em um conjunto canal-cavidade com fundo periódico. O objetivo em simular este problema é avaliar a aplicação do MFV em problemas com movimentação de fronteira, para que em investimentos futuros estudos dirigidos a problemas de circulação sanguínea em Dispositivos de Assistência Ventricular (DAV) ou do escoamento em uma câmara de combustão possam ser realizados.

Campregher (2005) estendeu a aplicação do MFV para problemas tridimensionais e importantes estudos preliminares de interação fluido-estrutura empregando esta metodologia foram realizados. O problema utilizado para validar a metodologia em problemas tridimensionais foi o escoamento sobre uma esfera estática para números moderados de Reynolds, com os parâmetros de análise quantitativa deste problema apresentando excelente concordância com dados de estudos consagrados. Para o estudo da aplicação do MFV em problemas de interação fluido-estrutura foi utilizado o escoamento sobre uma esfera sustentada por molas, onde foi observada uma grande relação entre a emissão de vórtices e o deslocamento da esfera (Fig. 2.4).



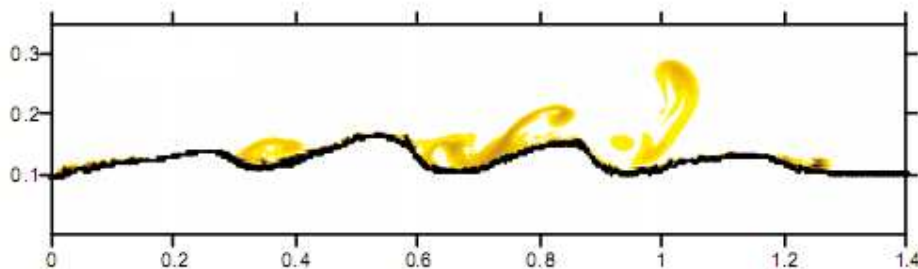
**Figura 2.4:** Estudo da interação fluido-estrutura de um escoamento sobre uma esfera sustentada por molas desenvolvido por Campregher (2005).

Oliveira (2006) analisou a aplicação do MFV em escoamentos turbulentos sobre cilindros de base circular. Destaca-se a avaliação do MFV conjugado com metodologias de modelagem de turbulência, entre elas: URANS, LES e DES. Foi confirmado neste trabalho a aplicabilidade do MFV para escoamentos em uma ampla faixa de números de Reynolds, a qual pode ser observada na Fig. 2.5. Estudos voltados para movimentação de fronteira também foram realizados para escoamento sobre cilindro de raio variável em um regime de crescimento do raio quase estático.



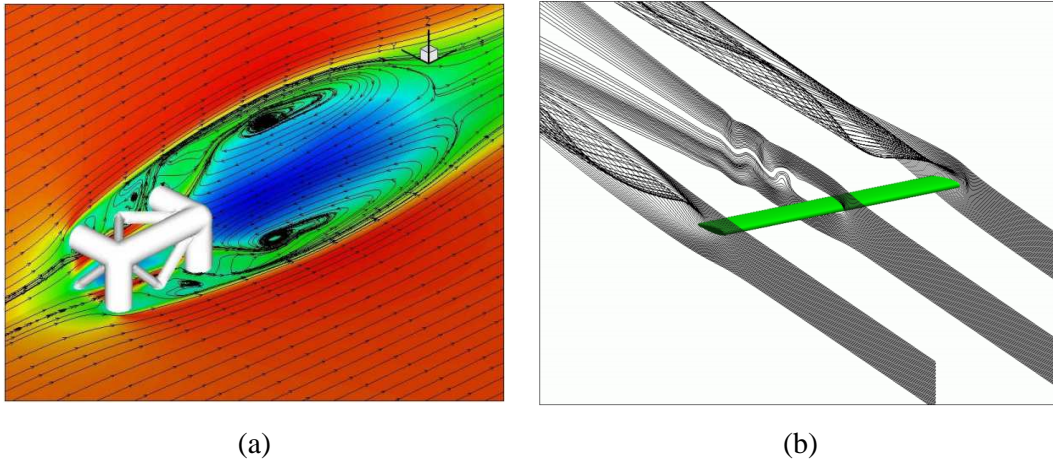
**Figura 2.5:** Coeficiente de arrasto em função do número de Reynolds para um cilindro circular estacionário, Oliveira (2005).

Alamy Filho (2006) estudou processos de transporte de sedimentos por estruturas verificadas em escoamentos turbulentos. Neste estudo, o MFV foi adaptado para modelar a interface sólido-líquido do leito canal, constituindo um problema de geometria móvel visto que o transporte de sedimentos altera dinamicamente a geometria do leito do canal (Fig. 2.6).



**Figura 2.6:** Simulação do transporte de sedimentos por estruturas turbulentas utilizando o MFV, Alamy Filho (2006).

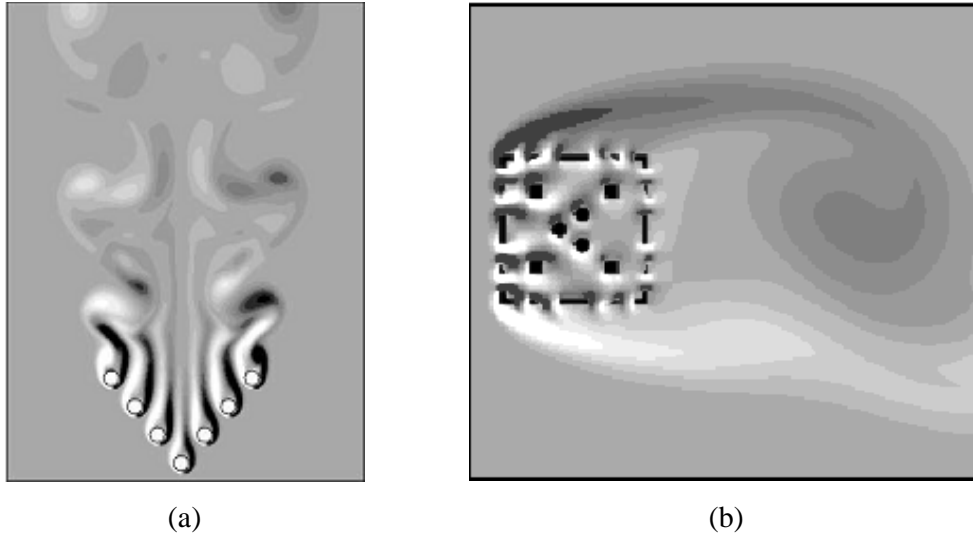
No trabalho de Vedovoto (2007), o MFV foi testado na modelagem de escoamentos tridimensionais sobre geometrias complexas, visto que nos trabalhos até então desenvolvidos foram utilizadas geometrias mais simples. O autor utilizou a ferramenta desenvolvida por Campregher (2005) e analisou o escoamento sobre as seguintes geometrias: estrutura treliçada, aerofólio NACA0012 (Fig. 2.7) e protótipos de carro e aeronave.



**Figura 2.7:** Escoamentos sobre geometrias complexas; (a) estrutura treliçada e (b) aerofólio NACA0012, Vedovoto (2007).

Mariano (2007) utilizou o método pseudo-espectral de Fourier (um método de alta ordem) em conjunto com o Método da Fronteira Imersa para simular um escoamento não-periódico de uma cavidade com tampa deslizante, obtendo resultados promissores.

Lima e Silva, Silva e Silveira Neto (2007) estudaram o escoamento sobre arranjos de cilindros dispostos em V (Fig. 2.8.a), analisando os padrões de escoamentos para vários ângulos de abertura do arranjo para número de Reynolds de 100. Os autores observaram que conforme o ângulo de abertura da formação aumenta o escoamento se torna mais complexo e aparecem emissões de vórtices em todos os cilindros com forte interação entre os vórtices emitidos. No mesmo trabalho foi analisado o escoamento bidimensional sobre uma seção transversal de uma torre de estruturas *off-shore*, esta foi idealizada através da combinação de corpos rombudos de formas diversas, como ilustrado na Fig. 2.8.b. O coeficiente de arrasto obtido foi comparado com o de um quadrado de mesmas dimensões, sendo 13% maior. Os autores concluíram que a metodologia não está limitada quanto ao número de corpos inseridos no escoamento e observam que o custo computacional não é encarecido significativamente quando um grande número de corpos são inseridos na simulação.



**Figura 2.8:** Escoamento sobre arranjos de corpos imersos; (a) arranjos de cilindros em V e (b) seção transversal de uma estrutura *off-shore*, Lima e Silva, Silva e Silveira Neto (2007)

Silva (2008) utilizou o MFV para analisar problemas com Vibração Induzida por Vórtices (VIV). No âmbito do trabalho foram analisados escoamentos sobre cilindros circulares nas seguintes configurações: arranjos de dois cilindros estáticos (alinhados, deslocados e lado a lado), cilindro em rotação e em rotação-translação. O MFV se mostrou bastante robusto para os casos simulados mostrando boa concordância com resultados obtidos por outros autores que utilizaram abordagens experimentais e numéricas. Estudos mais aprofundados voltados para a análise de interação fluido-estrutura foram realizados em escoamentos sobre um cilindro preso por mola, onde o cilindro é livre para responder às forças que atuam sobre ele. Foram estudados casos para um e dois graus de liberdade obtendo resultados consistentes e promissores.

Vieira (2009) utilizou o MFV para simular o escoamento sobre cilindros estacionários e oscilatórios, posicionados em meio infinito ou no interior de canais, com condição de contorno fixa ou variável no tempo na entrada do domínio de cálculo. Também foi estudado escoamento em torno de um cilindro posicionado no interior de um canal, a jusante de um estrangulamento. Este último é um modelo simplificado do funcionamento de válvulas de fechamento automático, encontradas em inúmeros tipos de aplicação.

## 2.2 Escoamento em Válvulas de Compressores

Atualmente, a maioria dos trabalhos publicados a respeito de pesquisas e desenvolvimentos sobre válvulas de compressores alternativos são encontrados em anais de congresso, dissertações de mestrado e teses de doutorado. Uma quantidade menor de trabalhos é publicada em revistas científicas internacionais de maior circulação. Esse quadro provavelmente ocorre devido ao sigilo industrial empregado pelos fabricantes de compressores, pois a maioria dos desenvolvimentos são realizados nos setores de pesquisas das empresas e que não divulgam amplamente à comunidade científica os avanços conseguidos. Os principais congressos realizados com o foco principal em compressores de refrigeração são:

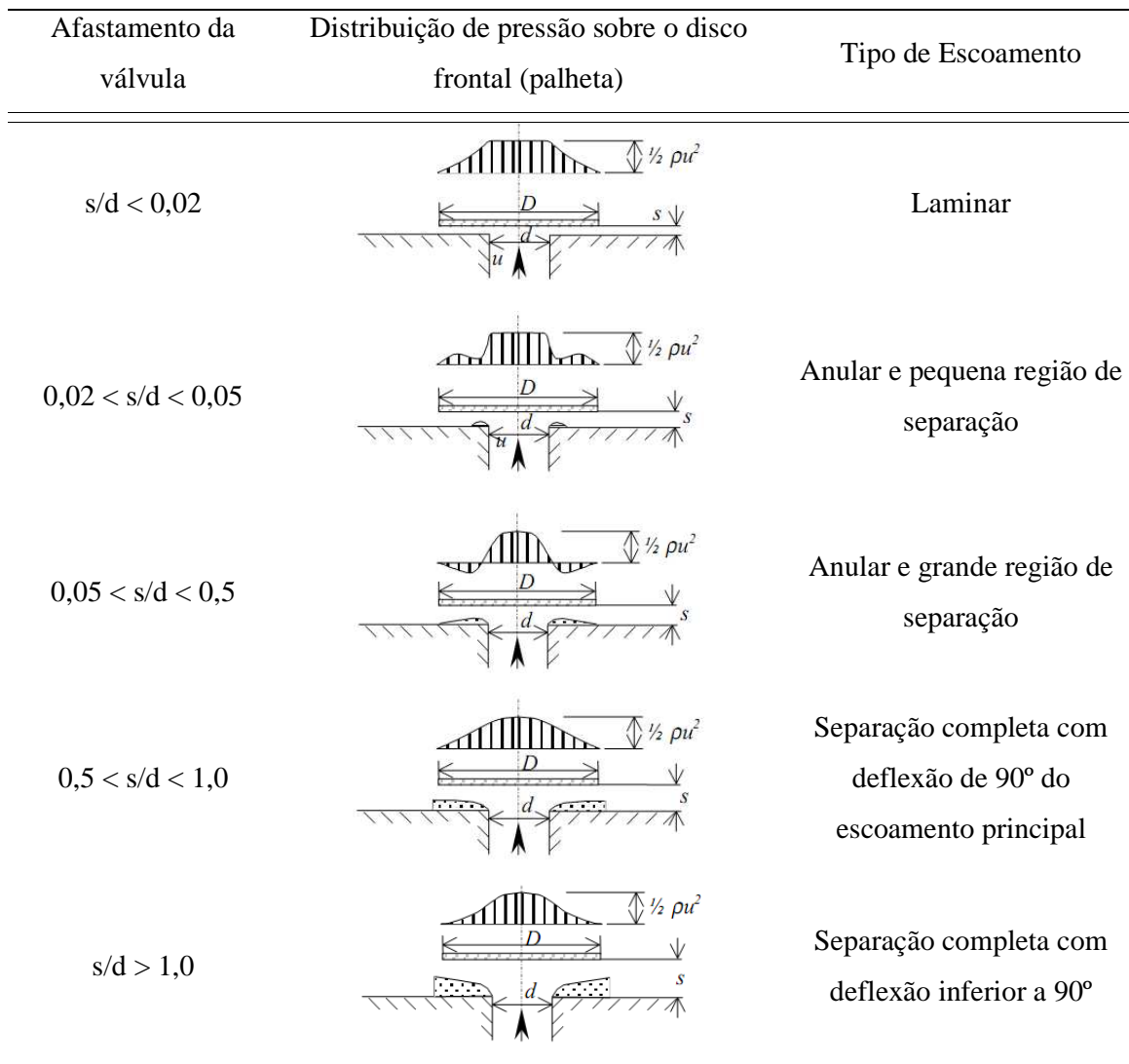
- *Bi-annual International Compressor Engineering Conference at Purdue;*
- *Bi-annual European Forum for Reciprocating Compressors.*

Esses congressos são referências para pesquisadores e fabricantes de compressores de refrigeração, pois são apresentados trabalhos com os principais avanços obtidos em pesquisas realizadas a respeito da concepção de novos compressores de refrigeração e aprimoramento de todos os componentes em relação aos já existentes.

Com relação ao projeto de válvulas de compressores alternativos, pesquisadores têm encontrado certa dificuldade em modelar todos os fenômenos físicos presentes devido à complexidade do escoamento. Assim, modelos simplificados, como o difusor radial, têm sido adotados como base para sua investigação.

Uma vasta revisão bibliográfica sobre trabalhos que abordam estudos a respeito de escoamentos em difusores radiais pode ser encontrada em Souto (2002). Como destaca o autor, até o início da década de 70, as análises teóricas voltavam-se para a solução das equações governantes do escoamento de forma analítica, empregando hipóteses simplificativas que restringiam a solução a situações com números de Reynolds baixos (LIVESEY, 1960; MOLLER, 1963; TAKENAKA; YAMANE; IWAMIZU, 1964; KILLMAN, 1972). Posteriormente a esse período, a quase totalidade dos trabalhos teóricos passaram a adotar metodologias numéricas para a solução das equações, representando o escoamento de forma adequada, mesmo para números de Reynolds elevados. Com relação às

investigações experimentais, verifica-se uma predominância de dados de distribuição de pressão sobre o disco frontal para a condição de escoamento estacionário.



**Figura 2.9:** Distribuição de pressão sobre o disco frontal (palheta) para  $D/d = 3,0$   
(adaptado de SOUTO, 2002)

Ferreira e Driessen (1986) analisaram experimentalmente o comportamento do escoamento para diversas geometrias de difusores radiais. Foi analisada a influência dos parâmetros geométricos sobre áreas efetivas de escoamento e de força. Os autores também observaram que o afastamento  $s/d$  entre os discos tem um papel importante na configuração do escoamento e apresentaram uma caracterização do escoamento e da distribuição de pressão sobre o disco frontal em função do afastamento entre os discos, conforme Figura 2.9 acima.

O escoamento bidimensional laminar em um difusor radial foi estudado numericamente por Piechna e Meier (1986), utilizando a técnica de elementos finitos. Além do regime permanente, o escoamento foi também resolvido para a condição de regime transiente, impondo um movimento periódico para o disco frontal para baixos números de Reynolds. Os autores observaram uma região de separação do escoamento na entrada do difusor, fortemente afetada pelo movimento do disco.

Em uma investigação numérica com validação experimental do escoamento laminar e incompressível em difusores radiais usando o Método dos Volumes Finitos, Ferreira, Prata e Deschamps (1987) notaram que, para os maiores afastamentos, a distribuição de pressão apresenta uma região negativa, podendo haver a atuação de uma força de atração entre os discos frontal e inferior.

Deschamps, Ferreira e Prata (1987) analisaram numericamente o escoamento para diferentes comprimentos de orifício de passagem, para diferentes condições de afastamento e para vários números de Reynolds. Os autores não observaram influência do comprimento do orifício de passagem sobre a distribuição de pressão e força sobre o disco frontal.

Deschamps, Ferreira e Prata (1988) apresentaram uma investigação numérica, utilizando o Método dos Volumes Finitos, do escoamento laminar e incompressível em um difusor radial. Os autores analisaram a influência do raio de arredondamento na saída do orifício de passagem sobre a força axial adimensional e sobre o comportamento das áreas efetivas de força e de escoamento. Os resultados apresentados mostraram que, para pequenos afastamentos entre o disco e o assento, a força axial diminui com o aumento do raio de curvatura, pois a pressão de estagnação na região central também diminui. Porém, para afastamentos maiores, os autores observaram um crescimento na força com o aumento do raio de curvatura. Mas também observaram que ocorre uma redução na região de recirculação com o aumento do raio de curvatura.

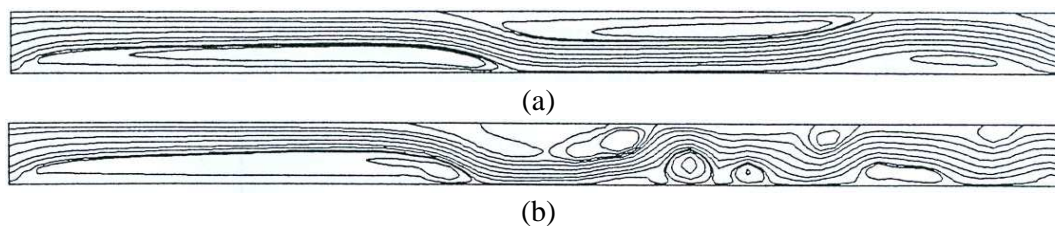
Ferreira, Prata e Deschamps (1989) analisaram experimentalmente e numericamente o escoamento em difusores radiais e investigaram a distribuição de pressão e a força axial resultante no disco frontal do difusor radial. Também exploraram o efeito de eventuais imperfeições, como a presença de um chanfro no assento na região de entrada do difusor, sobre o comportamento do escoamento. Foi observado que a presença do chanfro suaviza o gradiente de pressão na região de transição, onde o escoamento muda da direção axial para a direção radial, e também diminui o patamar de pressão na região de estagnação. Os autores também verificaram que a distribuição de pressão no disco frontal é extremamente sensível à relação de separação entre os discos inferior e frontal  $s/d$  e ao número de Reynolds do



escoamento, podendo até surgir uma força axial negativa entre os discos para altos valores de  $Re$  e  $s/d$ .

Com o objetivo de analisar a influência da excentricidade sobre o escoamento, Gasche (1992) analisou experimentalmente e simulou numericamente o escoamento laminar, incompressível e em regime permanente em difusores radiais excêntricos. O autor usou um sistema de coordenadas bicilíndricas tridimensional para escrever as equações governantes e os resultados obtidos numericamente para a distribuição de pressão sobre a palheta mostraram boa comparação com os obtidos experimentalmente. O autor observou que os campos de velocidade e pressão foram sensivelmente modificados devido à excentricidade, entretanto, não houve variação significativa na força resultante sobre o disco frontal, quando comparada à situação de difusores concêntricos.

Complexos padrões de escoamentos no difusor radial com alimentação axial são reportados por Peters (1994). Através de intenso estudo numérico o autor analisou a formação de instabilidades no escoamento que possam vir a modificar a transferência de calor entre os discos. O trabalho foi desenvolvido com uma relação de diâmetros  $D/d = 3,15$  e um espaçamento entre discos  $s/d = 0,07$  e números de Reynolds de 2727 e 4595. Além da bolha de recirculação característica, formada na quina entre o orifício e o disco inferior, foram observadas várias recirculações menores sob o disco superior e sobre o disco inferior, como observado na Fig. 2.10. Em alguns casos também foram observadas oscilações significativas no campo de velocidades. Estas oscilações são devido a emissão de vórtices produzida pela segunda maior recirculação, localizada no disco superior, foi notado que esta oscila ao longo do disco ejetando vórtices sucessivos.



**Figura 2.10:** Instabilidades do escoamento em um difusor radial com alimentação axial observadas por Peters (1994); (a)  $Re = 2727$  e (b)  $Re = 4595$ .

Outra modificação foi proposta por Possamai, Ferreira e Prata (2001), onde o autor simulou numericamente um escoamento laminar, incompressível e isotérmico, considerando o disco frontal inclinado. Dados experimentais de distribuição de pressão sobre a palheta foram

utilizados para validar a metodologia. O autor verificou que a inclinação do disco frontal altera significativamente os campos de pressão e de velocidade. Mesmo para pequenas inclinações, como  $0,1^\circ$ , a distribuição de pressão sobre a palheta torna-se altamente assimétrica, sendo esta tanto maior quanto maior for o número de Reynolds e a distância entre os discos. O autor comenta o surgimento de um momento que tende a alinhar os discos, devido à assimetria da distribuição de pressão sobre a palheta.

Deschamps, Ferreira e Prata (1996) resolveram numericamente o escoamento turbulento em difusores radiais com discos paralelos, utilizando o modelo de turbulência RNG  $k-\varepsilon$  de Yakhot e Orzag (1986). A comparação entre os resultados de distribuição de pressão sobre o disco frontal com dados experimentais forneceu um indicativo de que o modelo RNG  $k-\varepsilon$  pode prever o escoamento com boa precisão, incluindo picos de pressão negativos não detectados por outros modelos de turbulência  $k-\varepsilon$ .

Salinas-Casanova (2001) realizou uma análise do escoamento tridimensional turbulento através da geometria de válvula com palheta inclinada, semelhante àquela empregada por Possamai, Ferreira e Prata (2001), e empregando o modelo de turbulência RNG  $k-\varepsilon$  de Yakhot e Orzag (1986). Uma atenção especial foi dada à modelagem da viscosidade turbulenta, sendo que a expressão do modelo foi alterada para aquela do modelo  $k-\varepsilon$  padrão. Os resultados obtidos com esta modificação apresentaram uma melhor concordância com os dados experimentais.

Souto (2002) analisou numérica e experimentalmente o escoamento turbulento em difusores radiais concêntricos em regime permanente e transiente. O regime transiente foi representado pela imposição de uma vazão variável, mantendo-se fixo o afastamento entre os discos. O autor observou a presença de recirculação na entrada do difusor que se estendia até a saída do difusor para os maiores afastamentos, causando uma assimetria no perfil de velocidades. Dados experimentais de distribuição de pressão sobre o disco frontal e de velocidade e grandezas turbulentas na entrada do difusor foram comparados com resultados obtidos da simulação numérica do escoamento com o modelo de turbulência RNG  $k-\varepsilon$ , apresentando concordância satisfatória.

Os trabalhos apresentados até agora focaram suas atenções somente sobre a uma descrição do escoamento, sem considerar o acoplamento entre o escoamento e o movimento da válvula. Como foi visto, Deschamps, Ferreira e Prata (1987, 1988), Gasche (1992) e Possamai, Ferreira e Prata (2001) propuseram modificações na geometria do problema

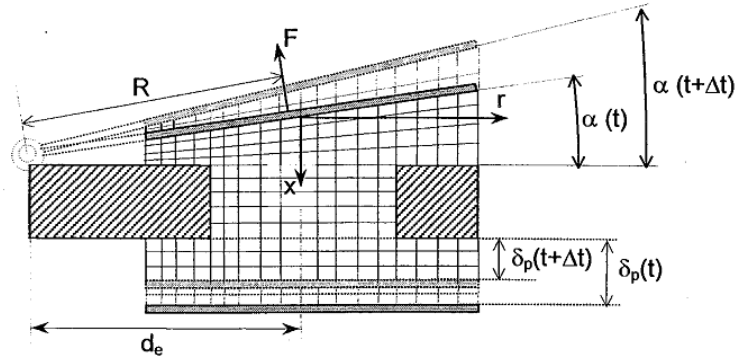
tentando simular configurações mais próximas das que ocorrem na realidade, entretanto ainda consideraram as fronteiras fixas.

Outros autores, porém, adicionaram a modelagem da dinâmica do disco frontal no estudo do escoamento em difusores radiais, mas sem dedicar muita atenção à descrição do escoamento. Machu (1994) propôs um modelo de equações para os movimentos de rotação e translação da válvula.

Khalifa e Liu (1998) utilizaram um sistema unidimensional massa-mola para modelar a dinâmica de válvulas e analisar o efeito de aderência entre válvula e assento devido à formação de um filme de óleo presente em compressores alternativos herméticos de refrigeração.

Utilizando um modelo dinâmico com um grau de liberdade para representar o movimento da válvula, Lopes (1996) considerou pela primeira vez a interação fluido-estrutura entre a dinâmica das válvulas e o escoamento. Para isso, o autor propôs um sistema de coordenadas móvel obtido a partir de uma transformação de coordenadas, onde o domínio físico, que se move com o movimento da válvula, é transformado em um domínio computacional que se mantém inalterado. A solução do escoamento é realizada através do Método dos Volumes Finitos e, a partir da distribuição de pressão sobre a válvula, a força sobre a válvula era determinada e um modelo dinâmico unidimensional com um grau de liberdade foi utilizado para determinar seu deslocamento. O autor impôs uma condição periódica de velocidade na entrada para representar o escoamento transiente em um difusor radial com palheta paralela ao assento e concêntrica.

Matos, Prata e Deschamps (2000) utilizaram a metodologia proposta por Lopes (1996) para a simulação do escoamento em difusores radiais com palhetas inclinadas, conforme Fig. 2.11. Os resultados numéricos foram validados com os resultados numéricos e experimentais obtidos por Possamai, Ferreira e Prata (1995) para o caso de palheta inclinada estacionária. Para imposição do transiente, os autores incluíram, no domínio de cálculo, a face do pistão com uma velocidade definida. Os autores concluíram que os efeitos de turbulência e compressibilidade deveriam ser incluídos no modelo para representação mais realística dos fenômenos físicos presentes.



**Figura 2.11:** Domínio computacional usado por Matos, Prata e Deschamps (2000).

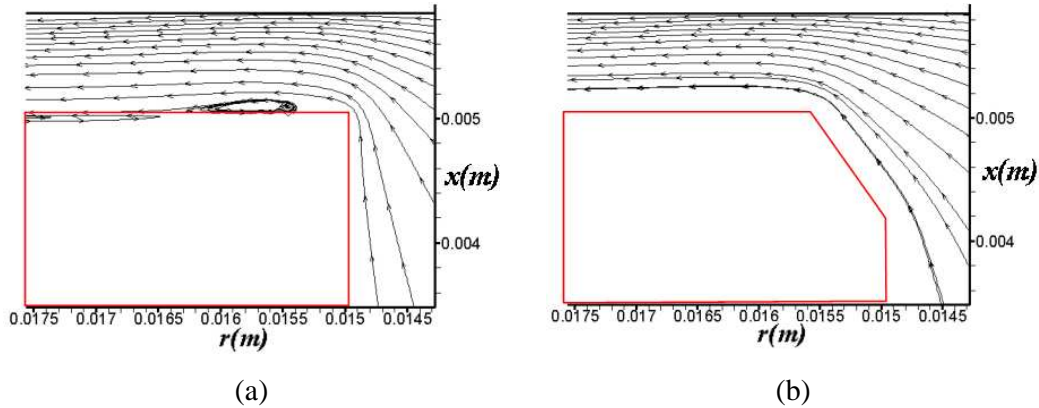
Matos, Prata e Deschamps (2002) estendeu a mesma metodologia para o estudo de escoamentos turbulentos na mesma configuração geométrica do difusor radial utilizada no trabalho de Lopes (1996) com fluxo de massa periódico na entrada, introduzindo, entretanto, o efeito da compressibilidade do escoamento e utilizando um modelo de turbulência RNG  $k-\varepsilon$ . Os resultados experimentais para a palheta estacionária obtidos por Salinas-Casanova, Deschamps e Prata (1999) foram utilizados para validar o código e resultados numéricos posteriores foram obtidos com uma condição periódica de velocidade na entrada para representar o escoamento transiente. Os autores observaram a ocorrência de fenômenos geralmente encontrados na dinâmica de válvulas reais, tal como o impacto contra o limitador de movimento da válvula para condição de elevado fluxo de massa.

Posteriormente, Matos, Prata e Deschamps (2006) estenderam seus estudos anteriores e realizaram a simulação numérica do escoamento bidimensional compressível e turbulento que incluía, além do escoamento nas válvulas e a dinâmica das válvulas, também o escoamento no interior dos cilindros, de modo a representar mais fielmente todo o ciclo de compressão. Os autores concluíram que, embora a metodologia empregada represente de maneira fiel a dinâmica do escoamento no interior do cilindro e através da válvula de descarga, o custo computacional é bastante elevado mesmo para uma simulação bidimensional, e não pode ser empregada para propósitos de estudo do compressor, levando 78 horas para simular 4 ciclos de compressão.

Rovaris e Deschamps (2006) estenderam os estudos de Matos, Prata e Deschamps (2006) objetivando reduzir o custo computacional de simulação. A redução do custo computacional foi obtida através da divisão da solução numérica em duas abordagens: diferencial e integral. A solução diferencial de Matos, Prata e Deschamps (2006) foi aplicada

unicamente para capturar detalhes do escoamento através da válvula, o restante do ciclo do compressor, incluindo a variação da pressão devido ao deslocamento do pistão e abertura da válvula foi modelada através da solução integral. Outra medida adotada foi a modelagem da turbulência por meio da técnica de Simulação de Grandes Escalas ( LES – *Large Eddy Simulation* ). Todo este procedimento resultou em uma redução significativa das equações diferenciais a serem resolvidas, implicando um tempo computacional menor para simular o mesmo caso de Matos, Prata e Deschamps (2006), aproximadamente 39 horas para simular 4 ciclos.

Lacerda (2009) inovou a análise do escoamento em válvulas de compressores herméticos alternativos através do emprego do Método de Fronteira Imersa. A metodologia foi acoplada à solução do escoamento pelo métodos dos volumes finitos com a utilização do Modelo Físico Virtual de Lima e Silva et al. (2003). O objetivo do estudo foi validar o emprego desta metodologia alternativa que tem como ponto forte a facilidade de lidar com geometrias móveis sem necessidade de adaptações na malha computacional, sendo bastante atrativo para a modelagem de válvulas automáticas com possibilidade de reduzir o custo computacional da simulação. A metodologia foi validada com um difusor de relação  $D/d = 3,0$  espaçamentos  $s/d$  de 0,025 e 0,030 e números de Reynolds de 1495, 1563 e 2032. Neste estudo preliminar o Método da Fronteira Imersa foi utilizado para a modelagem do assento, como apresentado na Fig 2.12.a. Os resultados positivos obtidos e a facilidade de empregar modificações na geometria através do método motivaram o estudo do escoamento em um difusor com chanfro no disco inferior (Fig. 2.12.b). Foram utilizadas relações de espaçamento  $s/d=0,02$  e  $s/d=0,03$  e simulados escoamentos com números de Reynolds de entrada iguais a 1000 e 2000 e diversos ângulos de inclinação para o chanfro ( $\alpha=0^\circ, 30^\circ, 45^\circ$  e  $60^\circ$ ).



**Figura 2.12:** Escoamento no difusor radial com emprego do MFI/MFV; (a) assento convencional e (b) assento com chanfro, Lacerda (2009).

## 2.3 Conclusões

A revisão apresentada a respeito dos trabalhos desenvolvidos com a modelagem do escoamento em válvulas automáticas de compressores alternativos revela um longo caminho a ser percorrido para a compreensão do problema. A evolução dos estudos tem sido marcada por dificuldades na modelagem da geometria, do escoamento complexo e, principalmente, no desenvolvimento de modelos para considerar o movimento dinâmico da válvula.

Os Métodos de Fronteira Imersa tem evoluído bastante e vem se tornando uma opção atrativa para lidar com escoamento na presença de geometrias complexas e móveis, se encaixando nas necessidades da modelagem numérica do escoamento em válvulas automáticas de compressores alternativos.

## CAPÍTULO 3 – MODELAGEM MATEMÁTICA E MÉTODO NUMÉRICO

### 3.1 Equações Governantes

A solução do problema do escoamento em um difusor radial é obtida através da solução da equação da conservação da massa e das equações de Navier-Stokes. Considerando as hipóteses de escoamento bidimensional, incompressível, isotérmico e com propriedades constantes, essas equações, escritas no sistema de coordenadas cilíndricas, são:

*Conservação da Massa:*

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(\rho r v)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (3.1)$$

*Navier-Stokes na direção r:*

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial r} + v \frac{\partial v}{\partial x} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) + F_r \quad (3.2)$$

*Navier-Stokes na direção x:*

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} + v \frac{\partial u}{\partial x} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) + F_x \quad (3.3)$$

nas quais  $u$  e  $v$  são as componentes do vetor velocidade nas direções  $x$  e  $r$ , respectivamente;  $p$  é a pressão; e  $\rho$  e  $\mu$  são a densidade e viscosidade dinâmica, respectivamente. Ainda,  $F_r$  e  $F_x$  são as componentes da densidade de força (força por unidade de volume) nas direções  $r$  e  $x$ , respectivamente. Estes termos englobam todas as demais forças atuando no escoamento e que não tenham sido contabilizadas nos termos anteriores, e se apresentam como termos fontes quando estas equações são discretizadas por uma metodologia numérica.

No presente trabalho, as componentes de densidade força  $F_r$  e  $F_x$ , também

denominadas de densidades de força euleriana, formam a base do Método da Fronteira Imersa, pois são responsáveis por conformar o escoamento de maneira a identificar regiões sólidas imersas no fluido, garantindo o cumprimento das condições de não-deslizamento e impermeabilidade quando avaliadas adequadamente. No presente trabalho, o Modelo Físico Virtual proposto por Lima e Silva *et al.* (2003) é utilizado para o cálculo das densidades de força  $F_r$  e  $F_x$ .

### 3.2 Modelo Físico Virtual

O Modelo Físico Virtual é bastante semelhante em aplicação ao método original proposto por Peskin (1972), onde o cálculo do campo de força euleriano é feito indiretamente através do cálculo da densidade de força interfacial lagrangiana, que é então distribuída para os volumes eulerianos vizinhos. No entanto, a força interfacial lagrangiana é calculada através da aplicação do balanço da quantidade de movimento sobre uma partícula coesa à interface e não com uma adaptação da Lei de Hook (PESKIN, 1972).

Este processo resulta em modelo que alia a precisão do *direct-forcing method* com a facilidade de implementação do método original de fronteira imersa proposto por Peskin, com a utilização de funções de interpolação mais simples e a identificação direta do volumes eulerianos que receberão os termos forçantes.

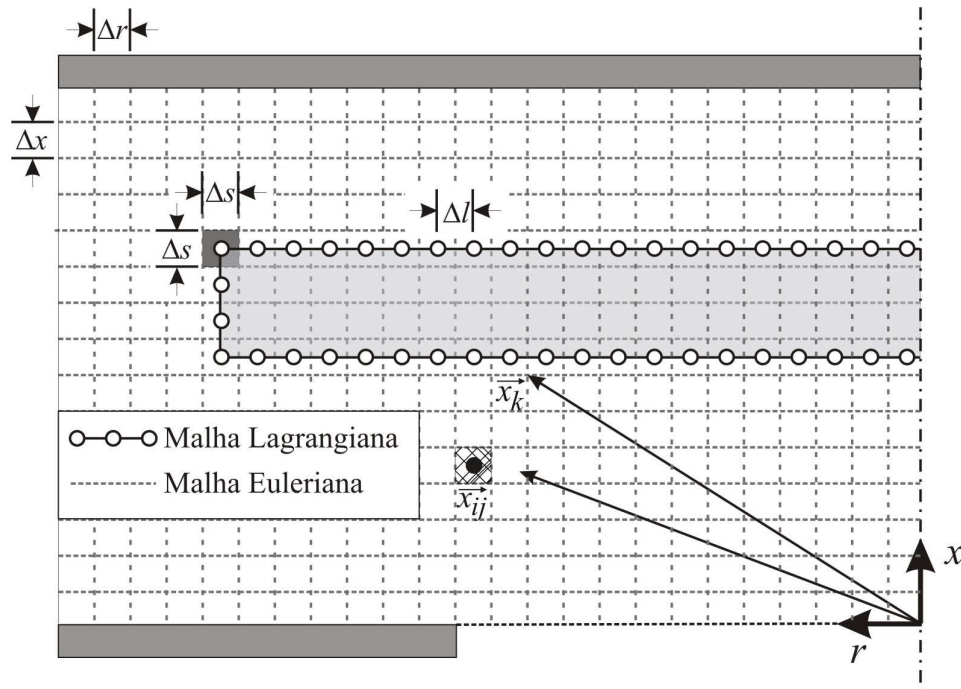
No próximo item são descritos em detalhes os procedimentos necessários para o cálculo do campo densidade de força euleriano através do MFI/MFV.

#### 3.2.1 Procedimento

A densidade de força interfacial lagrangiana é calculada para pontos discretos sobre a interface, chamados pontos lagrangianos, desta maneira, a superfície imersa é representada por uma malha lagrangiana. O Modelo Físico Virtual é caracterizado, então, pela coexistência de duas malhas: a euleriana e a lagrangiana.

Na Figura 3.1, é apresentado um esquema de um domínio bidimensional em coordenadas cilíndricas, onde podem serem observadas as malhas euleriana e lagrangiana, que é utilizada para modelar o disco superior do difusor radial.





**Figura 3.1:** Domínio computacional com as malhas lagrangiana e euleriana.

Na Figura 3.1 é observado que o volume euleriano elementar é representado por sua coordenada  $\vec{x}_{ij}$  e o  $k$ -ésimo ponto lagrangiano por  $\vec{x}_k$ . Para fins de ilustração, as malhas euleriana e lagrangiana foram representadas como sendo uniformes e com os volumes elementares de ambas possuindo as mesmas dimensões, ou seja,  $\Delta x = \Delta r = \Delta s = \Delta l$ . O volume dos pontos eulerianos é dado por  $V_{ij} = (\Delta x \cdot \Delta r \cdot r \cdot \Delta \theta)$  e o volume dos pontos lagrangianos é dado por  $V_k = (\Delta s \cdot \Delta s \cdot r \cdot \Delta \theta)$ , onde  $\Delta \theta$  é tomado como sendo de valor unitário pois o domínio é bidimensional.

O cálculo da força interfacial lagrangiana, para um ponto lagrangiano  $\vec{x}_k$  é dada pela Eq. 3.1 apresentada a seguir:

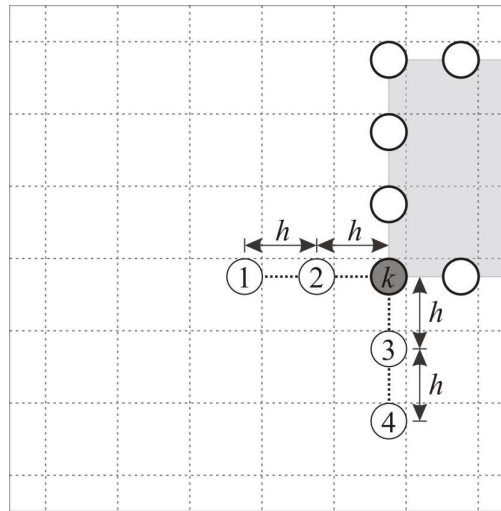
$$\vec{f}(\vec{x}_k, t) = \underbrace{\rho \frac{\partial \vec{V}(\vec{x}_k, t)}{\partial t}}_{\vec{f}_a} + \underbrace{\rho \vec{\nabla} \cdot (\vec{V}(\vec{x}_k, t) \vec{V}(\vec{x}_k, t))}_{\vec{f}_i} - \underbrace{\mu \nabla^2 \vec{V}(\vec{x}_k, t)}_{\vec{f}_v} + \underbrace{\vec{\nabla} p(\vec{x}_k, t)}_{\vec{f}_p} \quad (3.4)$$

onde  $\vec{f}_a$ ,  $\vec{f}_i$ ,  $\vec{f}_v$  e  $\vec{f}_p$  representam, respectivamente, às forças de aceleração, de inércia, viscosa e de pressão.

Na prática, os pontos lagrangianos e eulerianos não coincidem nas mesmas posições, desta maneira, os valores de velocidade e pressão precisam ser interpolados do campo de propriedades euleriano para os cálculos das derivadas presentes na Eq. 3.4.

O procedimento que será a apresentado a seguir é realizado individualmente para cada ponto lagrangiano.

Os cálculos das derivadas espaciais são inicializados traçando-se duas retas auxiliares perpendiculares, cuja origem é a coordenada do ponto lagrangiano arbitrado, e orientadas para fora do objeto imerso, onde se desenvolve o escoamento. Sobre cada reta são marcados dois pontos auxiliares, distantes  $h$  e  $2h$  respectivamente do ponto lagrangiano, onde  $h$  é a dimensão dos volumes eulerianos, considerando-se uma malha uniforme.



**Figura 3.2:** Esquema da criação dos pontos auxiliares.

As velocidades são obtidas através de interpolações não lineares, utilizando a Eq. 3.5, definida como:

$$V(\bar{x}_k) = \sum_i \sum_j D_{ij} \left( \|\bar{x}_{ij} - \bar{x}_k\| \right) V(\bar{x}_{ij}) \quad (3.5)$$

onde o índice  $k$  representa tanto um ponto lagrangiano, quanto seus pontos auxiliares e  $D_{ij}$  uma função de interpolação/distribuição.

Neste trabalho é utilizada a função interpolação/distribuição sugerida por Unverdi e Tryggvason (1992) e Juric (1996), que tem propriedades de uma função Gaussiana e é definida por:

$$D_{ij}(\bar{x}_k) = g\left[\frac{x_k - x_i}{h}\right] g\left[\frac{r_k - r_j}{h}\right] \quad (3.6)$$

sendo

$$g(m) = \begin{cases} \frac{3 - 2\|r\| + \sqrt{1 + 4\|r\| - 4\|r\|^2}}{8}, & \text{se } \|m\| \leq 1 \\ \frac{1}{2} - \frac{3 - 2\|2-r\| + \sqrt{1 + 4\|2-r\| - 4\|2-r\|^2}}{8}, & \text{se } 1 < \|m\| \leq 2 \\ 0, & \text{se } \|m\| > 2 \end{cases} \quad (3.7)$$

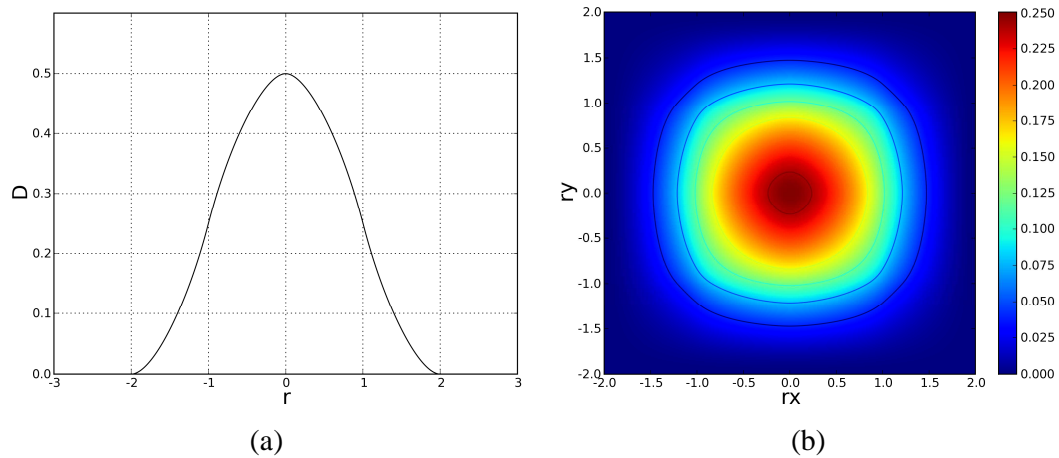
onde  $m$  pode ser tomado como  $(x_k - x_i)/h$ , se a avaliação estiver sendo na direção  $x$ , ou  $(r_k - r_i)/h$ , se a avaliação for na direção  $r$ , e  $h$  é o tamanho da malha euleriana.

No processo de interpolação, a função  $D_{ij}$  pondera a contribuição das velocidades dos pontos eulerianos circundantes considerando a distância destes em relação ao ponto  $k$ . Segundo Oliveira (2006), esta função guarda a propriedade de integral unitária quando integrada no intervalo de  $[-\infty, \infty]$ . Este procedimento garante a conservação da propriedade interpolada/distribuída. Na Figura 3.3 é apresentado o comportamento da  $D_{ij}$ , onde pode ser observado que somente os pontos situados dentro de um raio de  $2h$  contribuem para o processo de interpolação.

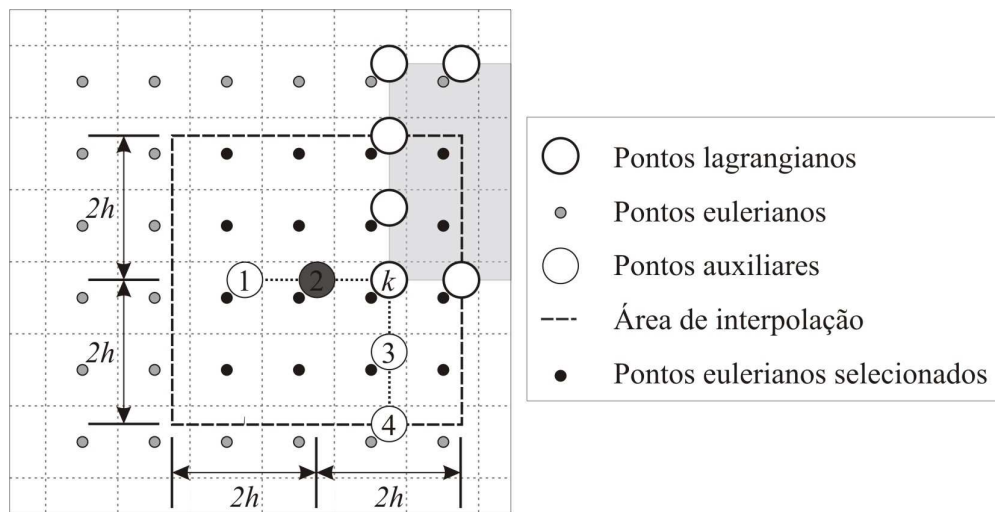
Um exemplo do uso da função interpolação é ilustrado na Fig. 3.4 para interpolar a velocidade para o ponto auxiliar 2, considerando um arranjo co-localizado das velocidades.

Como já comentando, esta função não considera no processo de interpolação pontos distantes mais que  $2h$  do ponto que se deseja interpolar a propriedade em questão, a implementação computacional pode ser então otimizada limitando a área de busca em um quadrado de arestas  $4h$ , cujo centro é a coordenada do ponto a ter a propriedade interpolada. Somente os pontos eulerianos localizados dentro dos limites da área de busca serão utilizados no processo de interpolação. O processo de interpolação pode incluir o uso de velocidades armazenadas em nós eulerianos localizados no interior da interface imersa. Esse procedimento

é fisicamente consistente, uma vez que o escoamento no interior da interface também é obtido pela solução das equações governantes.

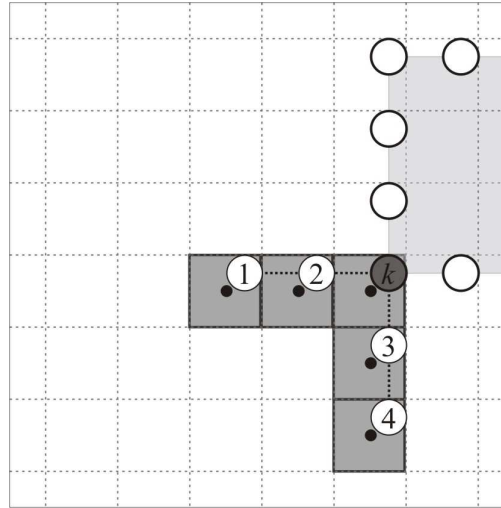


**Figura 3.3:** Comportamento da função  $D_{ij}$ ; (a) unidimensional e (b) bidimensional.



**Figura 3.4:** Esquema do procedimento para a interpolação das velocidades.

O procedimento adotado neste trabalho para interpolação da pressão é bastante simples, e é apresentado na Fig. 3.5, onde, basicamente, é adotado o valor da pressão do ponto euleriano mais próximo.



**Figura 3.5:** Esquema da interpolação da pressão.

Obtidos os valores da pressão e das velocidades nos pontos  $k$  e seus auxiliares, as derivadas espaciais presentes na Eq. 3.4 são calculadas usando uma aproximação de segunda ordem do polinômio de Lagrange. Generalizando as componentes da velocidade e da pressão por  $\phi$ , as derivadas primeira e segunda são dadas por:

*Direção r:*

$$\frac{\partial \phi}{\partial r}(r_k, x_k) = \frac{(r_k - r_2)}{(r_1 - r_2)(r_1 - r_k)} \phi_1 + \frac{(r_k - r_1)}{(r_2 - r_1)(r_2 - r_k)} \phi_2 + \frac{(r_k - r_1) + (r_k - r_2)}{(r_k - r_1)(r_k - r_2)} \phi_k \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2}(r_k, x_k) = \frac{2\phi_1}{(r_1 - r_2)(r_1 - r_k)} + \frac{2\phi_2}{(r_2 - r_1)(r_2 - r_k)} + \frac{2\phi_k}{(r_k - r_1)(r_k - r_2)} \quad (3.9)$$

*Direção x:*

$$\frac{\partial \phi}{\partial x}(r_k, x_k) = \frac{(x_k - x_4)}{(x_3 - x_4)(x_3 - x_k)} \phi_3 + \frac{(x_k - x_3)}{(x_4 - x_3)(x_4 - x_k)} \phi_4 + \frac{(x_k - x_3) + (x_k - x_4)}{(x_k - x_3)(x_k - x_4)} \phi_k \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}(r_k, x_k) = \frac{2\phi_3}{(x_3 - x_4)(x_3 - x_k)} + \frac{2\phi_4}{(x_4 - x_3)(x_4 - x_k)} + \frac{2\phi_k}{(x_k - x_3)(x_k - x_4)} \quad (3.11)$$

onde  $\phi_1, \phi_2, \phi_3$  e  $\phi_4$  são obtidos pelas interpolações descritas anteriormente. Os pares  $(r_k, x_k)$ ,  $(r_1, x_1)$ ,  $(r_2, x_2)$ ,  $(r_3, x_3)$  e  $(r_4, x_4)$  são as coordenadas dos pontos  $k, 1, 2, 3$  e  $4$ , respectivamente.

Resta ainda termo de força de aceleração,  $\overline{fa}$ , aproximado por:

$$\overline{fa} = \frac{\rho(\vec{V}_k - \vec{V}_{fk})}{\Delta t} \quad (3.12)$$

onde  $\vec{V}_k$  é a velocidade da interface e  $\vec{V}_{fk}$  a velocidade da partícula de fluido coesa à interface. O valor de  $\vec{V}_k$  é dado pela condição de contorno desejada para a interface imersa, sendo um parâmetro de entrada. O valor de  $\vec{V}_{fk}$  é obtido pelo processo de interpolação descrito anteriormente. O termo força de aceleração é o maior contribuinte para a densidade de força interfacial lagrangiana, e pode ser interpretado como uma força restituidora que garante que a velocidade da partícula coesa à interface tenha a mesma velocidade da interface. A rigor, para que a condição de contorno imposta na interface seja obedecida o termo  $\overline{fa}$  deve ser nulo, ou seja,  $\vec{V}_k - \vec{V}_{fk} = 0$ .

Uma maneira de medir se a interface está sendo modelada adequadamente é através da norma L2, pois esta avalia a diferença entre a velocidade  $\vec{V}_k$  (condição de contorno de desejada) e a velocidade  $\vec{V}_{fk}$  (velocidade obtida para a partícula de fluido coesa à interface). A norma L2 é utilizada neste trabalho como parâmetro de análise quantitativa e é dada por:

$$L_2 = \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^N [(u_k - u_{fk})^2 + (v_k - v_{fk})^2]}}{N} \quad (3.13)$$

onde  $N$  é o número total de pontos lagrangianos utilizados para discretizar a superfície imersa.

Após obtida a distribuição discreta da força interfacial lagrangiana sobre a interface imersa, a última etapa é o cálculo do campo densidade de força euleriana, dado pela seguinte equação:

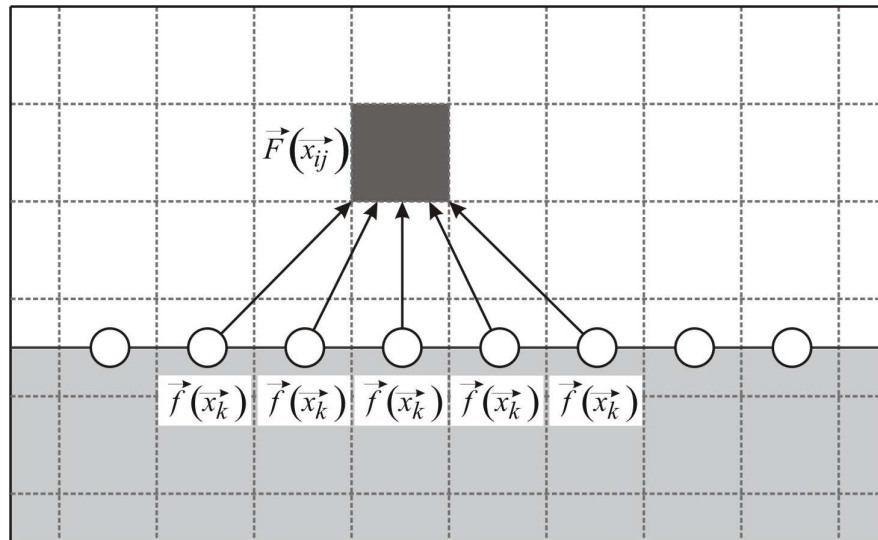
$$F_i(\bar{x}_{ij}) = \sum_k D_{ij}(\|\bar{x}_{ij} - \bar{x}_k\|) f_i(\bar{x}_k) \frac{\Delta V_k}{\Delta V_{ij}} \quad (3.14)$$

Nota-se que na Eq. 3.14 que a função  $D_{ij}$  (interpolação/distribuição) é utilizada para distribuir a densidade de força interfacial lagrangiana  $f_i(\bar{x}_k)$  sobre o domínio euleriano, obtendo-se a densidade de força euleriana  $F_i(\bar{x}_{ij})$ , ou seja, as densidades de força  $F_r$  e  $F_x$  nas Eqs. (3.2) e (3.3), respectivamente.

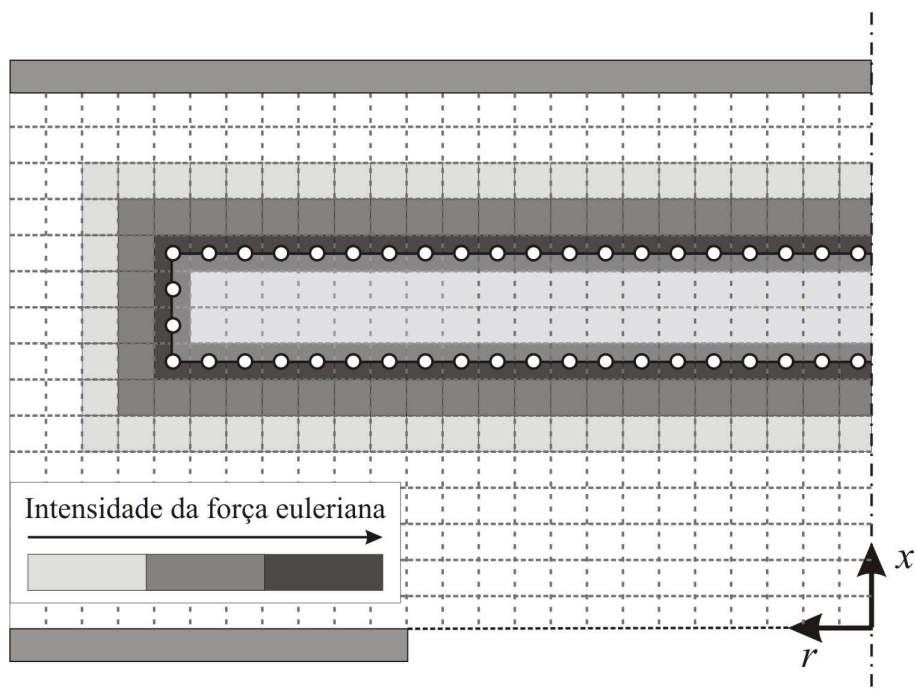
A distribuição da força interfacial lagrangiana segue o mesmo processo descrito para a interpolação das velocidades. A densidade de força euleriana é calculada considerando contribuições da densidade de força lagrangiana de pontos lagrangianos situados até uma distância de  $2h$ . Um exemplo deste procedimento é ilustrado na Fig. 3.6 para um ponto euleriano.

Ao final do processo, é obtido um campo densidade de força euleriano contínuo e sem degraus. Isso se deve á natureza da função distribuição/interpolação, que a medida que se afasta da interface, pondera com menor intensidade a distribuição, o que é fisicamente consistente, uma vez que as interações de força entre o fluido e o corpo imerso se reduzem com o afastamento.

Um esquema do campo densidade de força euleriano é apresentado na Fig. 3.7, onde pode ser observado que a distribuição se conforma ao redor da geometria do corpo imerso e também que a intensidade da densidade de força euleriana é suavizada a medida que se afasta de interface.



**Figura 3.6:** Processo de distribuição da densidade de força interfacial lagrangiana.



**Figura 3.7:** Esquema do campo densidade de força euleriana.

Obtido o campo densidade de força euleriano, o próximo passo é a solução das equações governantes através de um método de discretização apropriado.

O que se observa na prática é que o processo de solução das equações governantes, conjugado com o MFI/MFV, introduz nos pontos próximo à interface o início do perfil da camada limite. Este começo de camada limite atua como a condição de contorno desejada



sobre a interface e sua influência sobre o escoamento é difundida naturalmente pela solução numérica.

A fim de trabalhar melhor com a metodologia, são feitos alguns comentários importantes a respeito do Modelo Físico Virtual:

- Este modelo é explícito no tempo, ou seja, o campo de força é calculado utilizando os dados obtidos no instante de tempo anterior, desta maneira, o modelo é utilizado de maneira transiente, considerando a variação temporal das forças que agem sobre o corpo imerso.
- Segundo Lima e Silva (2002), a razão entre os tamanhos das malhas lagrangiana ( $\Delta S$ ) e euleriana ( $\Delta x$ ) deve ficar em torno da unidade. Isto se deve à função interpolação/distribuição empregada, que considera em sua formulação espaçamentos uniformes no processo de interpolação/distribuição. Caso a relação entre o tamanho das malhas não seja obedecida, perde-se a conservação da propriedade interpolada/distribuída, contribuindo para o cálculo incorreto do campo densidade de força euleriano e a geração de instabilidades numéricas.
- O modelo utiliza a função  $D$  de maneira generalizada nos processos de interpolação e distribuição, tornando a implementação computacional mais simples. Esse transporte de quantidades entre as malhas lagrangiana e euleriana é conhecido na literatura como comunicação entre malhas. No entanto, o uso dessa função pode introduzir imprecisões nos cálculos do campo densidade de força euleriano. Estudos relativos ao desenvolvimento de funções  $D$  mais precisas podem ser encontrados na literatura, sendo alguns citados no Capítulo 2, e devem ser considerados no desenvolvimento de trabalhos futuros.

### 3.2.2 Aplicação do MFI/MFV

No presente trabalho a Metodologia da Fronteira Imersa com Modelo Físico Virtual foi acoplada à um código de solução de escoamentos baseado no Método dos Volumes Finitos (PATANKAR, 1980), partindo-se dos estudos iniciados por Lacerda (2009). Este código está escrito para resolver problemas de escoamentos incompressíveis em coordenadas cartesianas ou cilíndricas. Para tratar o acoplamento pressão-velocidade utiliza o algoritmo SIMPLEC

(VAN DOORMAL; RAITHY, 1984). Há quatro esquemas disponíveis para interpolação do termos advectivos-difusivos: Upwind (UDS), Diferenças Centradas (CDS), Híbrido (HDS) e Power-law (PL). A discretização temporal é feita através de um esquema implícito de segunda ordem, conhecido como *three-time level* (FERZIGER; PERIC, 2002). A solução dos sistemas lineares resultante do processo discretização é feito utilizando o algoritmo TDMA (THOMAS, 1949) com varredura em bloco. Um arranjo desencontrado para a velocidade em relação a pressão é utilizado para estabilizar a solução.

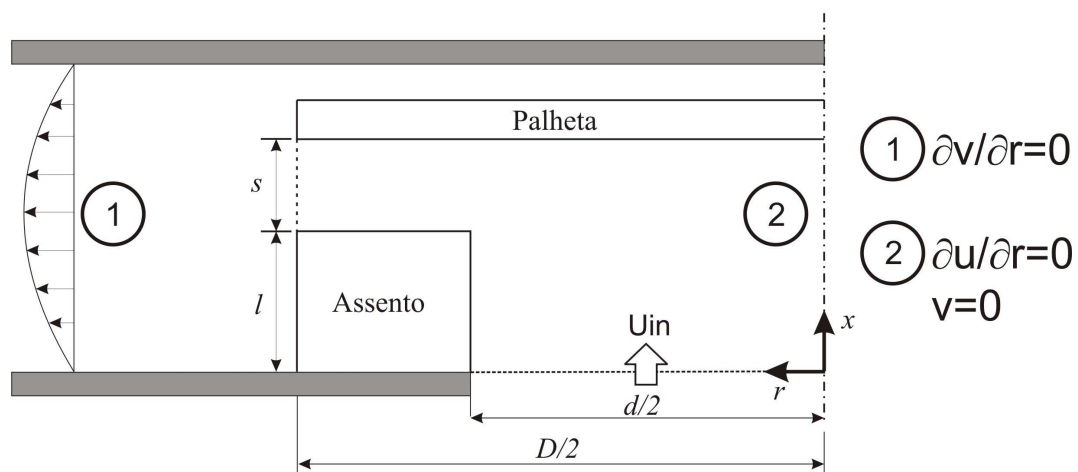
A seguir, é apresentado os passos referentes à solução do escoamento em um difusor radial com o MFI/MFV:

- (1) Define-se o domínio euleriano (dimensões, malha euleriana, passo de tempo, critérios de convergência) e as condições de contorno e iniciais do problema;
- (2) Define-se o domínio lagrangiano (malha lagrangiana, posição e condições de contorno iniciais para os pontos lagrangianos e a localização dos pontos auxiliares);
- (3) É dado um passo de tempo e feito  $u^0 = u$ ,  $v^0 = v$ ,  $p^0 = p$ , onde o índice “0” indica as propriedades no tempo anterior;
- (4) Resolvem-se as equações governantes até obter-se a convergência da massa através do algoritmo SIMPLEC;
- (5) Modelagem virtual da interface através do MFI/MFV;
  - (5.1) Interpolam-se os campos de velocidade e de pressão para os pontos lagrangianos e seus auxiliares;
  - (5.2) Obtém-se a densidade interfacial de força lagrangiana calculando-se os termos com derivadas espaciais, utilizando o polinômio de Lagrange, e o termo temporal;
  - (5.3) Distribui-se a densidade interfacial de força lagrangiana, calculada sobre os pontos lagrangianos, sobre o domínio euleriano;
- (6) Solução das equações governantes considerando o campo de forças euleriano distribuído, utilizando-se, novamente, o algoritmo SIMPLEC até obter-se a conservação da massa. Obtém-se, então, um escoamento onde há a presença de uma interface sólida imersa;
- (7) Avança-se no tempo e retorna-se ao passo (3), até alcançar o tempo físico de simulação.
  - (7.1) Caso seja considerado o movimento da interface, atualiza-se, a cada avanço no tempo, a posição dos pontos lagrangianos e seus auxiliares e da condição de contorno na interface.

## CAPÍTULO 4 - RESULTADOS DE VALIDAÇÃO

### 4.1 Introdução

Inicialmente, foram realizados testes para avaliar a potencialidade do método de fronteira imersa em modelar a palheta da válvula em uma configuração estática, visto que a extensão do trabalho é analisar o problema com o movimento da palheta. Na Figura 4.1, é apresentado um esquema do domínio idealizado para a modelagem numérica da válvula.



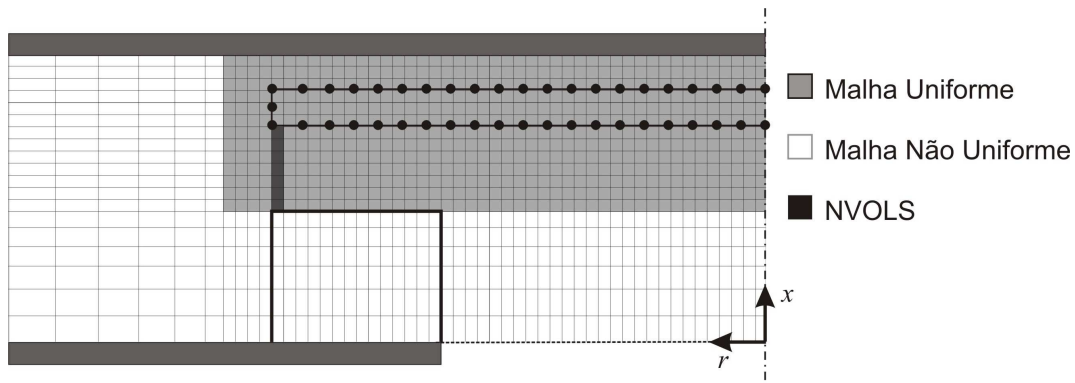
**Figura 4.1:** Esquema do domínio idealizado para representar a válvula.

Observa-se que, no domínio de cálculo idealizado, a válvula é inserida em um canal com alimentação axial, representando de maneira semelhante a localização da válvula na câmara de descarga do compressor, impondo ao final do canal a condição de escoamento localmente parabólico. Uma vez que a abordagem do presente trabalho consiste de um estudo bidimensional do problema, a válvula é modelada utilizando a hipótese de simetria na origem do eixo radial.

Neste trabalho, foram adotados métodos de modelagem distintos para o assento e a palheta da válvula. O assento é modelado através da imposição de viscosidade infinita nos volumes de controle que se encontram na região de interesse, deixando a encargo do método de fronteira imersa a modelagem da palheta. Este procedimento foi adotado a fim de baratear

o custo computacional, visto que a modelagem pelo método de fronteira imersa exige que a malha euleriana seja uniforme nas proximidades da malha lagrangiana devido à natureza da função de interpolação/distribuição utilizada para a comunicação de malhas. A modelagem de ambos, assento e palheta, pelo método da fronteira imersa, imporia a utilização de uma malha uniforme por todo domínio, encarecendo a proposta.

Baseado nesta ótica, é apresentado na Fig. 4.2 um esquema da malha computacional utilizada para discretizar o domínio de cálculo. O refinamento da malha é definido pela quantidade de volumes desejada entre o assento e a palheta, aqui definido por NVOLS.



**Figura 4.2:** Esquema do arranjo da malha computacional utilizada.

A seguir, são apresentados os resultados de validação obtidos confrontados com dados numéricos e com dados experimentais.

## 4.2 Validação com resultados numéricos

Na concepção das simulações, na fase de pré-processamento, onde a malha computacional é dimensionada, foram observadas limitações em relação ao custo computacional necessário para simular o problema da válvula.

Como já comentado anteriormente, devido a função utilizada para a comunicação entre as malhas, a construção da malha euleriana deve seguir um padrão tal que nas proximidades da malha lagrangiana tenha uma distribuição uniforme. No entanto, como observado no esquema apresentado na Fig. 4.2, a malha lagrangiana, que modela a palheta,

ocupa uma grande extensão do domínio no sentido radial, o que demanda o uso de malha uniforme em uma área significativa do domínio de cálculo.

Uma vez que o refinamento da malha é regido pelo número de volumes entre o difusor e a palheta, o número atribuído à NVOLS é limitado, pois incrementos pequenos nesse parâmetro resultam em grandes incrementos da malha como um todo.

Estas limitações motivaram o uso de parâmetros geométricos da válvula que auxiliassem na redução do custo computacional, entre eles está a relação de diâmetro  $D/d = 1,5$ , a qual segundo Salinas-Casanova (2001) está entre as relações mais próximas das válvulas atuais, em vez de  $D/d = 3,0$  (relação encontrada com frequência na literatura).

O espaçamento entre a palheta e o assento também foi determinante, uma vez que, quanto menor este espaçamento, menores serão os volumes necessários nesta região para captar os fenômenos físicos presentes e, conseqüentemente, um número maior de volumes na composição de malha computacional, motivando o uso de uma relação  $s/d = 0,03$ .

A altura do assento utilizada é de  $l=0,5$  cm, valor extraído de Lacerda (2009). A largura adotada para a palheta foi arbitrada em 0,06 cm, de maneira que no interior da fronteira imersa haja uma quantidade de volumes suficiente para os procedimentos de interpolação necessários aos cálculos das forças lagrangianas. As dimensões totais do domínio de cálculo foram arbitradas em 1 cm para a dimensão axial e 2,75 cm para a dimensão axial.

Os estudos iniciais visaram avaliar a influência de diversos parâmetros de simulação sobre a qualidade final dos resultados, entre eles: passo de tempo, refinamento de malha computacional, esquema de interpolação espacial e número de Reynolds.

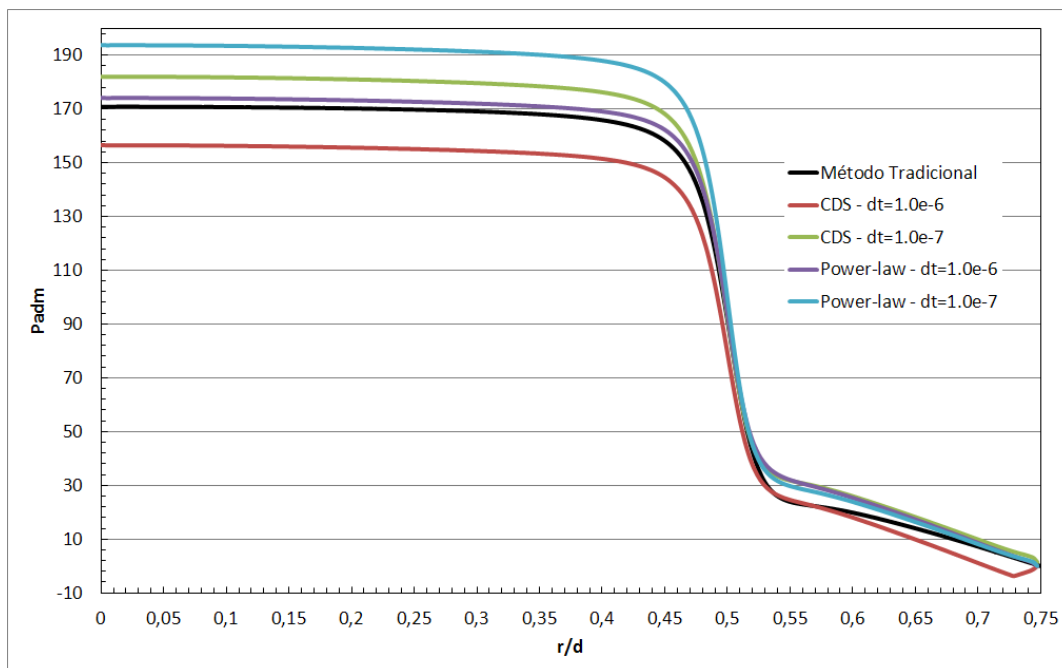
Os números de Reynolds simulados foram 500 e 1500, utilizando os esquemas de interpolação espacial CDS e Power-law. Foram avaliados dois passos de tempo de  $dt=10^{-6}$  e  $dt=10^{-7}$  segundos, baseando-se no trabalho desenvolvido por Lacerda(2009). Embora os passos de tempo utilizados possam parecer muito pequenos, é importante frisar que o tempo de transiente da válvula é bastante reduzido, este foi avaliado simulando o escoamento até um tempo físico de 0,05 segundos.

A respeito da malha computacional, uma configuração inicial de malha com NVOLS=10 foi utilizada, resultando em uma malha de 88 x 313 totalizando 27544 volumes.

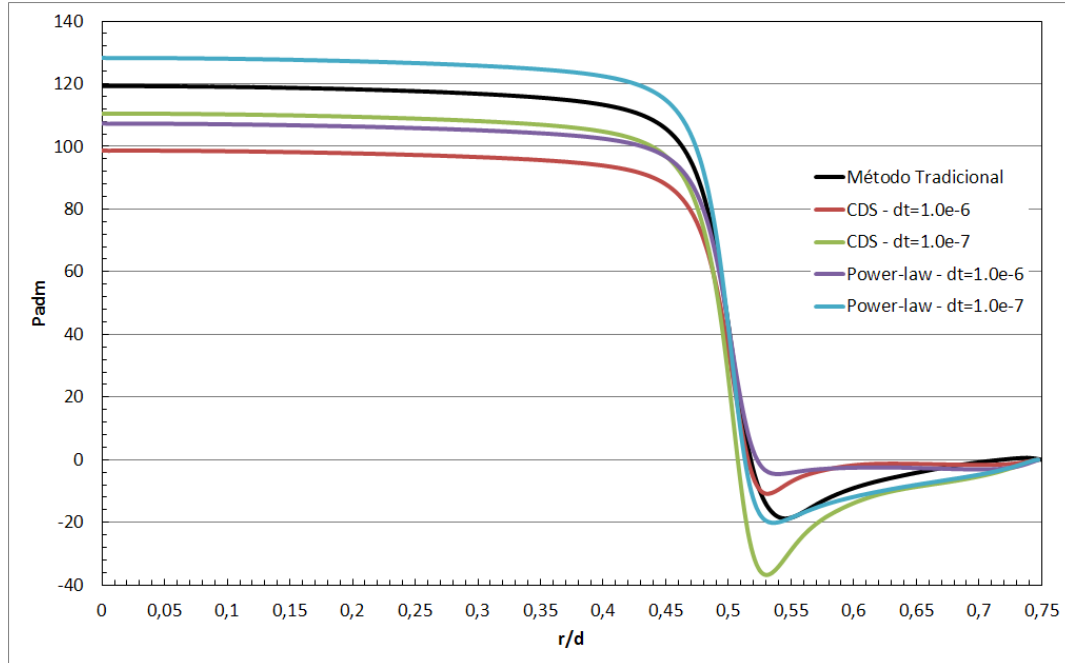
No problema da válvula do compressor, o parâmetro de análise quantitativa é o perfil de pressão adimensional sob a palheta, definido por:

$$P_{adm} = \frac{p}{\frac{1}{2} \cdot \rho u_{in}^2} \quad (4.1)$$

A seguir, nas Figuras 4.3 e 4.4, são apresentados os perfis de pressão adimensionais obtidos comparados com resultados provenientes de simulações utilizando apenas a metodologia tradicional (volumes finitos, coordenadas cilíndricas e em regime permanente) e com a mesma configuração de malha euleriana. É interessante destacar as características principais do escoamento estudado e que ditam o comportamento do perfil de pressão adimensional sobre a palheta. Inicialmente, pode-se observar uma zona de elevada pressão na região equivalente ao diâmetro do orifício. Isso ocorre em função da desaceleração do fluido à medida que este se aproxima do disco frontal, dando origem a uma região de estagnação. Posteriormente, o fluido sofre uma grande aceleração ao entrar na estreita região do difusor radial, ocorrendo elevada redução queda de pressão, podendo inclusive alcançar pressões relativas negativas (pressão relativa à pressão de saída do difusor). Após essa redução de pressão, pode haver uma recuperação da pressão em função da desaceleração sofrida pelo fluido na região do difusor em direção a saída, devido ao aumento da área de secção transversal do canal do difusor. Nessa região existem dois efeitos contrários que agem sobre a pressão. O aumento da área tende a aumentar a pressão, mas as forças de atrito sempre tendem a reduzir a pressão



**Figura 4.3:** Perfis de pressão adimensional obtidos para  $Re=500$ .



**Figura 4.4:** Perfis de pressão adimensional obtidos para  $Re=1500$ .

Para  $Re=500$  a diferença de resultados reside principalmente na região do patamar de pressão, com o comportamento na região do difusor bastante semelhante entre os esquemas utilizados e bastante próximo dos dados gerados pelo uso do Método Tradicional, com exceção de CDS para  $dt=10^{-6}$ . Para  $Re=1500$  os desvios ficam mais evidentes entre todos os casos. Os melhores patamares de pressão foram obtidos com  $dt=10^{-7}$ . Na região do difusor, os resultados obtidos com  $dt=10^{-6}$  não modelaram adequadamente os altos gradientes de pressão, enquanto que para  $dt=10^{-7}$ , o esquema Power-law ficou bastante próximo e o CDS superestimou o comportamento desses gradientes. Na Tabela 4.1 são apresentados os desvios para a pressão máxima dos resultados obtidos com MFI/ MFV em relação com o Método Tradicional.

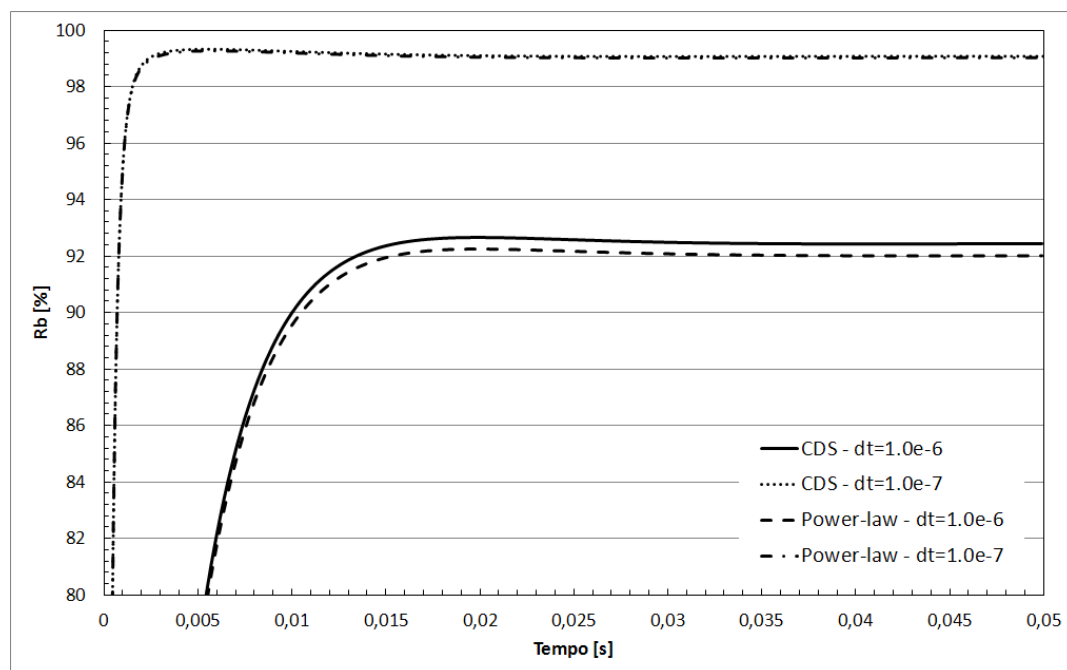
Visando avaliar o reconhecimento da fronteira imersa, e conseqüentemente a eficácia da metodologia MFV/MFI, foi calculada a evolução temporal da norma L2 para os casos simulados. Neste ponto é introduzido um segundo parâmetro para incrementar a análise do reconhecimento de fronteira, denominado razão de bloqueio. A razão de bloqueio é calculada através de uma correlação bastante simples: a razão do fluxo de massa que sai pelo difusor pelo fluxo de massa que entra, como apresentado na Eq. 4.2. Esta correlação quantifica as proporções de massa que atravessam a fronteira, e será utilizada para complementar a análise do reconhecimento de fronteira usualmente realizado com o cálculo

da norma L2. São apresentadas, então, as evoluções temporais da razão de bloqueio de massa nas Figs. 4.5 e 4.6, e da norma L2 nas Figs. 4.7 e 4.8.

$$Rb = \frac{m_{saida}}{m_{entrada}} \cdot 100\% \quad (4,2)$$

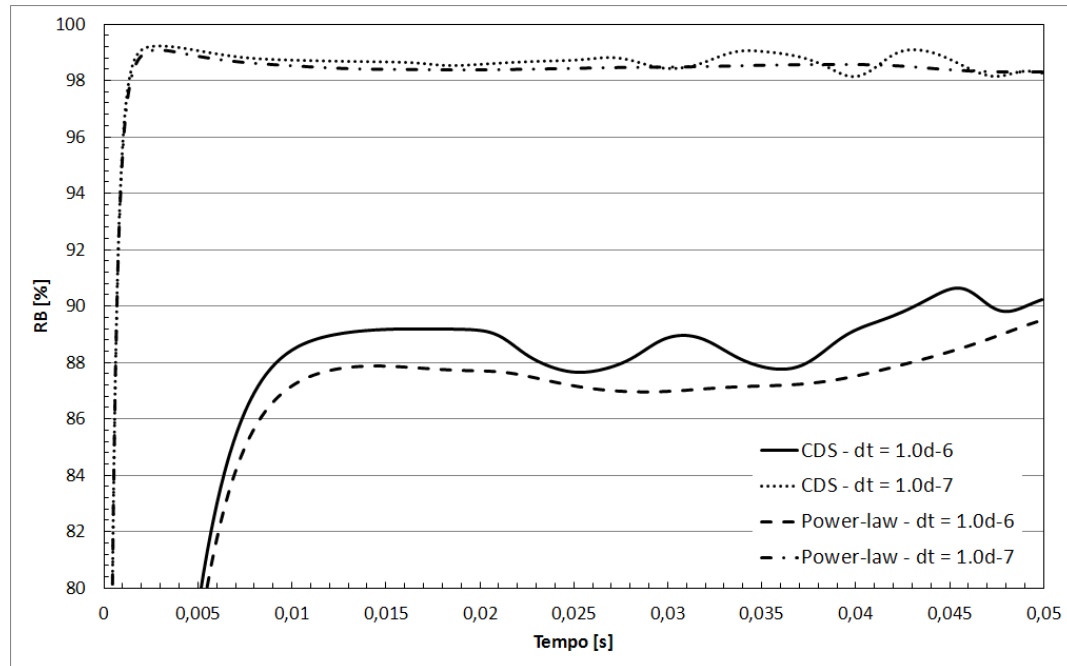
**Tabela 4.1:** Desvios relativos dos valores dos patamares de pressão.

Re	dt	Esquema de Interpolação	Padm Método Tradicional	Padm MFI/MFV	Desvio [%]
500	10 <sup>-6</sup>	CDS	170,78	156,50	8,36
500	10 <sup>-7</sup>	CDS	170,78	180,51	5,70
500	10 <sup>-6</sup>	PL	170,78	174,09	1,94
500	10 <sup>-7</sup>	PL	170,78	193,67	13,40
1500	10 <sup>-6</sup>	CDS	119,26	98,71	17,23
1500	10 <sup>-7</sup>	CDS	119,26	110,48	7,36
1500	10 <sup>-6</sup>	PL	119,26	107,31	10,02
1500	10 <sup>-7</sup>	PL	119,26	128,25	7,53



**Figura 4.5:** Razão de bloqueio para Re=500.





**Figura 4.6:** Razão de bloqueio para  $Re=1500$ .

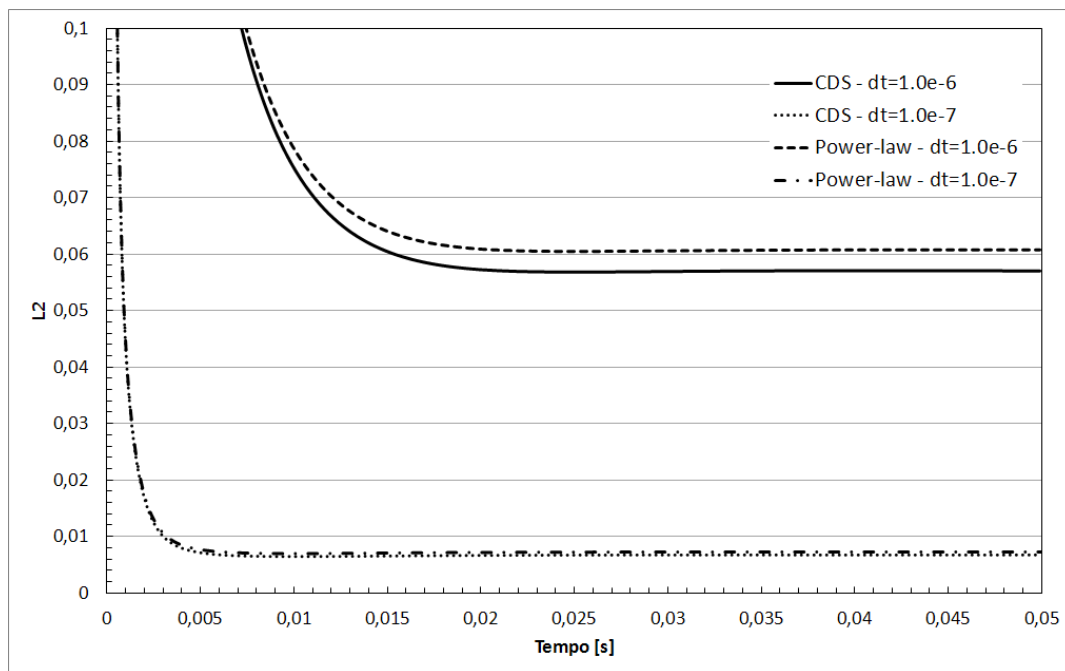
Nota-se claramente, para ambos os números de Reynolds simulados, que passos de tempos mais refinados propiciam um maior bloqueio de massa. Para ambos os números de Reynolds simulados a razão de bloqueio atinge o patamar de 99% para  $dt=10^{-7}$ , no entanto, para  $dt=10^{-6}$  são atingidos patamares de 92% e 89% para  $Re=500$  e  $Re=1500$ , respectivamente. Também nota-se que com passo de tempo mais refinado, o patamar de bloqueio de massa é atingido muito mais rápido. Isto indica o que é comumente comentado na literatura como tempo de reconhecimento de fronteira. Os primeiros passos de tempo são dados perdidos em um processo progressivo até que o campo de forças euleriano calculado tenha uma ordem de grandeza suficiente para modelar de maneira efetiva a presença de uma interface.

A evolução das normas L2 segue o mesmo padrão da razão de bloqueio, com melhores resultados para o passo de tempo mais refinado e, da mesma maneira, o patamar é atingido mais rapidamente. No entanto, os resultados para a norma L2 são significativamente diferentes para os Reynolds simulados, atingindo para o passo de tempo mais refinado patamares de em torno de 0,007 e 0,046 para  $Re=500$  e  $Re=1500$ , respectivamente, diferença de quase uma ordem de grandeza.

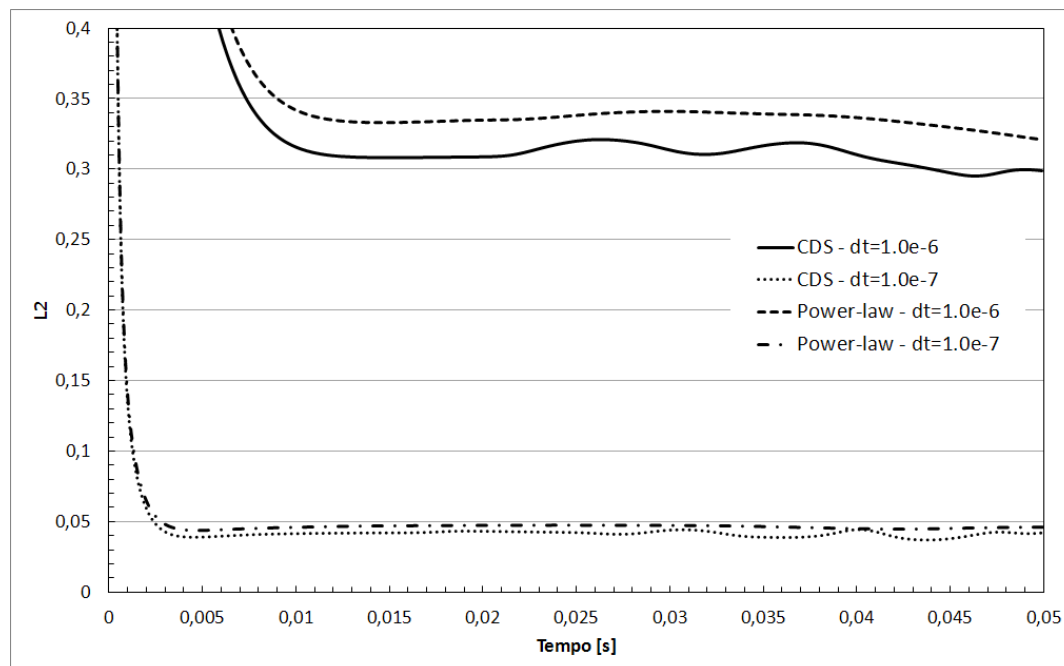
Não foram observadas diferenças significativas entre os resultados obtidos com os esquemas de interpolação espacial CDS e Power-law para  $Re=500$ , no entanto, para  $Re=1500$ , a evolução temporal é caracterizada por oscilações nos valores, principalmente para o

esquema CDS e passo de tempo  $dt=10^{-6}$ . Tais oscilações podem ser atribuídas ao reconhecimento ineficiente da interface imersa na presença de gradientes elevados de propriedades. Este comportamento é amplificado pelo uso do esquema CDS que, por não possuir difusividade numérica, é caracterizado por gerar oscilações e instabilidades numéricas, ao contrário do esquema Power-law, que por ser difusivo, amortece tais oscilações.

De uma maneira geral, os melhores resultados foram obtidos para  $Re=500$ . Uma hipótese é que o reconhecimento de fronteira seja dificultado quanto maior o fluxo de massa incidindo sobre ela, levando a necessidade de passos de tempo mais refinados a medida que maiores números de Reynolds sejam simulados, para obtenção de melhores resultados.



**Figura 4.7:** Normas L2 para  $Re=500$ .



**Figura 4.8:** Normas L2 para  $Re=1500$ .

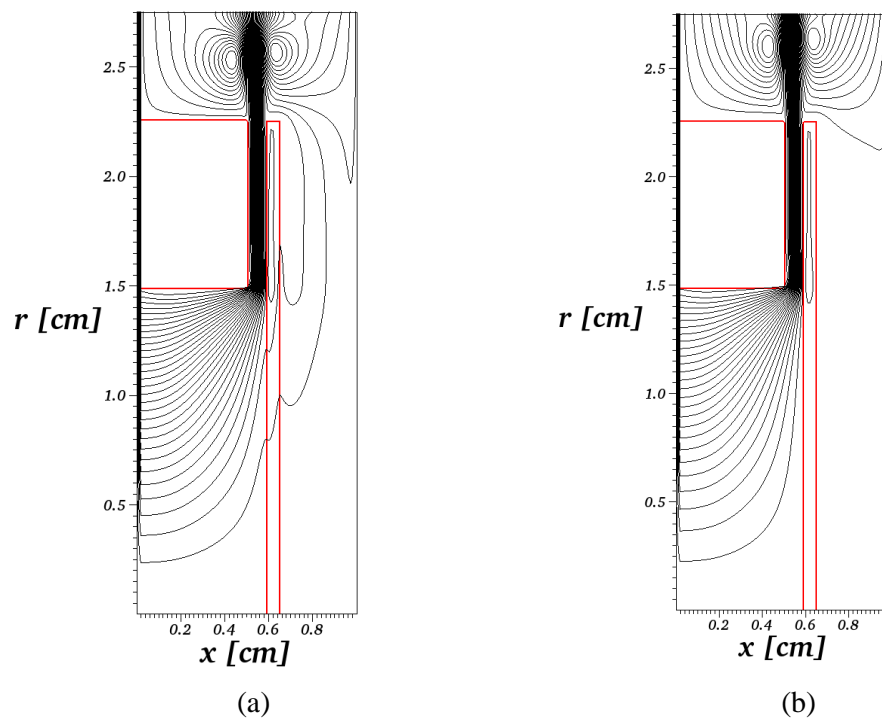
A análise qualitativa dos resultados permite também uma boa avaliação da aplicação do método de fronteira imersa ao problema da válvula, através da visualização do escoamento.

As visualizações obtidas com os esquemas Power-law e CDS são bastante semelhantes, por esta razão, serão apresentadas apenas os resultados referentes ao esquema Power-law para os passos de tempo testados.

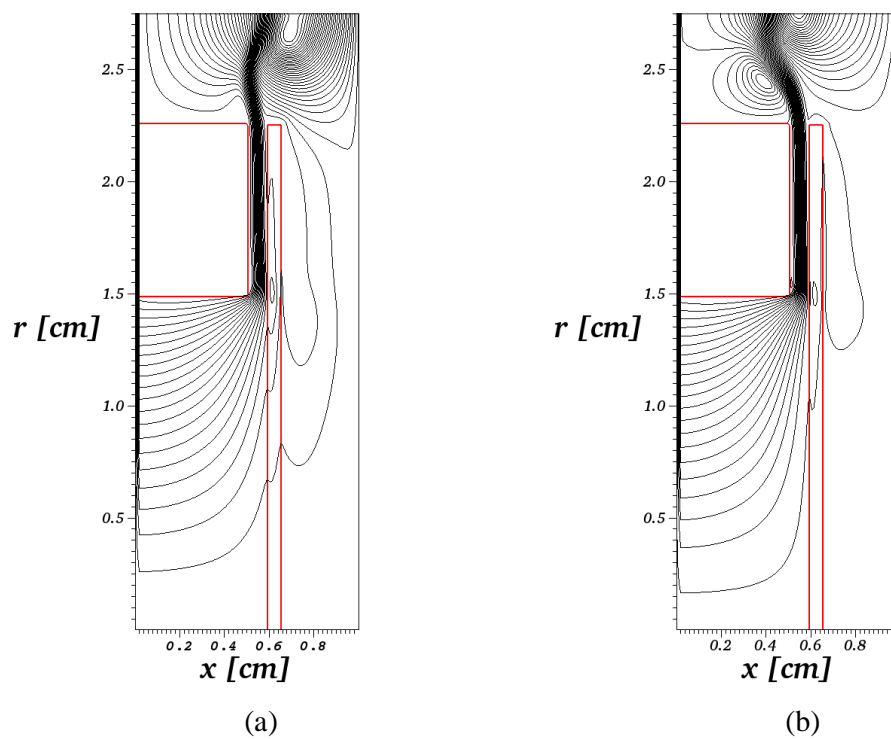
As Figuras 4.9 e 4.10 apresentam as linhas de corrente para os casos de Reynolds 500 e 1500, respectivamente. Em ambas é notável a diferença de comportamento do escoamento entre as simulações com passos de tempo  $10^{-6}$  e  $10^{-7}$ . O passo de tempo menor implicou em um reconhecimento de fronteira mais eficiente, defletindo o escoamento de maneira a modelar a palheta da válvula.

Assim como apresentado na análise dos resultados quantitativos, o reconhecimento de fronteira perde qualidade para o número de Reynolds 1500, onde observa-se linhas de correntes passantes pela fronteira imersa.

Um ponto interessante a ser comentado, é a geração de um escoamento no interior da fronteira imersa, onde é delimitada a região da palheta. Esse fenômeno é característico dos métodos de fronteira imersa, o qual foi discutido no Capítulo 2, e pode ser melhor observado na Fig. 4.9.b.



**Figura 4.9:** Linhas de corrente para  $Re=500$ ; (a)  $dt=10^{-6}$  e (b)  $dt=10^{-7}$ .

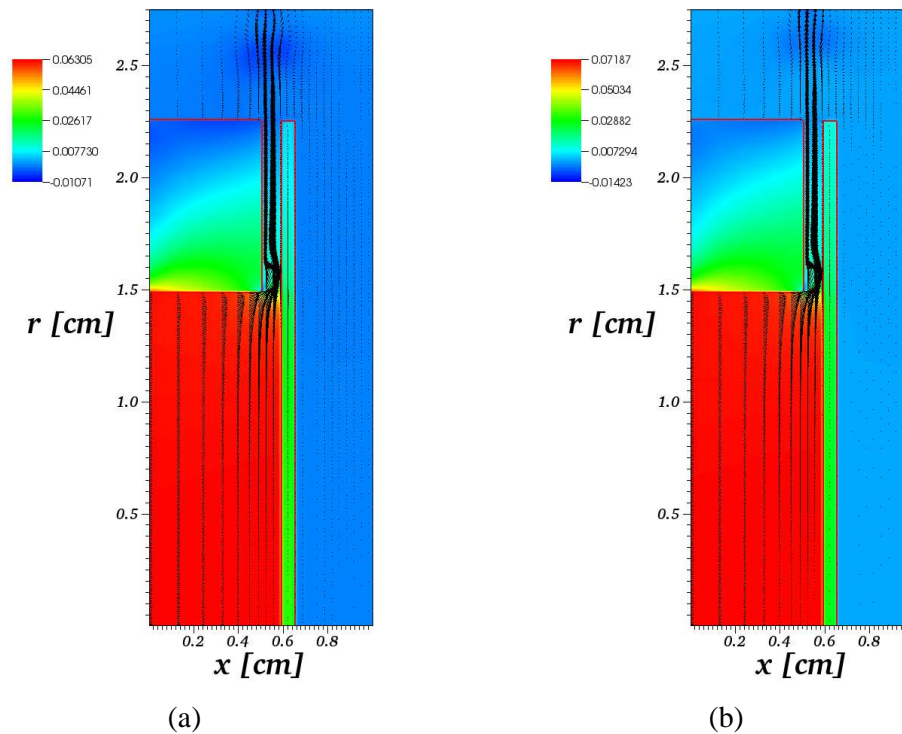


**Figura 4.10:** Linhas de corrente para  $Re=1500$ ; (a)  $dt=10^{-6}$  e (b)  $dt=10^{-7}$ .

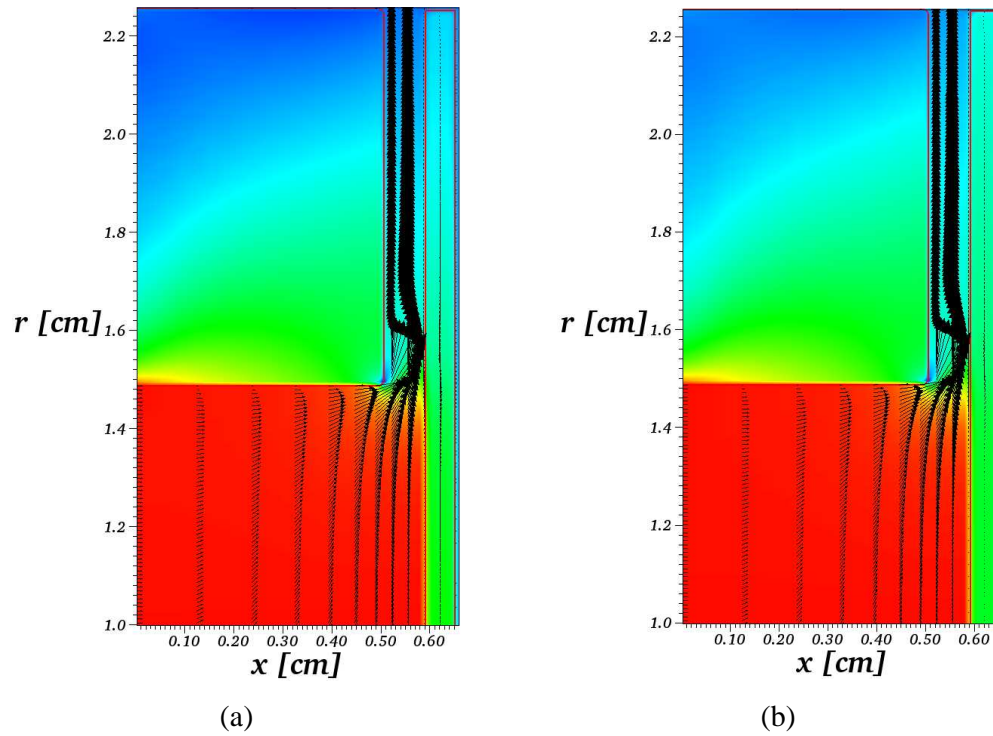
Nas Figuras 4.11 a 4.13, são apresentados os campos de pressão com mapas de vetores velocidade sobrepostos para reforçar a visualização, para  $Re=500$ .

Nas Figuras 4.11.a e 4.11.b pode-se perceber diferenças significativas nos campos de pressão apresentados. Os valores máximos e mínimos diferem em 12,3 % e 24,8 %, respectivamente, indicando que o reconhecimento da fronteira imersa interfere de maneira significativa no cálculo do campo de pressão. Nota-se, também, que o escoamento gerado no interior da fronteira imersa apresenta um campo de pressão bem distinto do restante do escoamento.

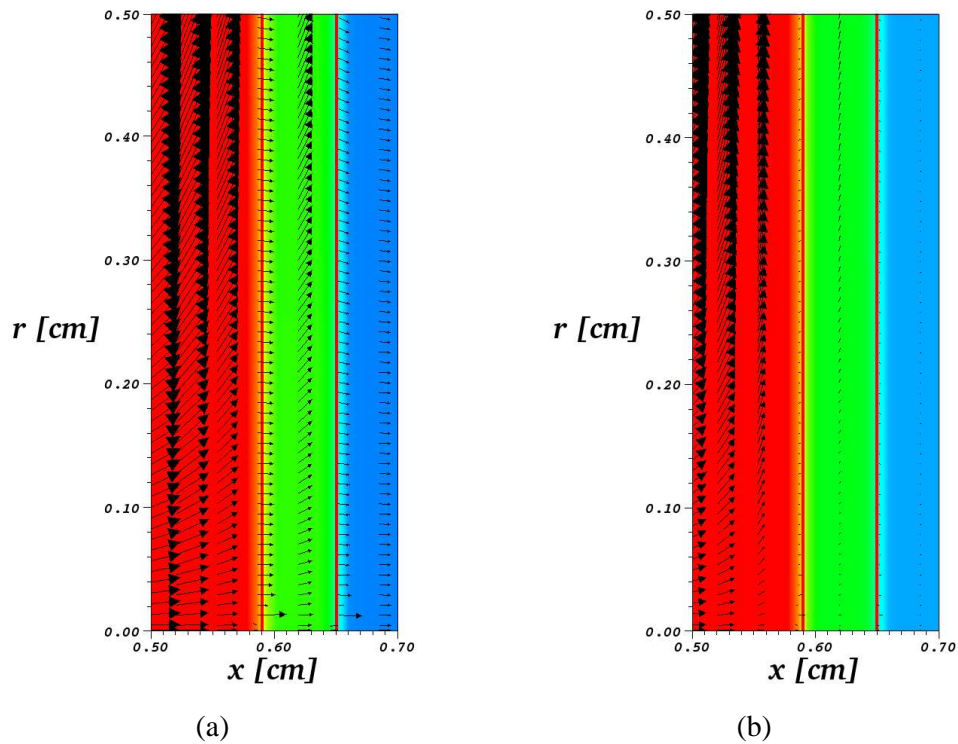
Nas Figuras 4.12 e 4.13 são apresentados detalhes de regiões específicas do escoamento. Na Figura 4.12 é apresentada a região do difusor, enquanto na Fig. 4.13 é apresentado um detalhe bem ampliado da região próxima a palheta no cento do orifício de entrada.



**Figura 4. 11:** Campo de pressão e mapa de vetor velocidade para  $Re=500$ ; (a)  $dt=10^{-6}$  e (b)  $dt=10^{-7}$ .



**Figura 4.12:** Detalhe do escoamento na região do difusor para  $Re=500$ ; (a)  $dt=10^{-6}$  e (b)  $dt=10^{-7}$ .

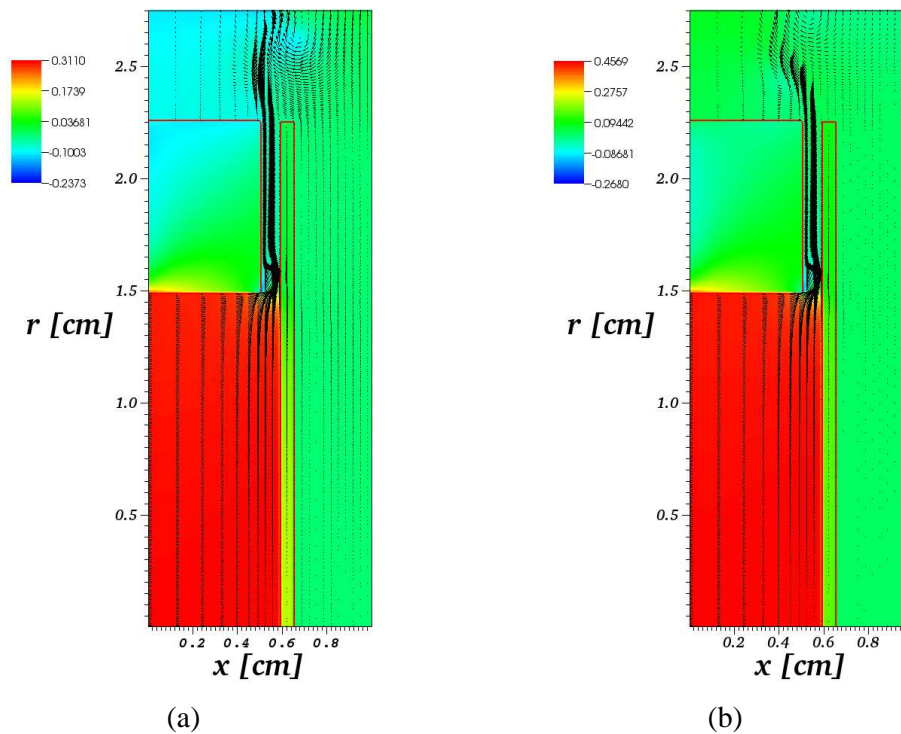


**Figura 4.13:** Detalhe do escoamento na região do orifício para  $Re=500$ ; (a)  $dt=10^{-6}$  e (b)  $dt=10^{-7}$ .

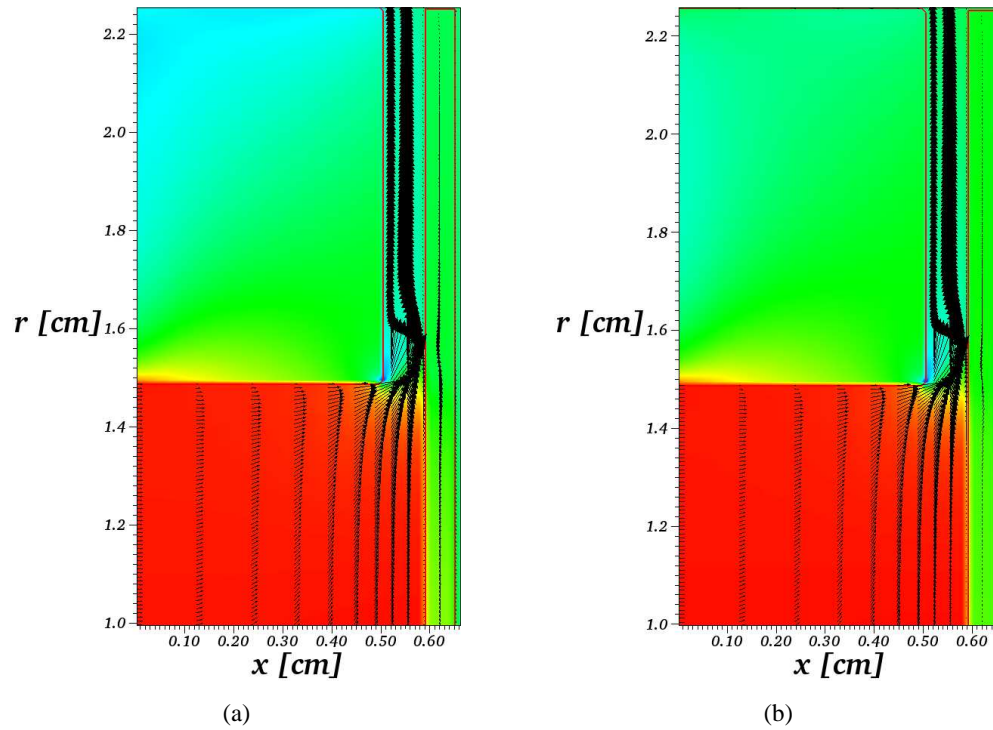
Nota-se, pela observação das Figs. 4.12 e 4.13, que a região do orifício é a porção da palheta mais sujeita a penetração de fluxo de massa, destacando-se bastante da região do difusor. Isto se deve ao grande fluxo de massa normal à palheta nessa região, com ponto de estagnação do escoamento no centro.

Observa-se mais claramente na Fig. 4.13, a influência do refinamento temporal no comportamento do escoamento. Na Figura 4.13.a, os vetores velocidades que chegam muito próximos de serem normais à palheta, além dos vetores nessa região possuírem uma magnitude significativa indicando uma grande passagem de massa. Isto não é verificado na Fig. 4.13.b, onde são visto vetores velocidades quase tangenciais à palheta e com magnitude bastante reduzida.

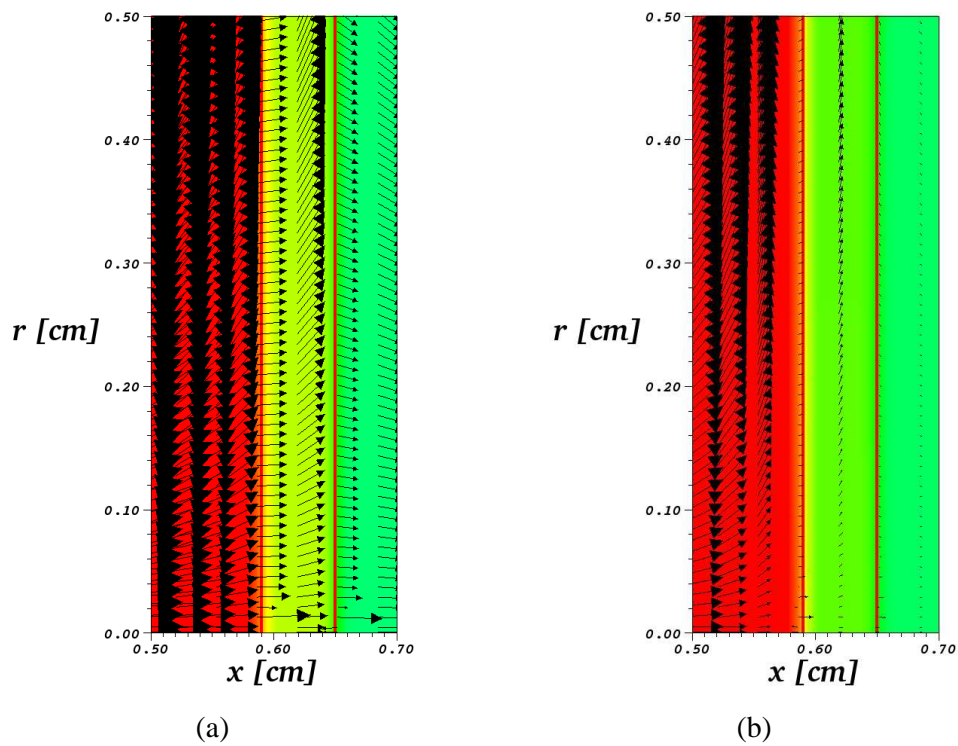
Nas Figuras 4.14 a 4.16, são apresentados o campos de pressão e mapas de vetores velocidades para  $Re=1500$ . Para este caso também são apresentados nas Figs. 4.15 e 4.16, detalhes do escoamentos na região do difusor e do orifício próximos a fronteira imersa. O padrão de escoamento nessas regiões mantém o mesmo comportamento observado para o caso de  $Re=500$ , no entanto, o campo de propriedades é mais intenso, devido à maior entrada de massa na região do orifício por conta de ser um número de Reynolds mais elevado.



**Figura 4.14:** Campo de pressão e mapa de vetor velocidade para  $Re=1500$ ; (a)  $dt=10^{-6}$  e (b)  $dt=10^{-7}$ .



**Figura 4.15:** Detalhe do escoamento na região do difusor para  $Re=1500$ ; (a)  $dt=10^{-6}$  e (b)  $dt=10^{-7}$ .



**Figura 4.16:** Detalhe do escoamento na região do orifício para  $Re=1500$ ; (a)  $dt=10^{-6}$  e (b)  $dt=10^{-7}$ .



A análise da parte física do problema, por meio de visualização do escoamento, se revela importante neste tópico, pois esclarece a escolha do passos de tempo utilizados nas simulações.

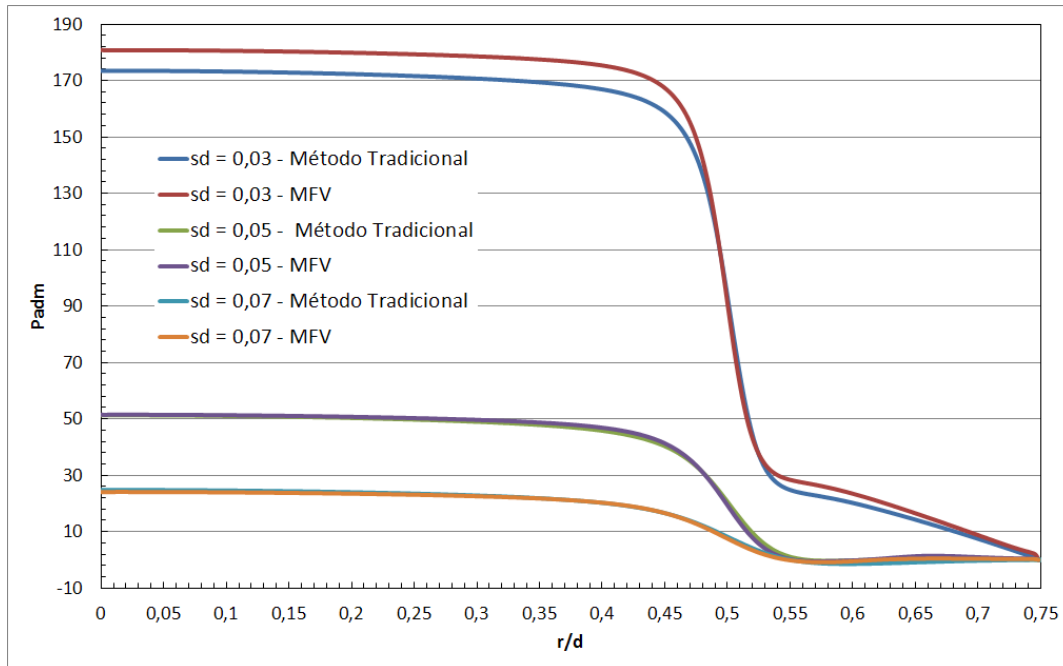
A palheta é responsável por bloquear todo o escoamento e forçá-lo a fazer uma curva busca de 90° a partir do centro da palheta, mais precisamente na região do orifício, conduzindo-o à região do difusor, cuja área de seção transversal ao escoamento é significativamente menor que a do orifício de entrada, caracterizando um grande estrangulamento do escoamento.

A complexa fenomenologia do escoamento na válvula exige condições de contorno bem estabelecidas, exigindo bastante do MFI/MFV, que impõe as condições de contorno de maneira virtual. Devido as peculiaridades do problema, é necessário o refinamento do passo de tempo utilizado nas simulações, o qual se constitui como o principal recurso para melhor calcular a forças eulerianas responsáveis pela imposição das condições de contorno virtuais.

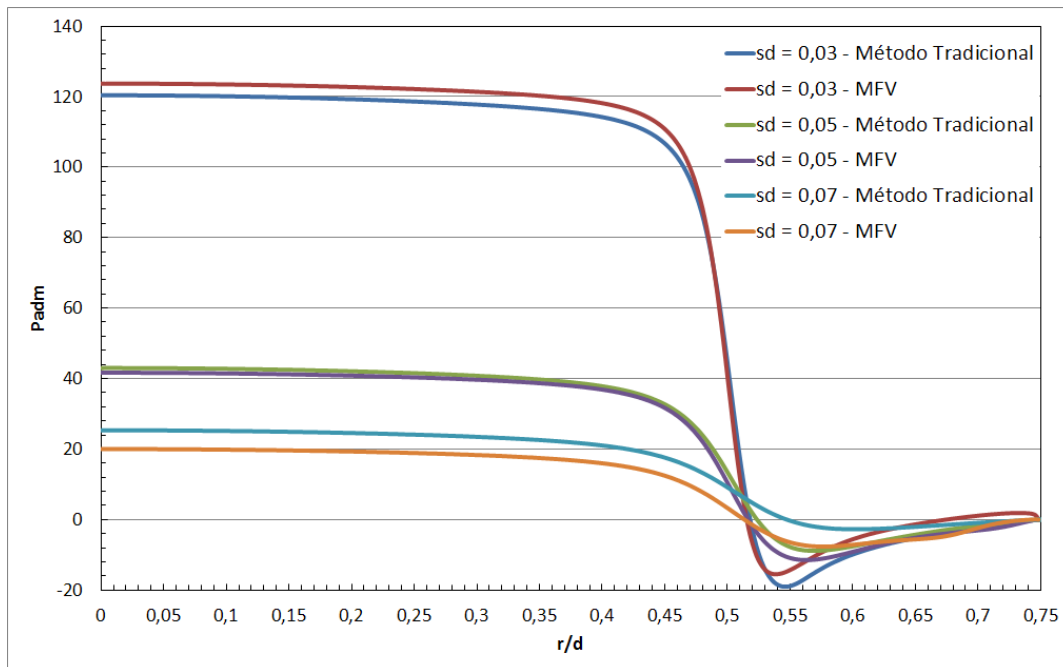
Visando refinar o estudo referente à validação com dados numéricos, foram realizadas simulações com uma malha mais densa, com o parâmetro NVOLS = 15. Os mesmos números de Reynolds foram simulados, com o passo de tempo adotado em  $dt=10^{-7}$  s e o esquema de interpolação Power-law, no entanto, outras relações de espaçamento entre a palheta e o assento (s/d) foram utilizadas a fim de melhor avaliar o método. As relações de espaçamento s/d utilizadas são: 0,03, 0,05 e 0,07.

A malha utilizada para as relações s/d=0,05 e s/d=0,07 é a mesma utilizada nas simulações para s/d = 0,03, sendo o parâmetro NVOLS=15 referente ao espaçamento s/d = 0,03. Com está configuração para NVOLS, a malha computacional utilizada possui uma distribuição de 127x491 volumes, totalizando 62357 elementos.

São apresentados nas Figuras 4.18 e 4.19, a seguir, os perfis de pressão para os números de Reynolds 500 e 1500, respectivamente, para os espaçamentos s/d citados. Os perfis de pressão são comparados com perfis obtidos pelo método tradicional utilizando a mesma configuração de malha, assim como no caso de NVOLS=10.



**Figura 4.17:** Perfis de pressão adimensional obtidos para  $Re = 500$ .



**Figura 4.18:** Perfis de pressão adimensional obtidos para  $Re = 1500$ .

Nota-se claramente que para o espaçamento  $s/d = 0,03$  os perfis obtidos com o método de fronteira imersa e o método tradicional são mais próximos, quando comparados com os resultados obtidos com  $NVOLS = 10$ , devido ao refinamento introduzido na malha computacional. Exceto para o caso de  $Re = 1500$  e  $s/d = 0,07$ , todos os perfis obtidos com ambas

as metodologias concordam muito bem, tanto na região do patamar de pressão, cujos desvios entre os valores obtidos com as duas metodologias são apresentados na Tab. 4.2, quanto para a região do difusor, onde se encontram os elevados gradientes de pressão.

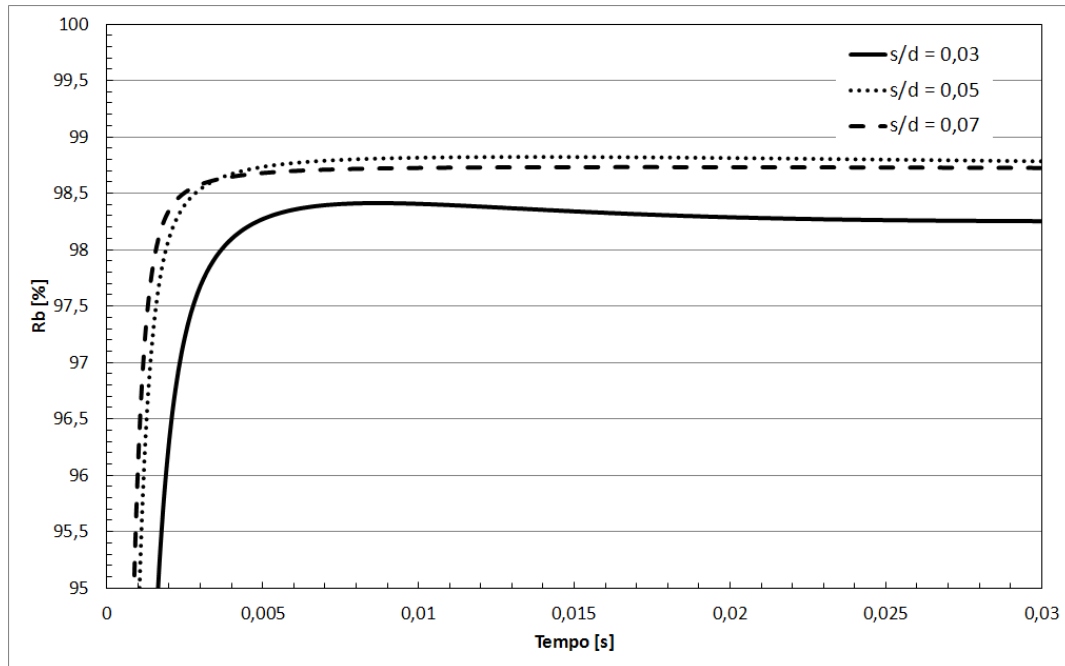
**Tabela 4.2:** Desvios dos patamares de pressão adimensional.

Reynolds	s/d	Padm	Padm	Erro [%]
		Método Tradicional	MFV/MFI	
<b>500</b>	0,03	173,45	180,79	4,63
<b>500</b>	0,05	51,27	51,46	0,38
<b>500</b>	0,07	24,75	24,07	2,82
<b>1500</b>	0,03	120,37	123,71	3,33
<b>1500</b>	0,05	42,99	41,66	3,02
<b>1500</b>	0,07	25,32	19,99	20,94

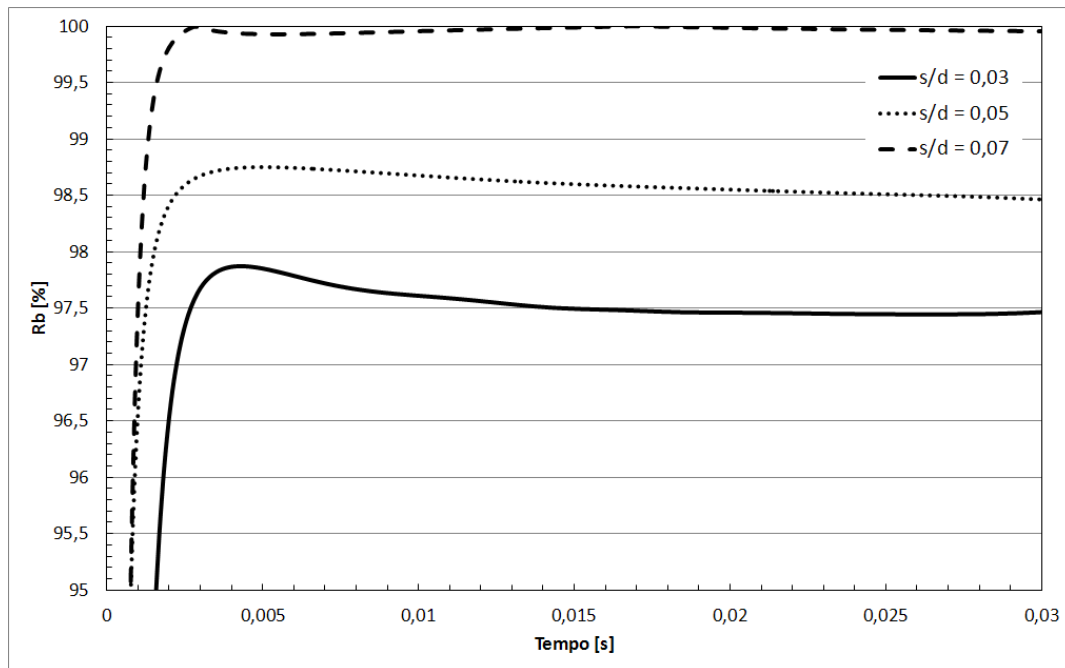
São apresentados a seguir, nas Figuras 4.19 e 4.20, a evolução temporal das razões de bloqueio, e nas Fig. 5.21 e 5.22, a evolução temporal das normas L2, para  $Re = 500$  e  $Re = 1500$ , respectivamente.

O refinamento da malha não implicou em melhorias nos valores da razão de bloqueio e da norma L2 para  $s/d = 0,03$ , indicando que o passo de tempo é o principal parâmetro de influência na qualidade da modelagem da fronteira imersa.

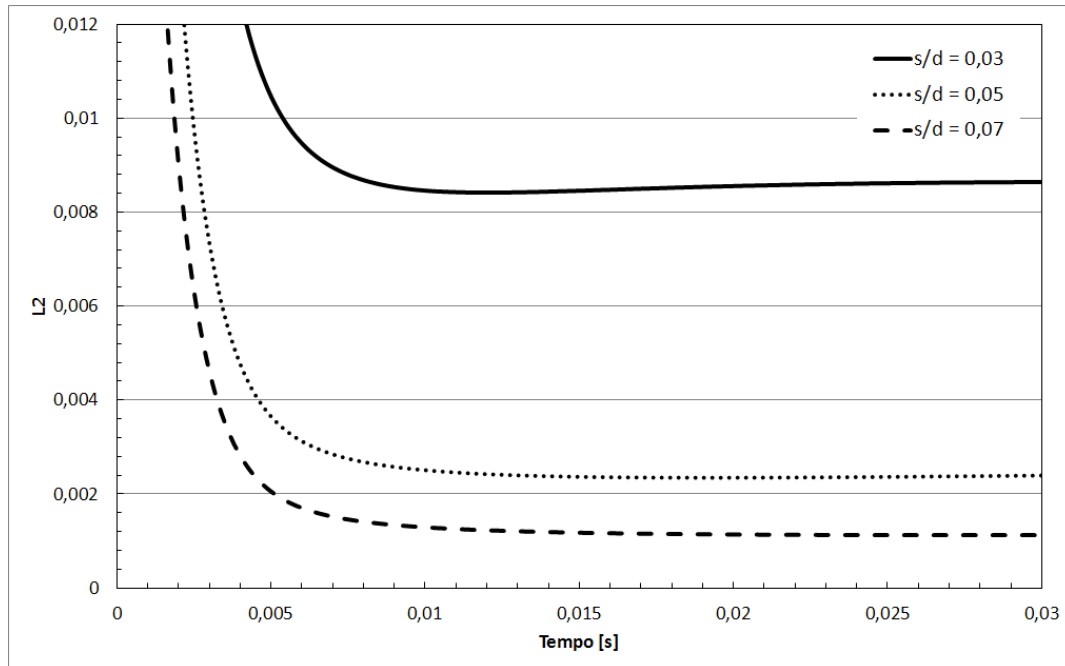
Foi observado que melhores resultados para a razão de bloqueio e norma L2 são obtidos quanto maior o espaçamento s/d. Salienta-se que, quanto menor o espaçamento s/d maior será o estrangulamento do escoamento, com um aumento significativo da velocidade do escoamento na região do difusor. Desta maneira, a modelagem da presença de uma fronteira imersa é dificultada, com a necessidade de um refinamento temporal maior, a fim de refinar o cálculo do campo de força euleriano.



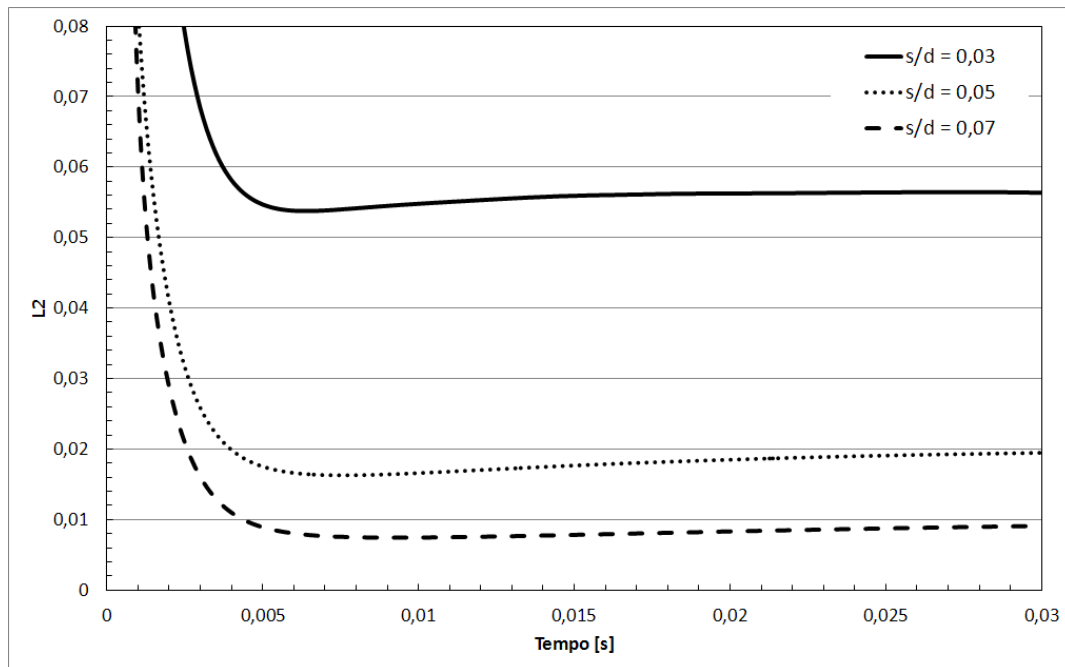
**Figura 4.19:** Razão de bloqueio para  $Re = 500$ , para as aberturas estudadas.



**Figura 4.20:** Razão de bloqueio para  $Re = 1500$ , para as aberturas estudadas.



**Figura 4.21:** Normas L2 para  $Re = 500$ , para as aberturas estudadas.



**Figura 4.22:** Normas L2 para  $Re = 1500$ , para as aberturas estudadas.

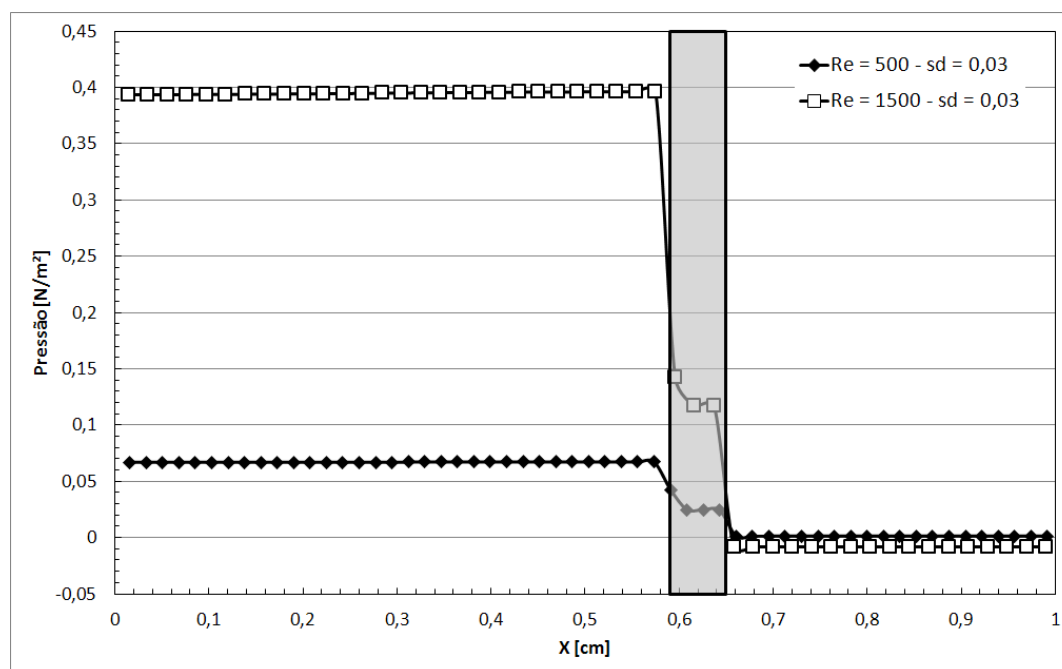
Uma importante observação deve ser feita sobre acoplamento entre a metodologia e o problema do difusor radial.

Nas visualizações dos campos de pressão, pode-se observar que o campo de pressão externo à fronteira imersa possui valores bastante superiores em relação ao campo no interior da palheta, implicando em um grande gradiente de pressão através de fronteira imersa.

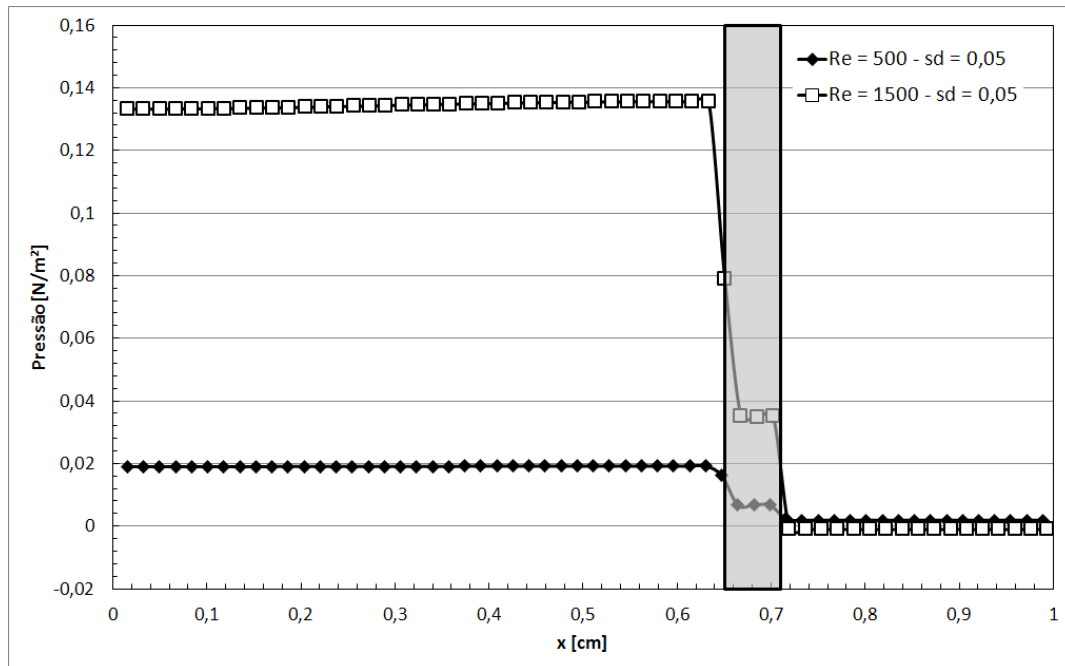
A fim de determinar a influência do gradiente de pressão através da fronteira, foram obtidos os perfis de pressão axial para a posição  $r = 0,5$  cm. Os perfis são comparados considerando os número de Reynolds simulados para cada espaçamento, os quais são apresentados nas Figs. 4.23 a 4.25.

Em geral, pode-se observar que para todos o casos que a pressão cai bastante dentro da fronteira imersa. Nota-se também para todos os casos que acima da palheta a pressão atinge um patamar médio de 0, indicando que nesta região o escoamento não é diretamente influenciado por nenhum dos parâmetros avaliados nas simulações.

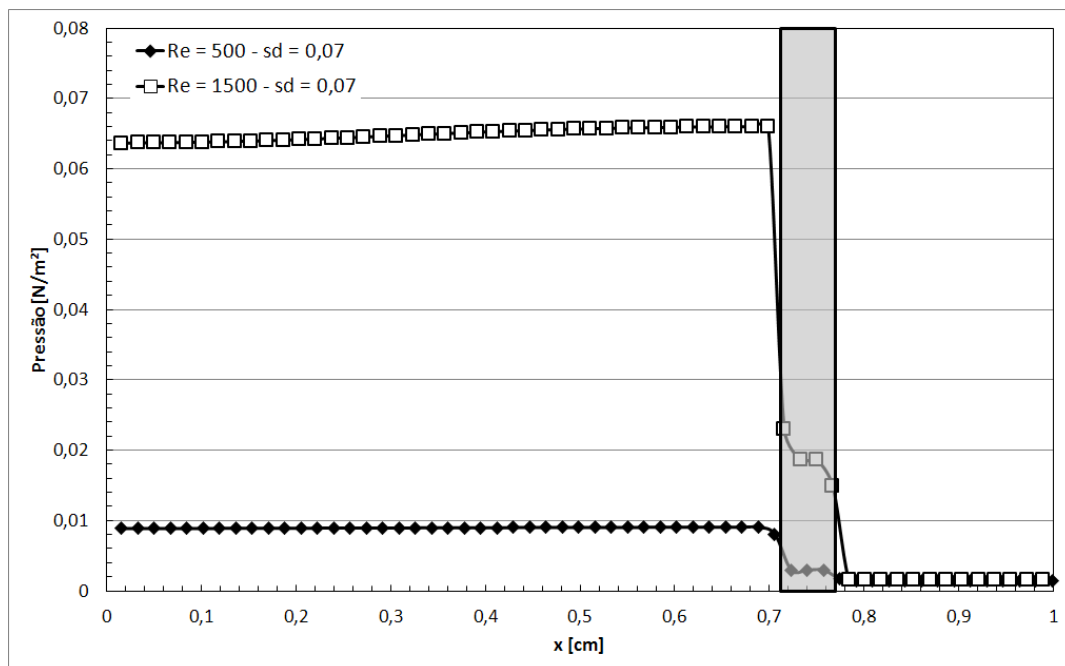
As diferenças de pressão entre o campo de escoamento abaixo e dentro da fronteira são maiores quanto maior o número de Reynolds e quanto menor o espaçamento entre discos. As diferenças entre os gradientes de pressão dos números de Reynolds simulados são significativas para todos o espaçamento avaliados.



**Figura 4.23:** Perfis de pressão axial,  $s/d = 0,03$ .

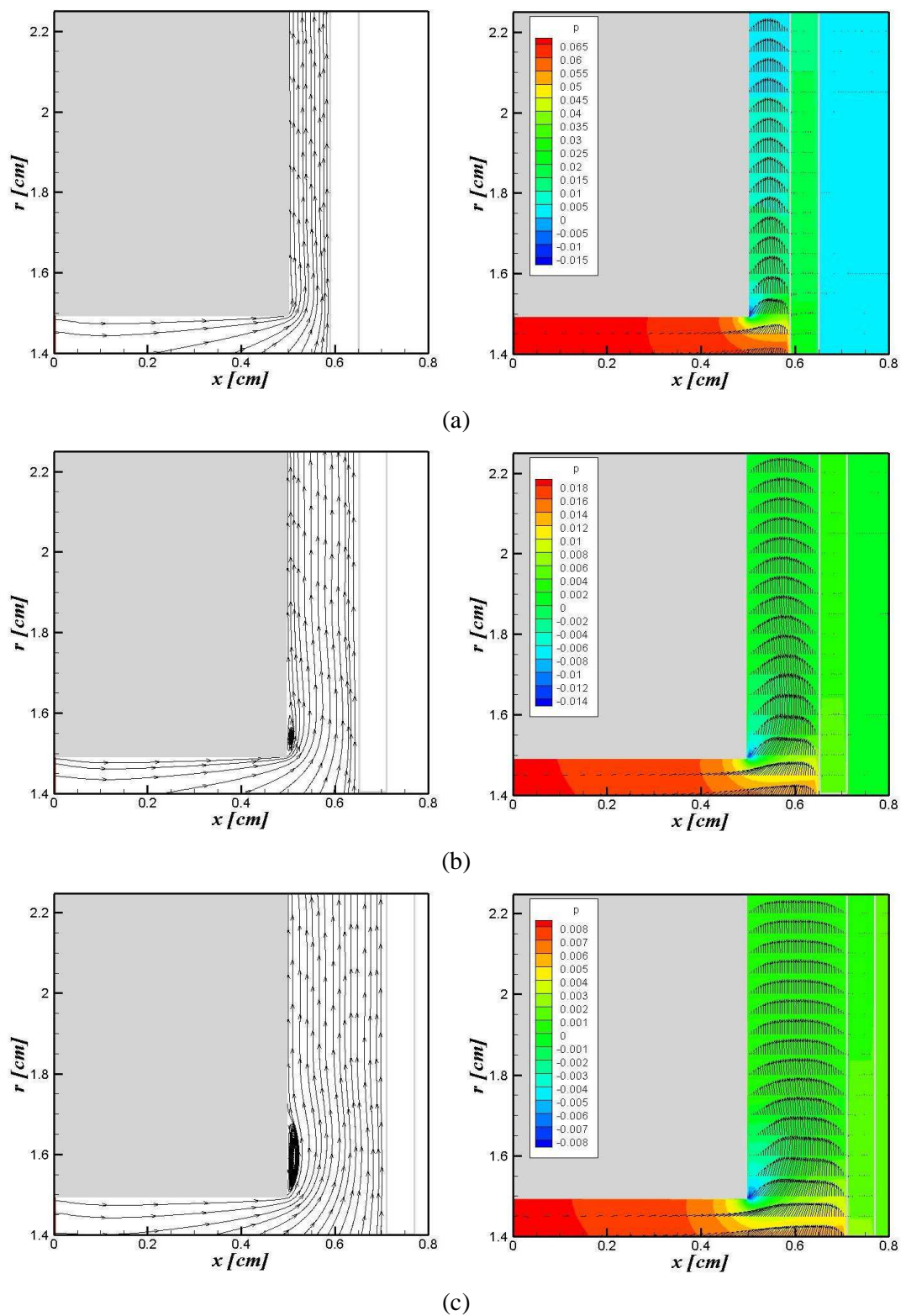


**Figura 4.24:** Perfis de pressão axial,  $s/d = 0,05$ .



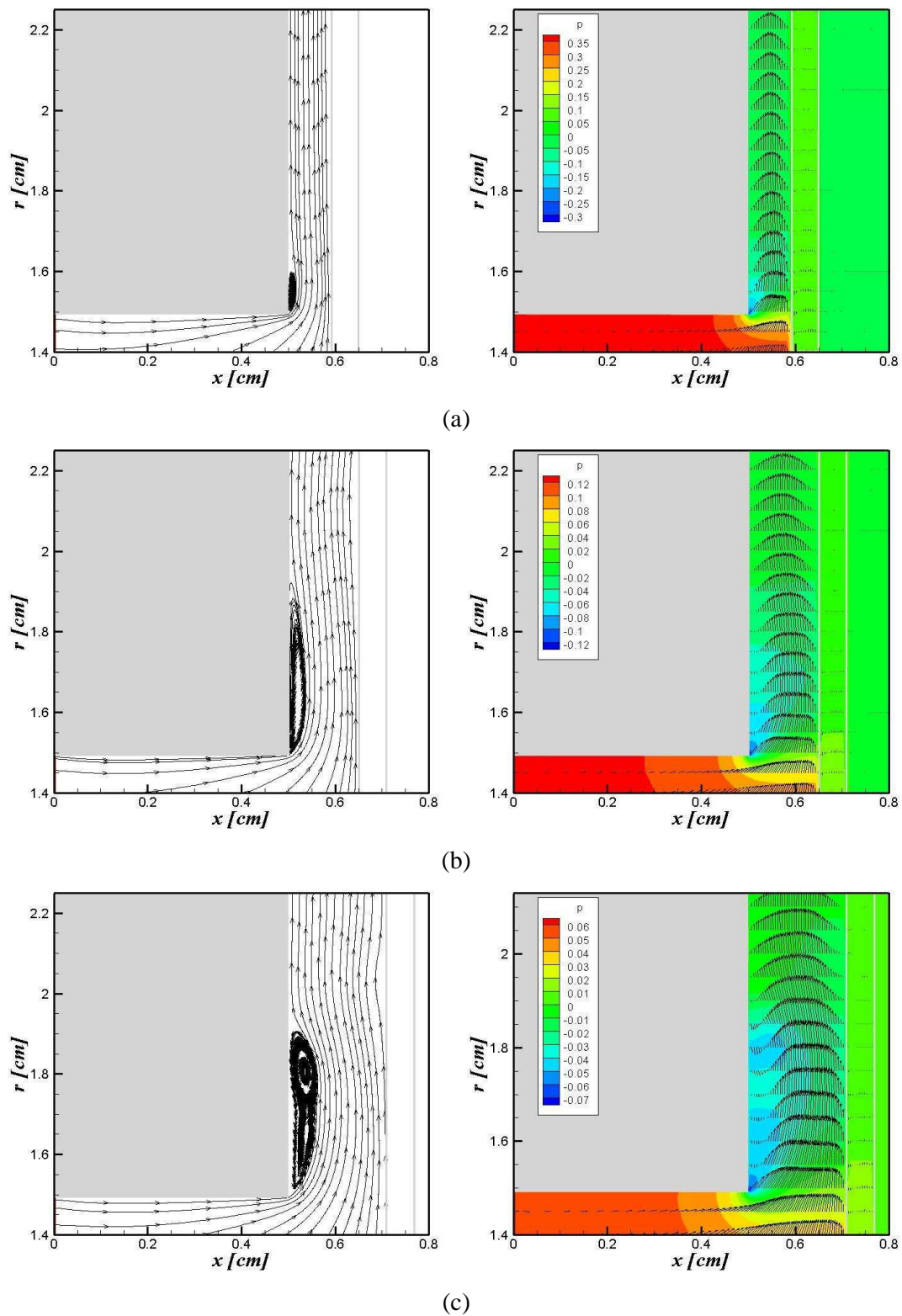
**Figura 4.25:** Perfis de pressão axial,  $s/d = 0,07$ .

Na prática, o gradiente de pressão atua como uma fonte de quantidade de movimento. Um elevado gradiente de pressão dificulta o reconhecimento de fronteira, sendo necessário um cálculo eficaz do campo de força euleriano para atuar contra esses elevados gradientes.



**Figura 4.26:** Linhas de corrente e campos de pressão com mapas de vetores velocidades para (a)  $s/d=0,03$ , (b)  $s/d=0,05$  e (c)  $s/d=0,07$ , para  $Re=500$ .





**Figura 4.27:** Linhas de corrente e campos de pressão com mapas de vetores velocidades para (a)  $s/d=0.03$ , (b)  $s/d=0.05$  e (c)  $s/d=0.07$ , para  $Re=1500$ .

Entre os principais objetivos em simular outros espaçamentos  $s/d$ , está o acompanhamento do desenvolvimento da recirculação na entrada do difusor. Segundo Ferreira e Driessen (1986), o incremento deste parâmetros incide em comprimentos de separação do escoamento maiores e, conseqüentemente, o aparecimentos de recirculações maiores na entrada do difusor. Esse padrão é apresentado acima nas Figuras 4.26 e 4.27, para  $Re = 500$  e  $Re = 1500$ , respectivamente, através da visualização das linhas de corrente e mapas de vetores velocidades para o detalhe da região da entrada do difusor.

Nota-se, para  $Re = 500$  e  $s/d = 0,03$ , que não há presença de descolamento, este se desenvolve e evolui conforme o espaçamento  $s/d$  é incrementado. Para  $Re = 1500$  observa-se a presença de recirculações desde  $s/d = 0,03$ , sendo que para este número de Reynolds, as recirculações observadas são significativamente maiores em relação às recirculações observadas para  $Re = 500$ , um comportamento fisicamente consistente, uma vez que um campo de velocidades maior implica em um maior descolamento da camada limite.

### 4.3 Validação com resultados Experimentais

Visando avaliar sob uma outra ótica a metodologia de fronteira imersa aplicada à modelagem da válvula, foram realizadas comparações com dados provenientes de estudos experimentais. Para este fim foram utilizados os resultados experimentais de Gasche (1992) para o difusor concêntrico, sendo estes com razão de diâmetros  $D/d = 3,0$ , o dobro da empregada anteriormente, e números de Reynolds de 1491, com  $s/d = 0,03$ , 1563,45 e 2032, ambos com  $s/d = 0,025$ .

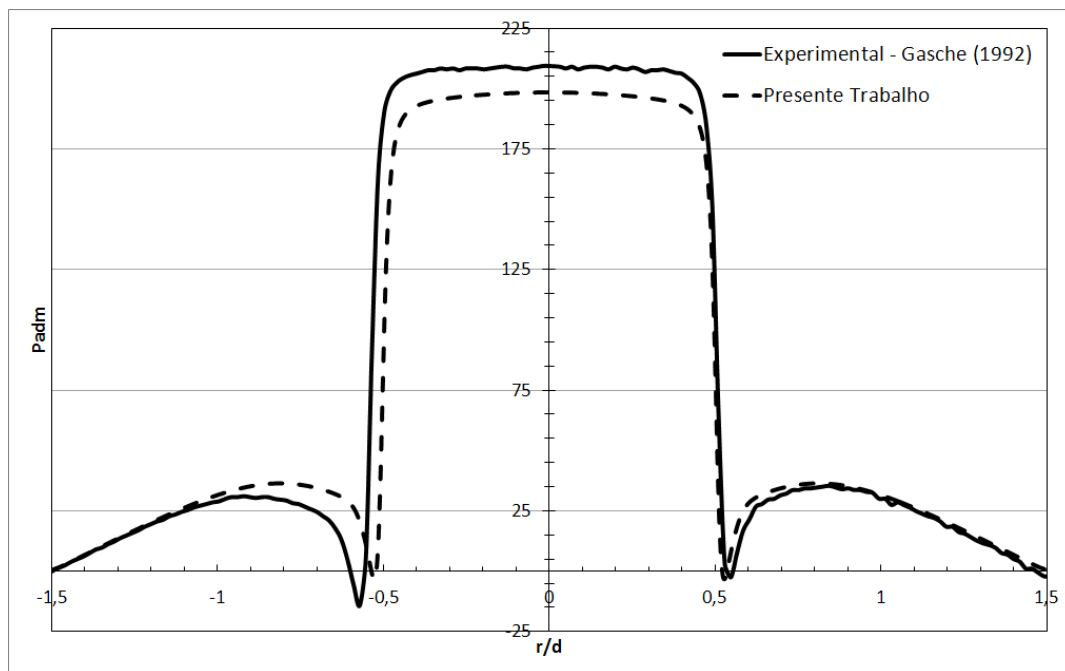
As simulações foram configuradas em função da experiência obtida com a validação do modelo com resultados unicamente numéricos. O passo de tempo adotado é  $10^{-7}$  s com o método de interpolação Power-law. Exceto pela relação  $D/d$  maior, implicando em um domínio mais extenso na direção radial, e pelas diferentes relações  $s/d$ , foram utilizados os mesmos parâmetros geométricos na determinação do domínio de cálculo.

O parâmetro de refinamento de malha foi arbitrado em  $NVOLS = 12$ , resultando em uma malha de  $112 \times 820$  elementos para o caso com  $s/d = 0,03$  e de  $135 \times 1017$  elementos para os casos com  $s/d = 0,025$ , totalizando 91840 e 137295 volumes, respectivamente.

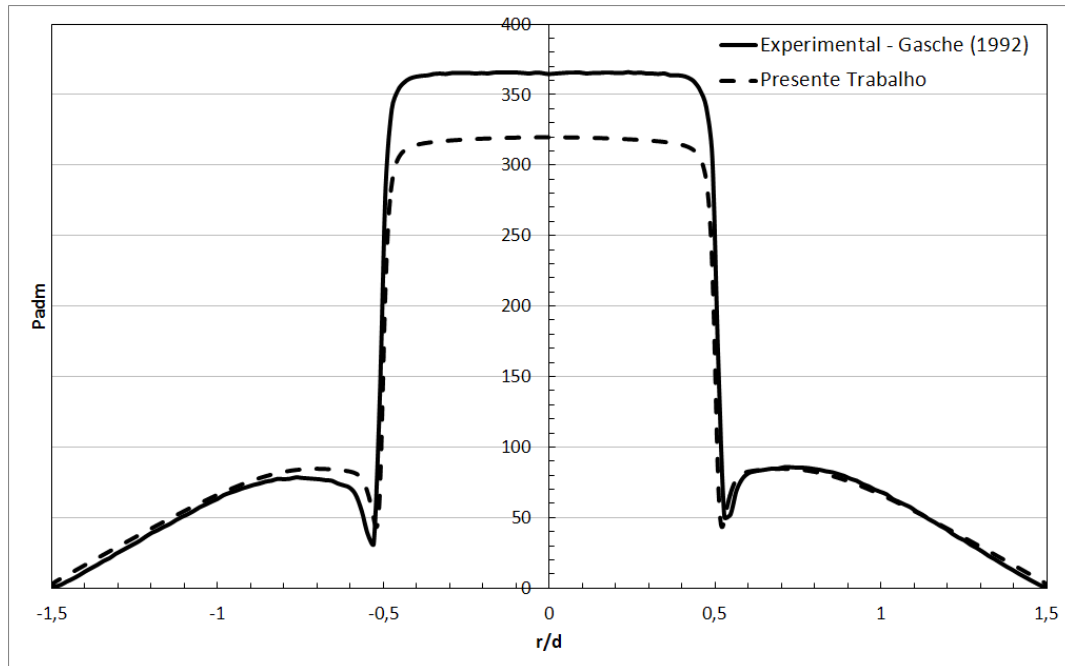
O perfis de pressão adimensional obtidos são apresentados nas Figs. 4.28 a 4.30. Devida à fonte de dados experimentais ser um estudo tridimensional do problema, os perfis de

pressão adimensional obtidos no presente trabalho foram espelhados em relação ao eixo coordenado a fim de realizar uma comparação completa com os dados experimentais de Gasche (1992).

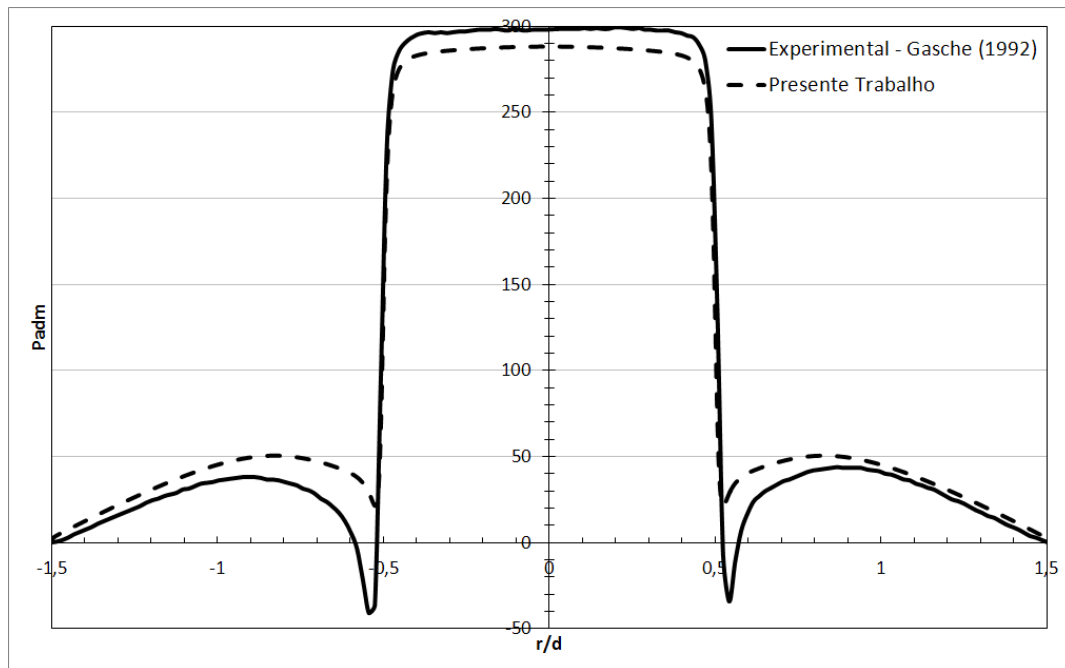
Pode-ser notar que os perfis obtidos concordam bem com os dados experimentais de Gasche (1992), embora a malha utilizada seja grosseira. Para os casos de  $Re = 1491$  e  $Re = 1563,45$ , nota-se uma boa concordância na região dos grandes gradientes de pressão, com diferenças mais significativas na região do patamar de pressão, especialmente para  $Re = 1563,45$ . Para  $Re = 2032$  há melhor concordância na região do patamar de pressão, no entanto, a região dos elevados gradientes de pressão não é captada com a mesma eficácia, principalmente por não ser verificada a existência de pressões negativas.



**Figura 4.28:** Perfil de pressão para  $Re = 1491$  e  $s/d = 0,03$ .



**Figura 4.29:** Perfil de pressão para  $Re = 1563.45$  e  $s/d = 0,025$ .



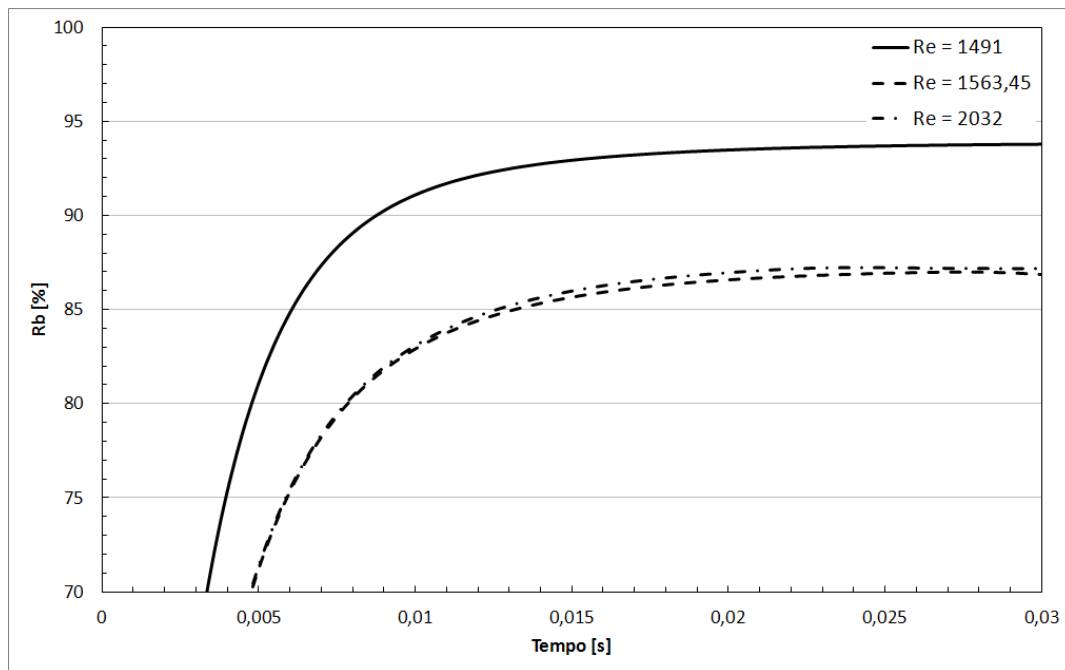
**Figura 4.30:** Perfil de pressão para  $Re = 2032$  e  $s/d = 0,025$ .

A evolução temporal da razão da bloqueio e da norma L2 obtidas para a relação  $D/d = 3,0$  apresentam resultados significativamente inferiores em relação aos casos simulados

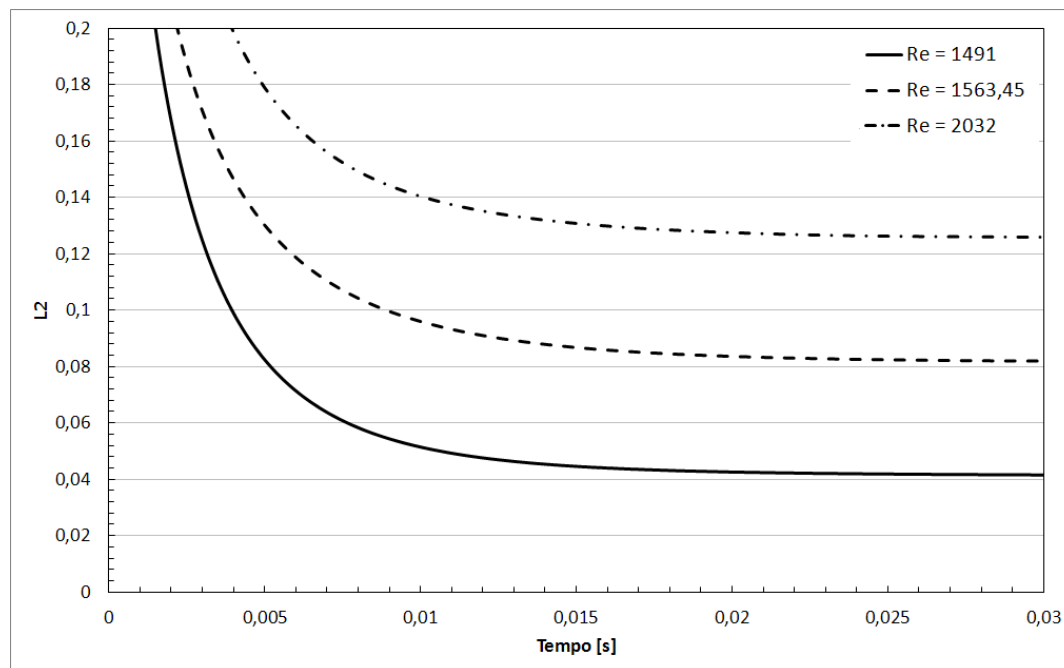
com a relação  $D/d = 1,5$ , tanto no que se refere ao patamar alcançado quanto no tempo de simulação necessário para atingir esse patamar.

Na Figura 4.31 é apresentada a evolução temporal da razão de bloqueio. Nota-se claramente que os patamares são distantes de um bloqueio total de fluxo de massa através da fronteira. Para os caso com  $Re = 1563,45$  e  $Re = 2032$ , onde  $s/d = 0,025$ , a evolução temporal é praticamente idêntica, no entanto, o patamar de bloqueio não chega a alcançar 90 % de bloqueio de massa, ao contrário do caso  $Re = 1491$ , com  $s/d = 0,03$ .

A evolução temporal da norma L2 (Fig. 4.32), apresenta um comportamento interessante para os casos simulados. Elas evoluem para patamares diferentes, no entanto, ao longo de todo o processo se mantêm praticamente paralelas. A correlação entre o número de Reynolds simulado e o patamar da norma L2 alcançado é o mesmo observado nos casos com  $D/d = 1,5$ : quanto maior o número de Reynolds, maior o campo de velocidades e conseqüentemente maior a dificuldade em se obter bons valores para a normas L2



**Figura 4.31:** Evolução temporal da razão de bloqueio,  $D/d=3,0$ .



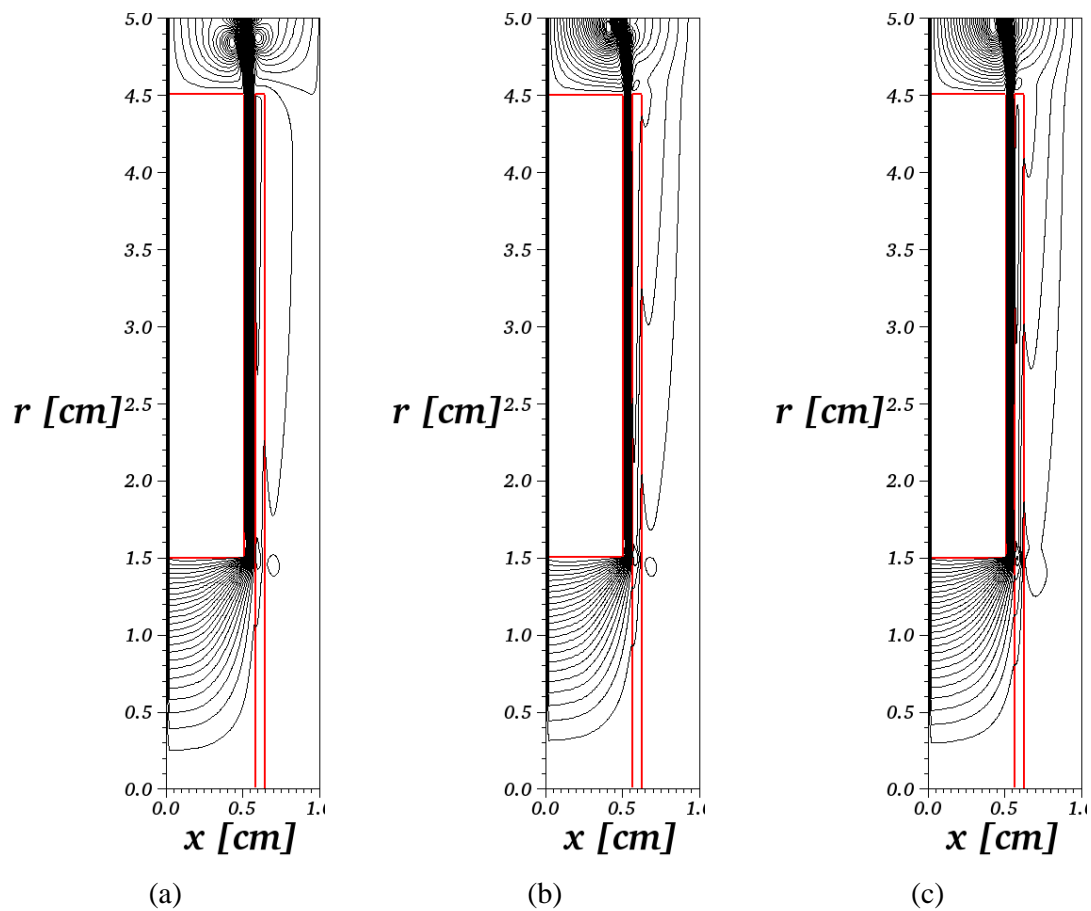
**Figura 4.32:** Evolução temporal da norma L2,  $D/d=3,0$ .

O tempo físico de simulação necessário para atingir os patamares estáveis, ou como referido anteriormente, tempo para reconhecimento de fronteira, é consideravelmente maior, necessitando de aproximadamente 0,01 segundos, enquanto para os caso com  $D/d = 1,5$  menos de 0,005 segundos são necessários.

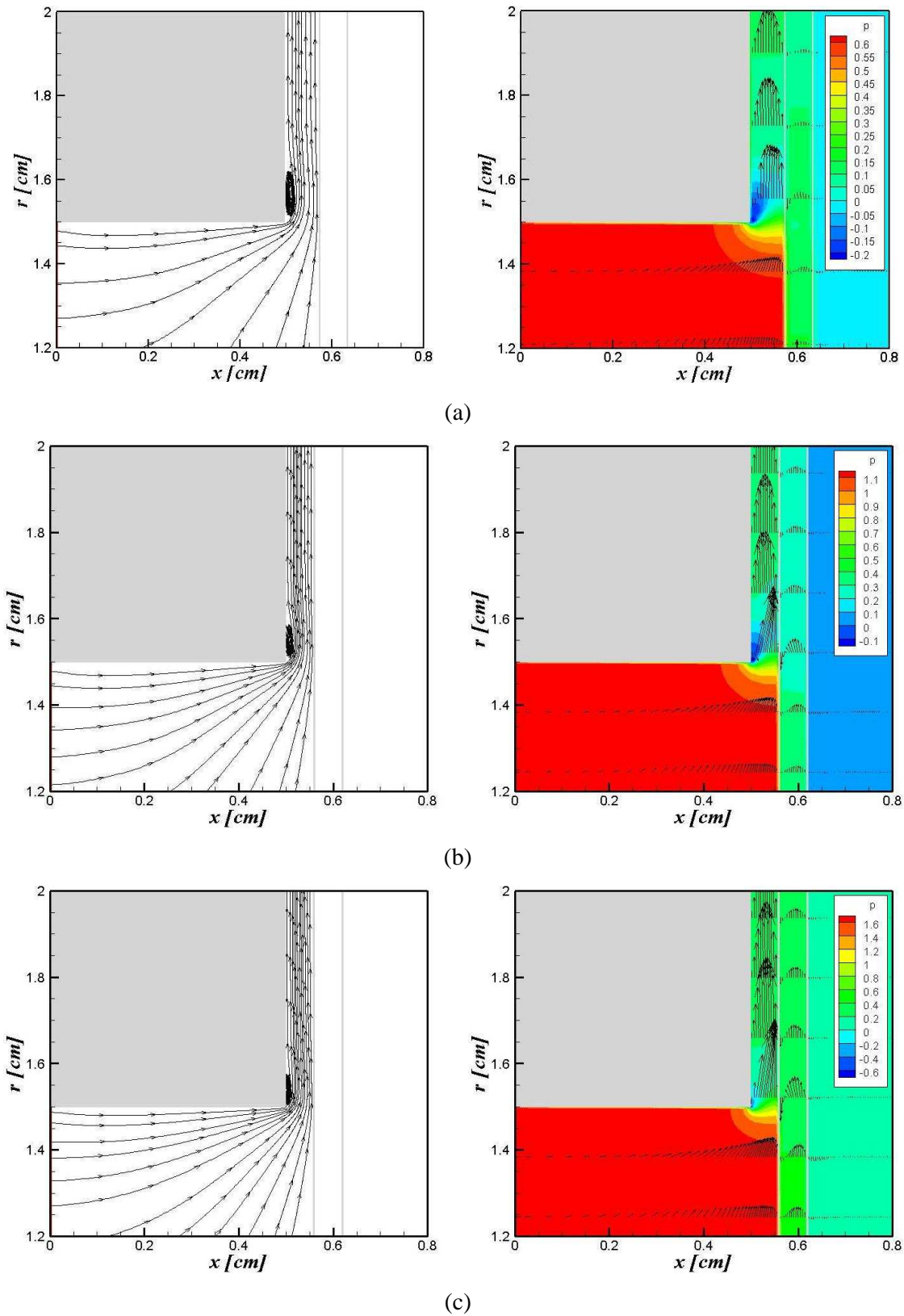
A visualização do escoamento por meio da técnica de linhas de corrente, apresentada na Fig. 4.33, permite observar melhor a questão da passagem de massa através da fronteira.

É evidente a passagem de um número maior de linhas de corrente pela fronteira imersa para os casos de relação  $D/d = 3,0$ , quando comparados com os casos de relação  $D/d = 1,5$ , principalmente na região do orifício, que é mais crítica. No entanto, observa-se que a passagem de linhas de corrente se dá por toda a extensão da palheta, ou seja, uma extensão maior da fronteira imersa implica em uma área maior de perda de massa.

Nos casos onde a relação  $s/d = 0,025$ , o comportamento das linhas de corrente que atravessam a fronteira imersa é bastante semelhante, com um padrão global de escoamento bastante próximo.



**Figura 4.33:** Linhas de corrente para: (a)  $Re = 1491$ , (b)  $Re = 1563.45$  e (c)  $Re = 2032$ .



**Figura 4.34:** Linhas de corrente e campos de pressão com mapas de vetores velocidades para: (a)  $Re = 1491$ , (b)  $Re = 1563,45$  e (c)  $Re = 2032$ .



Na Figura 4.34, acima, são apresentados detalhes do escoamento na região da entrada do difusor, onde normalmente se desenvolvem as recirculações, através da visualização por linhas de corrente e mapas de vetores de velocidades sobrepostos aos campos de pressão.

Pode-se observar o desenvolvimento de recirculações nessa região e, conseqüentemente, o surgimento de regiões de pressão negativa. Embora a malha seja grosseira, as visualizações apresentam os padrões de escoamento naturalmente observados nesse problema.

Os resultados aqui apresentados para relações de diâmetros maiores, através dos análises qualitativa e quantitativa, indicam claramente a necessidade de refinamento dos parâmetros de simulação, sendo estes: a malha na região do difusor, para captar melhor os padrões de escoamento complexos, e do passo de tempo adotado, o qual influi no cálculo do campo de força euleriano, responsável pela modelagem da presença da interface, e também, para um reconhecimento de fronteira mais rápido.

#### 4.4 Recursos computacionais utilizados nas simulações

Esta sessão é destinada unicamente à discussão do uso dos recursos computacionais nas simulações realizadas, uma vez que foi observado que o tempo de CPU necessário para o computo dos casos estudados foi bastante alto.

Foram utilizados para os casos com  $D/d = 1.5$  computadores com processador AMD Athlon 64 X2 com 3.0 Ghz e memória RAM de 3.0 Gb com barramento de 800 Mhz. A seguir são apresentados os tempos de CPU necessários para as simulações considerando os refinamentos da malha espacial e temporal:

- NVOLS = 10 –  $dt = 10^{-6}$  – Tempo total de CPU = 12,8 horas.
- NVOLS = 10 –  $dt = 10^{-7}$  – Tempo total de CPU = 128,8 horas.
- NVOLS = 15 –  $dt = 10^{-7}$  – Tempo total de CPU = 245,4 horas.

Como pode ser observado nas simulações com NVOLS = 10, um decremento em 10x do passo de tempo resultou em um incremento igual do tempo total de CPU. Para este caso e com  $dt = 10^{-7}$  foram necessárias 128,8 horas para computo das simulações, o que pode

ser considerado, para uma abordagem bidimensional com malha grosseira, um dispêndio computacional significativo.

O emprego de uma malha mais refinada (NVOLS = 15) e passo de tempo  $dt = 10^{-7}$  resultaram em praticamente 10 dias de simulação.

É importante ressaltar que os tempos físicos simulados foram diferentes para NVOLS = 10 e NVOLS = 15, uma vez que para o segundo refinamento de malha utilizado foi analisado o tempo físico em que se alcança o regime de escoamento plenamente desenvolvido. No entanto, uma permuta básica revela que a solução de cada passo de tempo utilizando NVOLS = 15 é 3,2x mais demorado que para NVOLS = 10, uma diferença considerável.

Para os casos com  $D/d = 3.0$  foram utilizados computadores AMD Phenom 64 com 2.4 Ghz e memória RAM de 4 Gb com barramento de 800 Mhz. Os tempos de CPU são apresentados a seguir para os casos simulados:

- NVOLS = 12 –  $s/d = 0.030$  –  $dt = 10^{-7}$  - Tempo total de CPU = 601,7 horas.
- NVOLS = 12 –  $s/d = 0.025$  –  $dt = 10^{-7}$  - Tempo total de CPU = 948,3 horas.

Nota-se tempos de CPU bastante elevados para os casos com relação de diâmetro  $D/d = 3.0$ . Com praticamente 25 e 39 dias de simulação necessários para os casos com  $s/d = 0,030$  e  $s/d = 0,025$ , respectivamente. Isso se deve a enorme diferença entre as malhas computacionais empregadas para discretizar os domínios de cálculo para as relações  $D/d = 1,5$  e  $D/d = 3,0$ .

O grande esforço computacional necessário para a conclusão das simulações se deve principalmente ao pelo método de fronteira imersa, o qual exigiu configurações específicas para as malhas espaciais e temporais.

A malha espacial é bastante limitada no que se refere à configuração empregada, uma vez que o uso da função distribuição/interpolação deve ser feito com malha uniforme e, como já mencionado anteriormente, devido à grande extensão da palheta em relação ao domínio de cálculo, resulta em um sistema linear extenso a ser resolvido.

O passo de tempo pequeno, utilizado para refinar o cálculo do campo de força euleriano, gera um grande número de instantes de tempo a serem resolvidos. No entanto, o elevado refinamento temporal proporcionou uma convergência acelerada nos cálculos de todos os casos, necessitando em média de 1 iteração na varredura do método SIMPLEC.

## 4.5 Conclusões

Neste capítulo foram apresentados os resultados de validação obtidos ao modelar a palheta do difusor radial através do Método de Fronteira Imersa com Modelo Físico Virtual. Para este fim, os resultados obtidos foram validados com dados provenientes de estudos numéricos e experimentais.

Inicialmente, a validação foi baseada na comparação com dados numéricos provenientes de simulações feitas com a metodologia tradicional de imposição direta de condições de contorno. Nesta etapa, foram também realizadas a avaliação da influência de parâmetros referentes ao método numérico na qualidade final dos resultados, tais como: passo de tempo, esquema de interpolação espacial e refinamento de malha.

A informação mais relevante obtida foi a observação de uma forte dependência entre o passo de tempo empregado e o cálculo do campo de força euleriano pelo Método de Fronteira Imersa. Este estudo foi feito utilizando dois passos de tempo com diferença de uma ordem de grandeza entre estes, sendo constatado que o refinamento de malha temporal incrementa significativamente a precisão do cálculo do campo de força euleriano, o que motivou o uso do passo de tempo mais refinado nas simulações subsequentes.

O refinamento de malha apresentou o comportamento esperado ao melhorar a qualidade dos resultados, no entanto, neste estudo foi constatada uma limitação em relação ao refinamento da malha por questões de uso de recursos computacionais. Isto se deve à função distribuição/interpolação empregada no Modelo Físico Virtual, a qual demanda o uso de uma malha uniforme nas proximidades da fronteira imersa e, conseqüentemente, resultando em um grande número de elementos na malha empregada no presente estudo, uma vez que a palheta ocupa uma grande extensão do domínio no sentido radial. Este padrão de limitação com a malha é reportado por Roma, Peskin e Berger (1999), onde o uso de malhas cartesianas convencionais estende o nível de refinamento ao restante do domínio, encarecendo muito a solução

As restrições referentes as malhas espaciais e temporais acarretaram em elevados tempos de CPU, que se revelaram ainda mais custosos na validação do modelo com dados provenientes de estudos experimentais, pois a relação de diâmetros empregada é maior, gerando uma malha computacional mais extensa.

A experiência obtida com o presente estudo revelou que a introdução dos termos forçantes, calculados pelo MFI/MFV, não gerou dificuldades de convergência,

correspondendo as observações de Newren et al. (2006), de que métodos de fronteira imersa são estáveis. Destaca-se também que nas simulações realizadas foram observadas convergências quase instantâneas e resíduos de massa da ordem de  $10^{-12}$ .

De uma maneira geral, os resultados apresentaram uma boa concordância com as referências utilizadas, indicando que o MFI/MFV é viável para a aplicação em estudos de escoamento em válvulas de compressores.

## CAPÍTULO 5 - MOVIMENTO ARTIFICIAL DA PALHETA

### 5.1 Introdução

Neste capítulo, são apresentados os estudos referentes aos efeitos do movimento da palheta no escoamento através do difusor radial.

Este primeiro estudo modelando o movimento de palheta através do MFI/MFV foi realizado utilizando o movimento artificial da palheta, prescrevendo o movimento pela imposição de uma velocidade de deslocamento.

### 5.2 Influência da Velocidade de Deslocamento da Palheta.

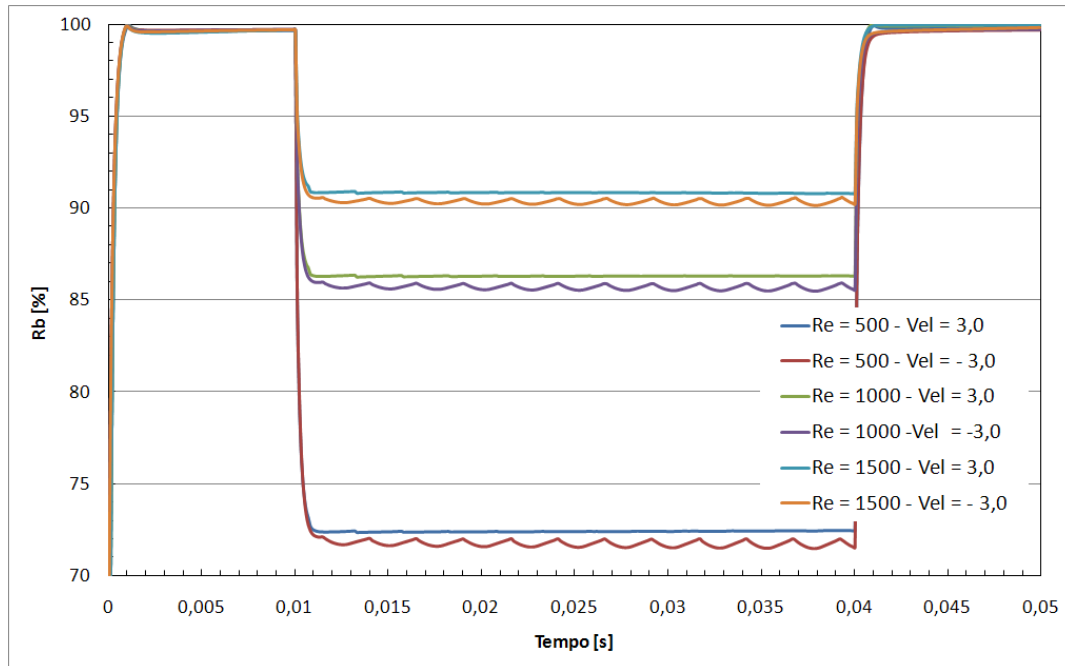
Os primeiros estudos com movimentação de palheta foram conduzidos de maneira a identificar possíveis dificuldades de reconhecimento de fronteira, uma vez que o escoamento na presença de fronteiras móveis é significativamente mais complexo do que na presença de fronteiras estáticas.

Para este fim, o movimento da palheta foi imposto com velocidade constante e de maneira simplificada, onde os processos de abertura e fechamento foram modelados em simulações independentes. Para avaliar o reconhecimento de fronteira foi utilizada a relação de diâmetro  $D/d = 1,5$  com a distância entre discos variando na faixa de  $0,07 < s/d < 0,10$ . A malha computacional utilizada foi baseada no parâmetro NVOLS igual a 20, considerando a distância  $s/d=0,07$ , nesta configuração a dimensões da malha são de  $93 \times 338$  volumes, totalizando 31434 elementos. O passo de tempo utilizado é de  $10^{-7}$  s.

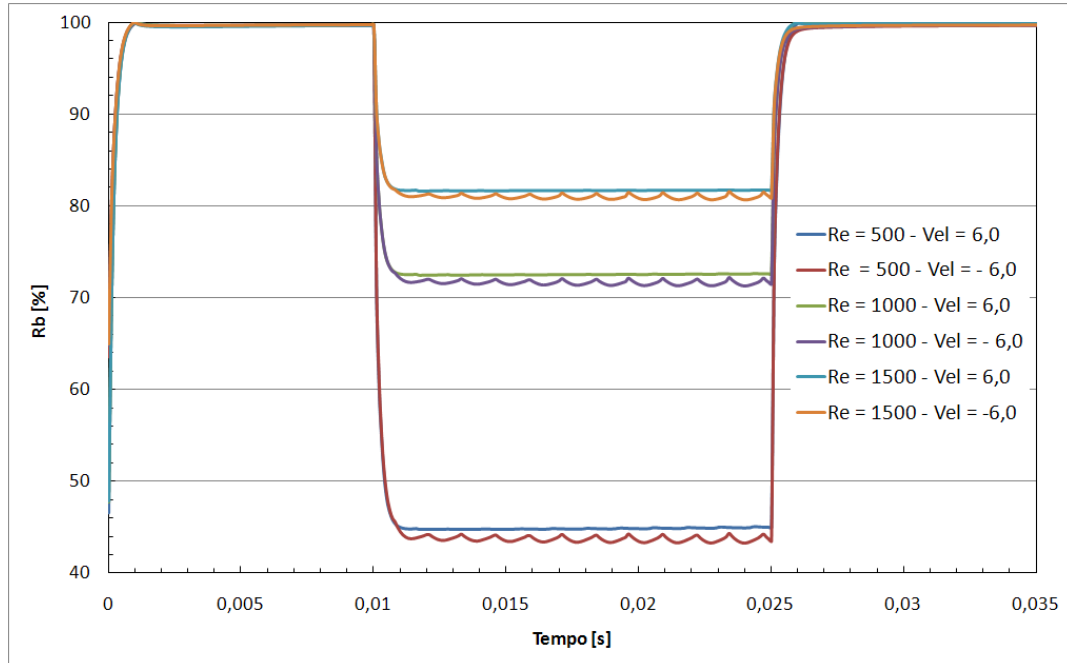
Em relação aos parâmetros do escoamento, foram utilizadas as seguintes configurações: duas velocidades de deslocamento para palheta (Vel), 3 e 6 cm/s e três valores de Reynolds de entrada, 500, 1000 e 1500.

Os processos de abertura e fechamento são inicializados após 0,01 s de simulação do escoamento, a fim de se obter um campo de velocidades suficientemente desenvolvido para calcular o campo de força euleriano.

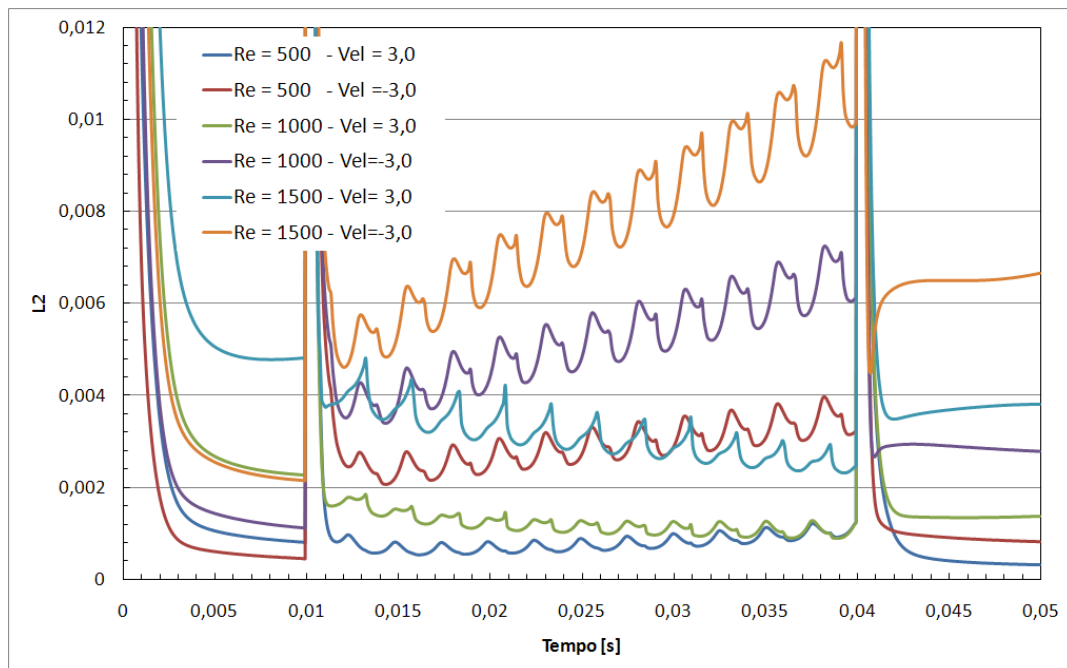
Os resultados obtidos são apresentados na forma de razão de bloqueio de massa e norma L2. Nas Figuras 5.1 e 5.2 são apresentadas a evolução temporal da razão de bloqueio de massa, e nas Figs. 5.3 e 5.4 são apresentadas a evolução temporal das normas L2, para Vel igual a 6,0 e 3,0 cm/s, respectivamente.



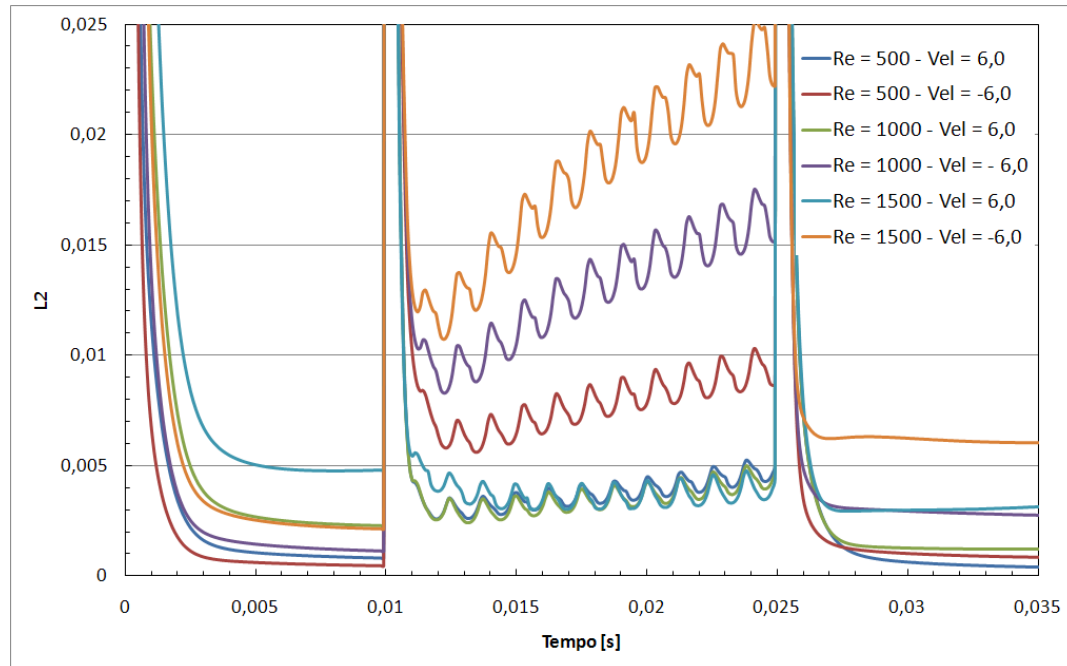
**Figura 5.1:** Evolução temporal da razão de bloqueio de massa para Vel = 3,0.



**Figura 5.2:** Evolução temporal da razão de bloqueio de massa para Vel = 6,0.



**Figura 5.3:** Evolução temporal da norma L2 para Vel = 3,0.



**Figura 5.4:** Evolução temporal da norma L2 para Vel = 6,0.

Como esperado, o deslocamento da fronteira introduz perdas significativas de reconhecimento de fronteira, sendo que em nenhum dos casos simulados foram atingidos patamares de razão de bloqueio de massa próximos de 100%, durante o movimento.

A velocidade imposta para o deslocamento da palheta se revelou como o parâmetro mais influente, com os melhores patamares de razão de bloqueio e de normas L2 obtidos com Vel = 3,0 cm/s, ou seja, a fronteira é melhor modelada quanto menor for a velocidade de deslocamento.

Importantes observações devem ser feitas a respeito da evolução temporal dos parâmetros avaliados. Foram observadas oscilações na evolução temporal da razão de bloqueio de massa e da norma L2, exceto para a razão de bloqueio avaliada para o processo de abertura. Estas oscilações são mais evidentes no processo de fechamento, onde a norma L2 flutua mais intensamente acompanhada de um aumento de seu valor.

A melhor performance do processo de abertura pode ser explicado das conclusões obtidas com o resultados de validação, apresentados no Capítulo 4, uma vez que quanto maior a abertura entre discos, menor é o estrangulamento do escoamento e melhor o reconhecimento de fronteira.

Em relação à influência do número de Reynolds, a evolução temporal da razão de bloqueio e das normas L2 apresentaram comportamentos bastantes diferentes. O incremento



do número de Reynolds proporcionou o incremento das normas L2, o qual é o padrão natural observado nas simulações com palheta estática, no entanto, com o incremento da razão de bloqueio de massa, comportamento contrário ao observado anteriormente.

A razão de bloqueio de massa está diretamente correlacionada com o cálculo do campo euleriano  $F_x$ , que é responsável pela imposição da condição de contorno da velocidade incidente à palheta, no caso, a componente  $u$  da velocidade. Uma razão de bloqueio de massa elevada é consequência de um campo euleriano  $F_x$  calculado de maneira precisa. Aparentemente, a dinâmica do problema com Reynolds mais altos favorece a precisão de cálculo do campo euleriano  $F_x$  quando a palheta é movimentada.

As conclusões parciais deste estudo revelam dificuldades com o reconhecimento preciso da fronteira imersa. O escoamento na presença de fronteiras móveis é caracterizado por uma característica de transiente mais elevado e, como o MFI/MFV é um método que ajusta de maneira transiente o escoamento, alguns parâmetros devem ser ajustados para incrementar a solução. A solução comumente adotada é o refinamento do passo de tempo, como observado nos resultados de validação, apresentados no Capítulo 4. No entanto, a presente modelagem com uma malha com grande número de elementos e passo de tempo bastante refinado, associado à um código computacional serial, culminou em tempos totais de simulação bastante elevados.

Os estudos aqui apresentados foram realizados em um computador com processador AMD Phenom 64 com 2,4 Ghz e memória RAM de 4 Gb com barramento de 800 Mhz. Com esse equipamento foram necessárias 225 horas de tempo de CPU para os caso com  $Vel = 3,0$  e 112,5 horas de tempo de CPU para os casos com  $Vel = 6,0$ . É importante frisar que o processo de movimento de palheta não afetou a convergência dos cálculos, a qual se manteve na mesma velocidade das simulações com palheta estática e com resíduo de massa médio da ordem de  $10^{-12}$ .

## 5.3 Movimento Completo de Palheta

### 5.3.1 Movimento com Malha Grosseira.

Nesta seção é apresentado o primeiro resultado do estudo com movimento completo de palheta.

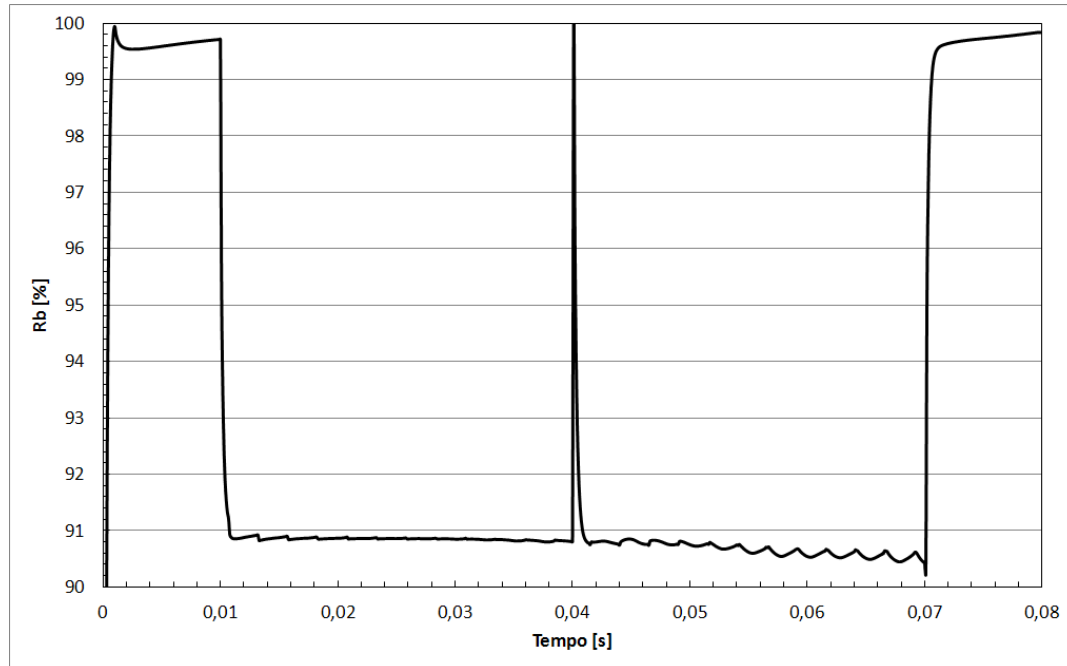
A natureza de funcionamento da válvula pode ser associada à uma função senoidal para prescrever o movimento da palheta. No entanto, o uso desta culminaria em ciclos muito longos, devido à baixa velocidade de deslocamento necessária para reconhecimento de fronteira. Foi adotado então um ciclo simplificado, onde a abertura e fechamento da válvula são prescritos com velocidades constantes, como no estudo anterior.

Para melhor reconhecimento de fronteira foi adotado um Reynolds de entrada de 1500 e  $Vel = 3,0$  cm/s. A mesma malha utilizada na simulações preliminares com movimento de palheta foi empregada neste estudo, bem como o passo de tempo.

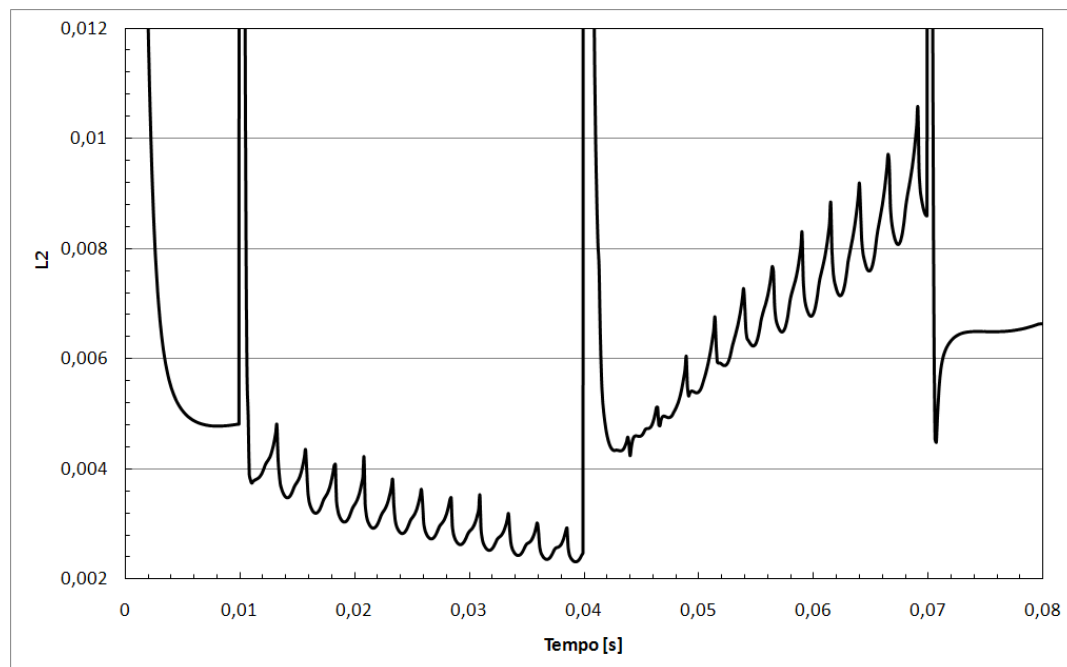
Nas Figuras 5.5 e 5.6, a seguir, são apresentadas as evoluções temporais da razão de bloqueio de massa e da norma L2.

Como observado anteriormente, a movimentação da fronteira introduz perdas significativas na qualidade dos parâmetros avaliados, bem como a evolução temporal com oscilações no valores. Também são observados três picos nas evoluções temporais, o primeiro e último estão associados ao início e fim do movimento, respectivamente, e o segundo é associado à inversão de movimento.

Pode-se notar claramente a diferença de comportamento da norma L2 nos processos de abertura e fechamento, no entanto, mesmo com oscilações a norma L2 apresentou valores razoáveis. Desconsiderando os picos, a norma L2 atingiu um valor mínimo próximo de 0,002 ao final do processo de abertura, devido ao espaçamento maior entre discos, e um máximo próximo de 0,01 ao final do processo de fechamento, valor semelhante ao obtido para simulação com fronteira estática para  $s/d = 0,07$ .

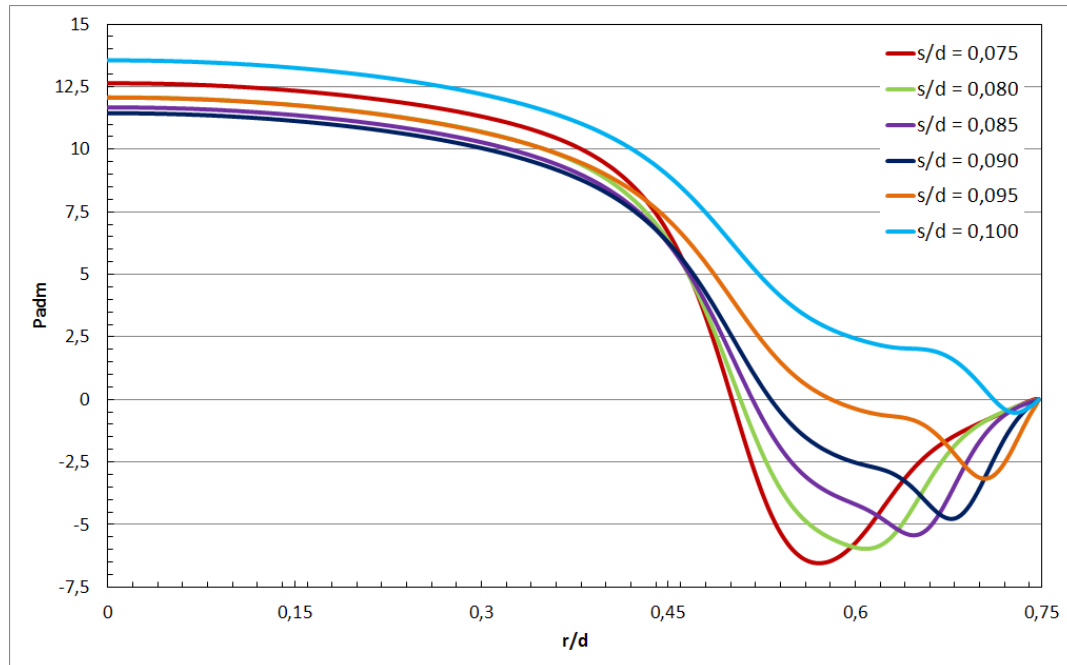


**Figura 5.5:** Evolução temporal da razão de bloqueio de massa para o movimento completo de palheta.

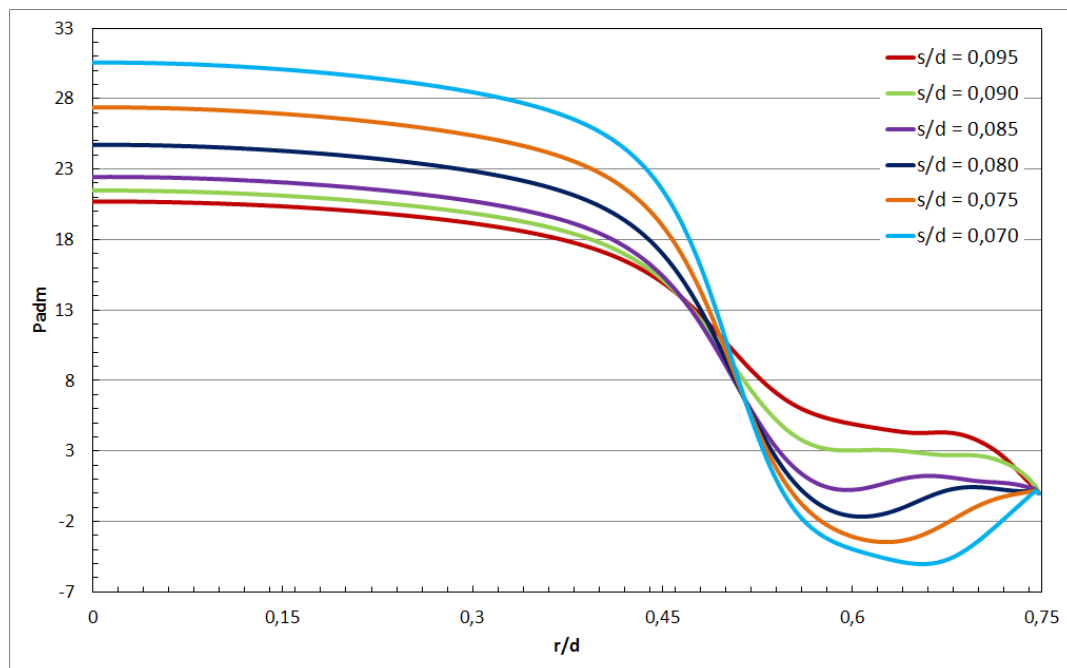


**Figura 5.6:** Evolução temporal da norma L2 para o movimento completo de palheta.

A evolução dos perfis de pressão são apresentados a seguir nas Figs. 5.7 e 5.8 para os processos de abertura e fechamento, respectivamente.



**Figura 5.7:** Perfis de pressão adimensional para a abertura da válvula.



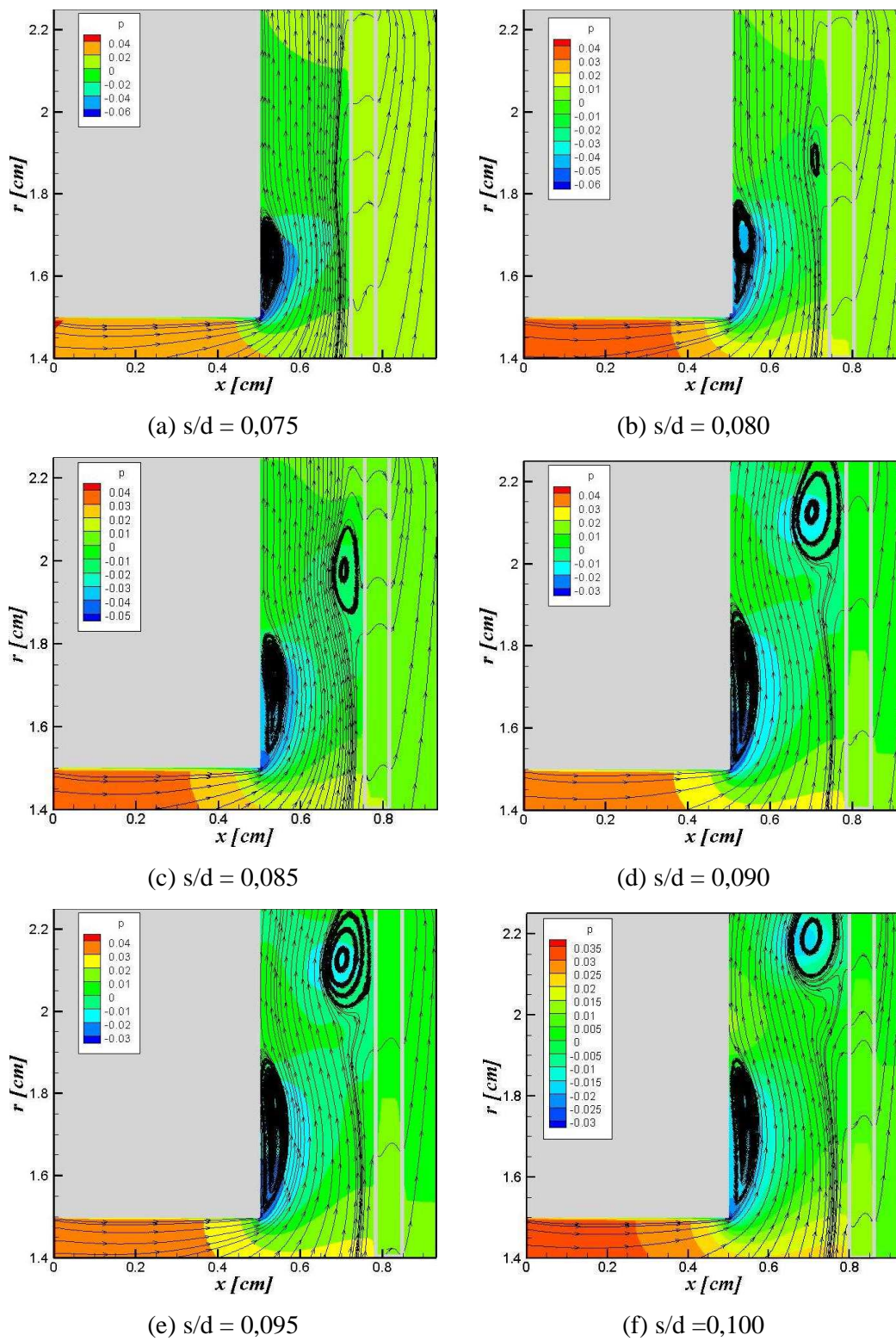
**Figura 5.8:** Perfis de pressão adimensional para o fechamento da válvula.

A evolução do patamar de pressão no processo de abertura é caracterizado por uma queda até uma relação  $s/d = 0,090$ , a partir desta abertura o patamar de pressão inverte o comportamento e tem seu valor incrementado pelo movimento de abertura, atingindo o maior valor para a máxima abertura  $s/d = 0,100$ .

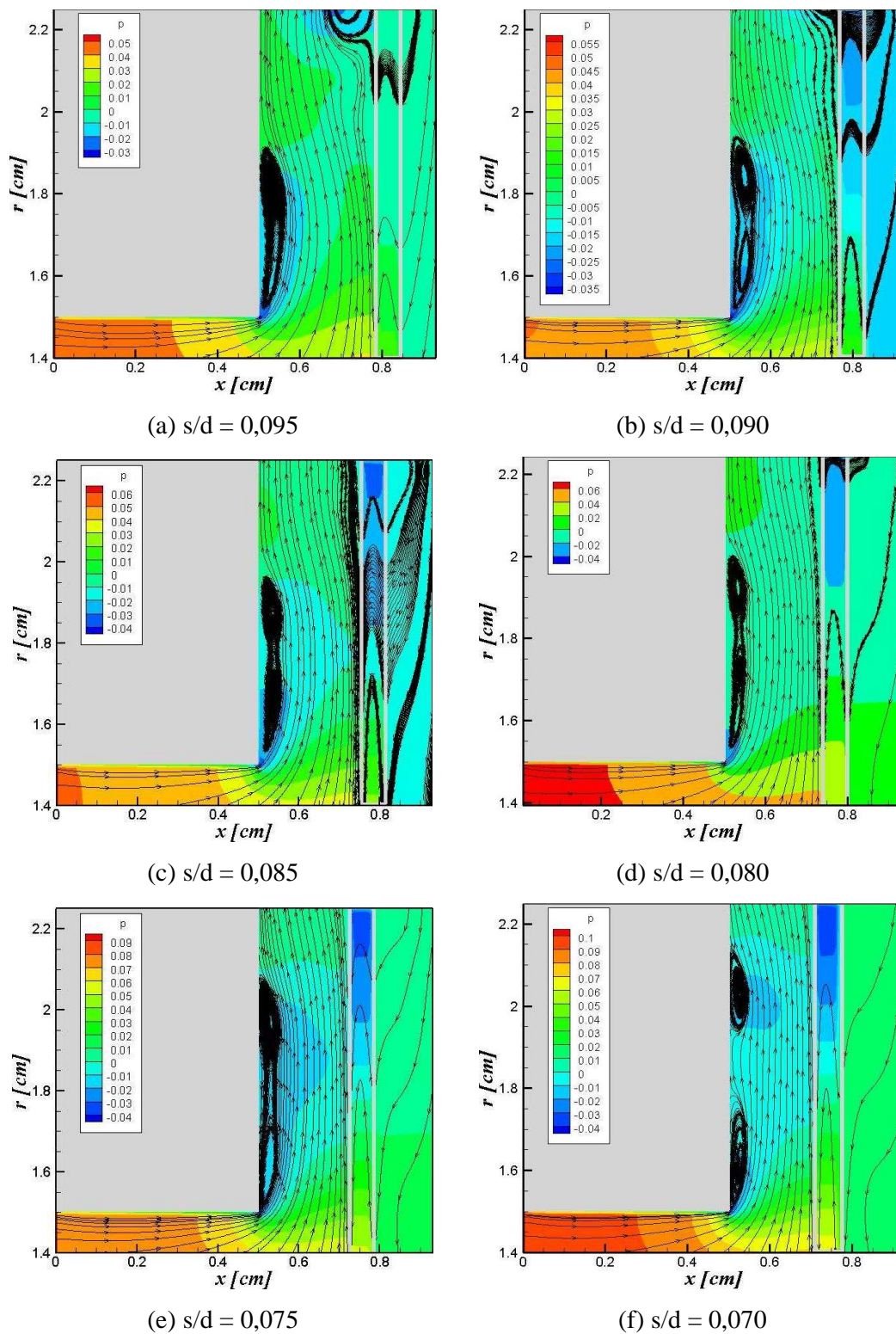
A característica mais marcante na evolução dos perfis de pressão é o comportamento do ponto de pressão mínima. Ao longo da abertura a pressão mínima evolui para patamares superiores, evoluindo de  $-6,54$  para  $-0,53$ , observa-se também que o ponto de mínimo é deslocado positivamente para o fim do domínio.

O processo de fechamento é marcado por patamares de pressão maiores e um aumento gradativo do patamar com o decremento do espaçamento entre discos, também é observado o aumento dos valores de pressão adimensional na região do difusor ( $0,45 < r/d < 0,75$ ) onde são presenciados os elevados gradientes. Este comportamento dos perfis de pressão é esperado uma vez que o processo de estrangulamento do escoamento gera velocidades maiores no difusor.

Para uma melhor compreensão do problema, são apresentados, nas Figs. 5.9 e 5.10 os mapas de pressão com linhas de corrente na região do difusor, para os processos de abertura e fechamento, respectivamente, correspondentes as aberturas dos perfis de pressão adimensionais apresentados anteriormente.



**Figura 5.9:** Visualização do escoamento com a abertura da válvula através de linhas de corrente.



**Figura 5.10:** Visualização do escoamento com o fechamento da válvula através de linhas de corrente.

Pode ser observado na Fig. 5.9 que a abertura da válvula é acompanhada de um aumento do comprimento da bolha de recirculação sobre o assento, comportamento observado em estudos com a palheta estática. No entanto, foi observado o desenvolvimento de uma circulação secundária sob a palheta a partir de uma abertura  $s/d = 0,080$ . Esta recirculação secundária se desloca para a saída do difusor e é responsável pela modificação do campo de pressão, com o avanço de uma frente de pressões negativas, observado também através do perfis adimensionais de pressão.

Na Figura 5.10.a ainda é observada a existência da recirculação secundária no início do processo de fechamento. O estrangulamento do escoamento, devido ao fechamento da válvula, atua sobre a recirculação principal de maneira a modificar suas dimensões. É observado um aumento do comprimento da bolha, atrasando o ponto de recolamento do escoamento, com uma redução gradativa da espessura da bolha em seu ponto médio, culminando na divisão da recirculação principal em duas recirculações menores de proporções similares.

O comportamento singular observado para o escoamento com palheta móvel pode ser caracterizado com a presença de severas instabilidades hidrodinâmicas. Segundo Peters (1994), o qual estudou a estabilidade hidrodinâmica em difusores radiais com palheta fixa, a estabilidade do escoamento de um fluido está associada à sua capacidade em amortecer perturbações externas a que ele está submetido. O autor também observa que o difusor radial é uma geometria que induz naturalmente um escoamento instável, devido à expansão do escoamento no sentido radial, uma vez que a área da seção transversal ao escoamento aumenta. No presente estudo, o movimento induzido da palheta introduz uma variação axial na área da seção transversal ao escoamento, com períodos de compressão e expansão no sentido axial, conjugados com a expansão natural no sentido radial. É importante destacar que a revisão dos trabalhos com MFI/MFV não apresenta estudos desenvolvidos com escoamentos semelhantes, o que representa uma contribuição importante deste trabalho.

Esse comportamento instável do escoamento levanta a dúvida da capacidade do MFI/MFV em lidar com as oscilações do escoamento no difusor radial. O reconhecimento deficiente de fronteira é observado de maneira clara pela passagem de linhas de corrente através da fronteira imersa, indicando penetração de massa.



No entanto, o sentido das linhas de corrente são diferentes para os processos de abertura e fechamento. No processo de abertura, as linhas de corrente tem origem no escoamento proveniente do orifício, enquanto que no fechamento as linhas de corrente vão de encontro ao escoamento proveniente do orifício de entrada, sendo originadas pela sucção do fluido acima do difusor devido ao movimento da palheta. O comportamento altamente transiente deste fenômeno sugere o emprego de refinamento temporal, no entanto, elevando o custo computacional a um patamar proibitivo com o uso de código sem paralelização.

As simulações com palheta móvel foram realizadas em um computador com processador Dual-Core AMD Opteron 3,2 GHz e memória RAM de 64 Gb da rede de computação de alta performance ACEnet<sup>1</sup>, demandando 248,94 horas de simulação, aproximadamente 10 dias. Foi observado nos estudos apresentados no Capítulo 4 que, para se obter mudanças significativas no reconhecimento de fronteira, o passo de tempo deve ser reduzido em uma ordem. Uma projeção grosseira do tempo de CPU indica que o refinamento temporal culminaria em tempos de simulação de aproximadamente 100 dias.

### 5.3.2 Movimento com Malha Refinada.

O uso de uma malha mais refinada é fundamental para simular o escoamento no difusor radial, principalmente devido as instabilidades hidrodinâmicas presentes no escoamento com palheta móvel.

Para este fim, foram utilizados os resultados apresentados no Capítulo 4, seção 4.2, para NVOLS = 15, obtidos para regime permanente. Estes dados foram utilizados como condição inicial para as simulações, que foram inicializadas com o movimento de palheta, permitindo a economia de tempo de CPU.

O movimento completo de palheta foi simulado para  $Re = 1500$  e  $Vel = 3,0$  cm/s, para se obter a melhor condição de reconhecimento de fronteira. As variações de abertura avaliadas são:  $0,07 < s/d < 0,10$  e  $0,03 < s/d < 0,10$ .

---

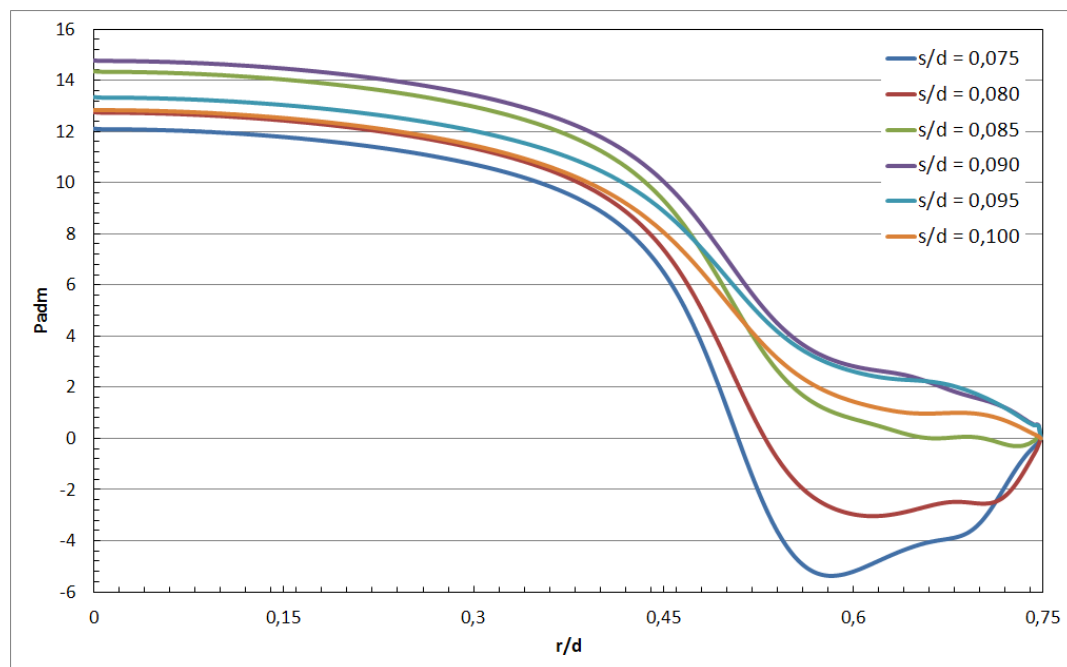
(1) A ACEnet é uma instalação de Computação de Alta performance (HPC) criada através da parceria de nove instituições canadenses do Atlântico. <[https://wiki.ace-net.ca/index.php/Main\\_Page](https://wiki.ace-net.ca/index.php/Main_Page)>.

- $0,07 < s/d < 0,10$

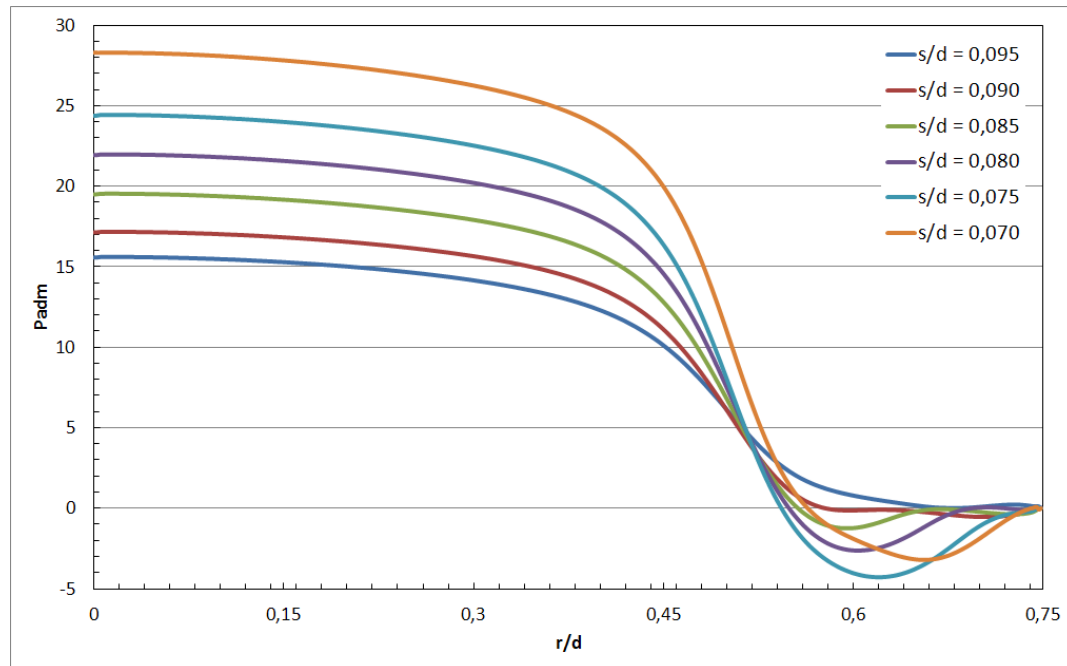
A seguir, nas Figuras 5.11 e 5.12, são apresentadas a evoluções dos perfis adimensionais de pressão para os processos de abertura e fechamento, respectivamente.

A evolução dos perfis de pressão adimensional, obtidos com refinamento de malha, apresenta um comportamento similar na região do patamar de pressão, em relação aos resultados apresentados anteriormente e, com valores próximos para a pressão nessa região. Destaca-se o comportamento dos perfis de pressão na região do difusor,  $0,45 < r/d < 0,75$ .

No processo de abertura, os resultados obtidos anteriormente apresentaram um evolução gradual do valor do ponto de mínimo, com o deslocamento da posição deste ponto de inflexão. A evolução dos perfis, apresentada na Fig. 5.11, mostra um comportamento bastante diferente, com a presença de até três pontos de inflexão no perfil. Nota-se também que os valores de pressão adimensional na região do difusor acompanham o desenvolvimento dos valores registrados na região do patamar, onde pode ser observado um aumento dos valores de pressão adimensional até  $s/d = 0,090$ , com posterior queda de magnitude.



**Figura 5.11:** Perfis de pressão adimensional para a abertura da válvula –  $0,07 < s/d < 0,10$ .



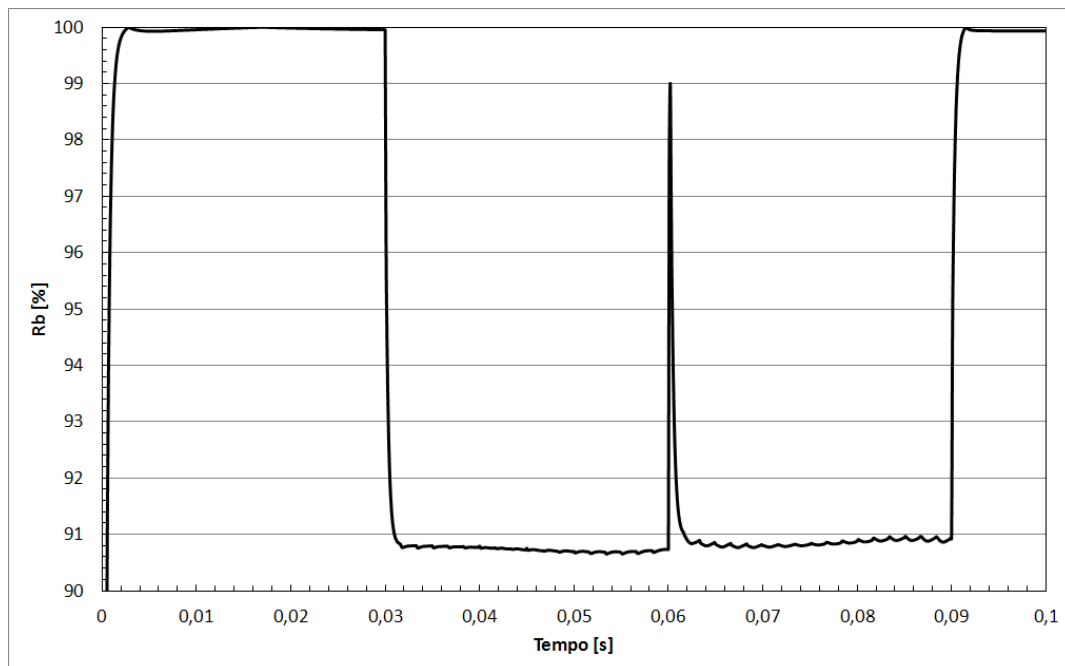
**Figura 5.12:** Perfis de pressão adimensional para o fechamento da válvula  
 $-0,07 < s/d < 0,10$ .

A evolução dos perfis de pressão para o fechamento da válvula (Fig. 5.12) apresenta um comportamento mais linear. Os perfis convergem para o aumento do patamar de pressão e o desenvolvimento de pressão negativas na entrada do difusor, e posterior desenvolvimento da região de recuperação de pressão.

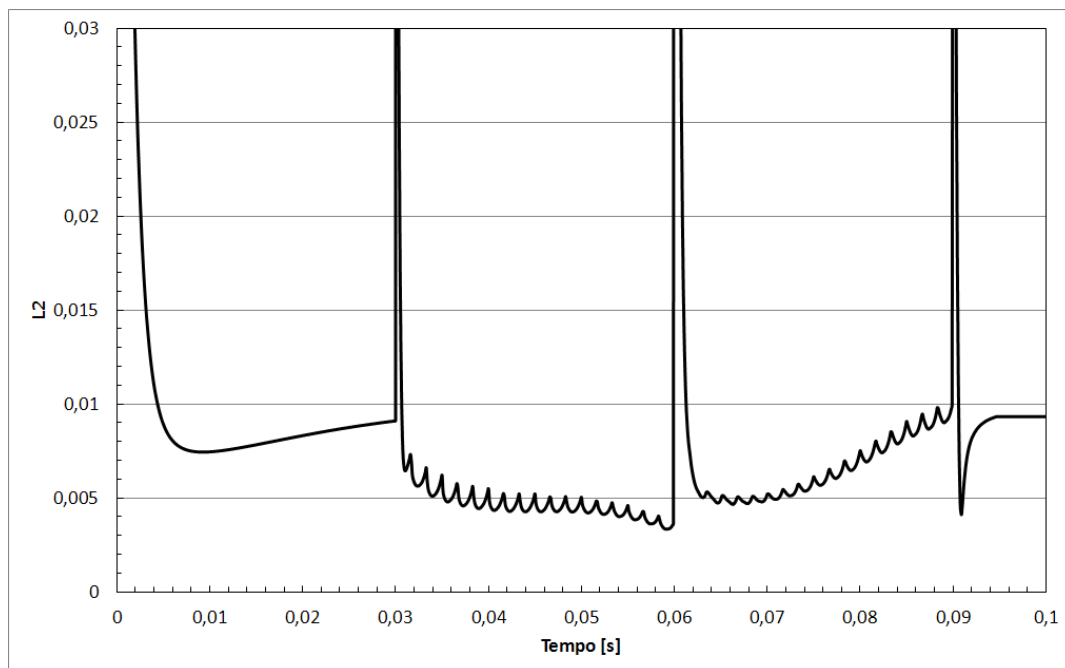
Nas Figuras 5.13 e 5.14, são apresentadas as evoluções temporais da razão de bloqueio e da norma L2, as quais apresentam desenvolvimentos e valores bastante similares aos dados obtidos com malha grosseira.

A visualização do escoamento é realizada através das linhas de corrente com sobreposição dos mapas de pressão, apresentada nas Figs. 5.15 e 5.16, para os processos de abertura e fechamento, respectivamente.

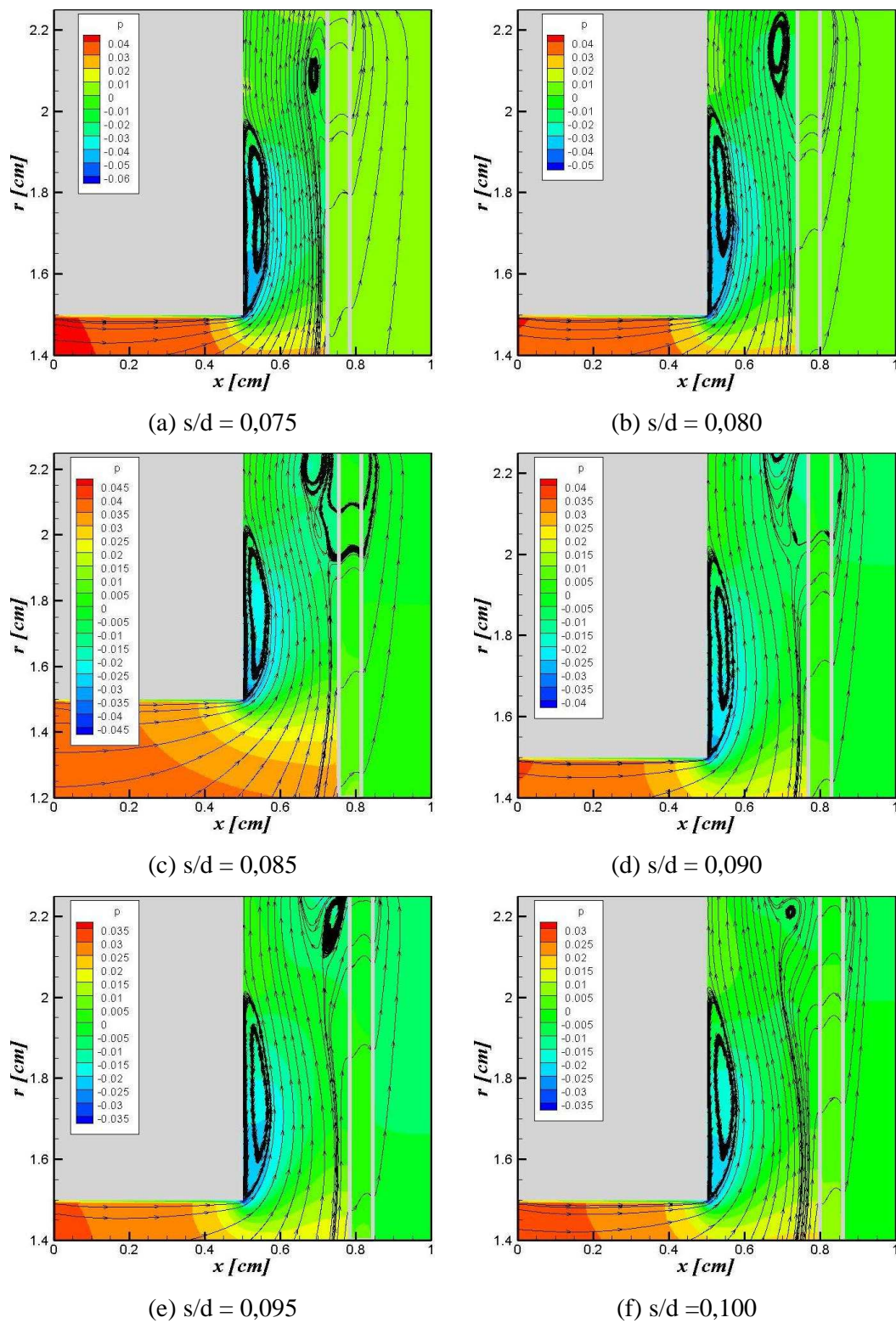
Pode ser observada na Figura 5.15, um desenvolvimento mais precoce de recirculações sob o disco superior. Estas se desenvolvem mais próximas da saída do difusor e são menores em relação as observadas nos resultados com malha grosseira. Nota-se também o desenvolvimento de recirculações com rotação contrária, como observado na Figs 5.15.e e 5.15.f. O desenvolvimento de recirculações secundárias com sentidos contrários de rotação modifica sensivelmente os campos de pressão sob a palheta, como observado na Fig. 5.11, onde foram observadas diversos pontos de inflexão no perfil adimensional de pressão.



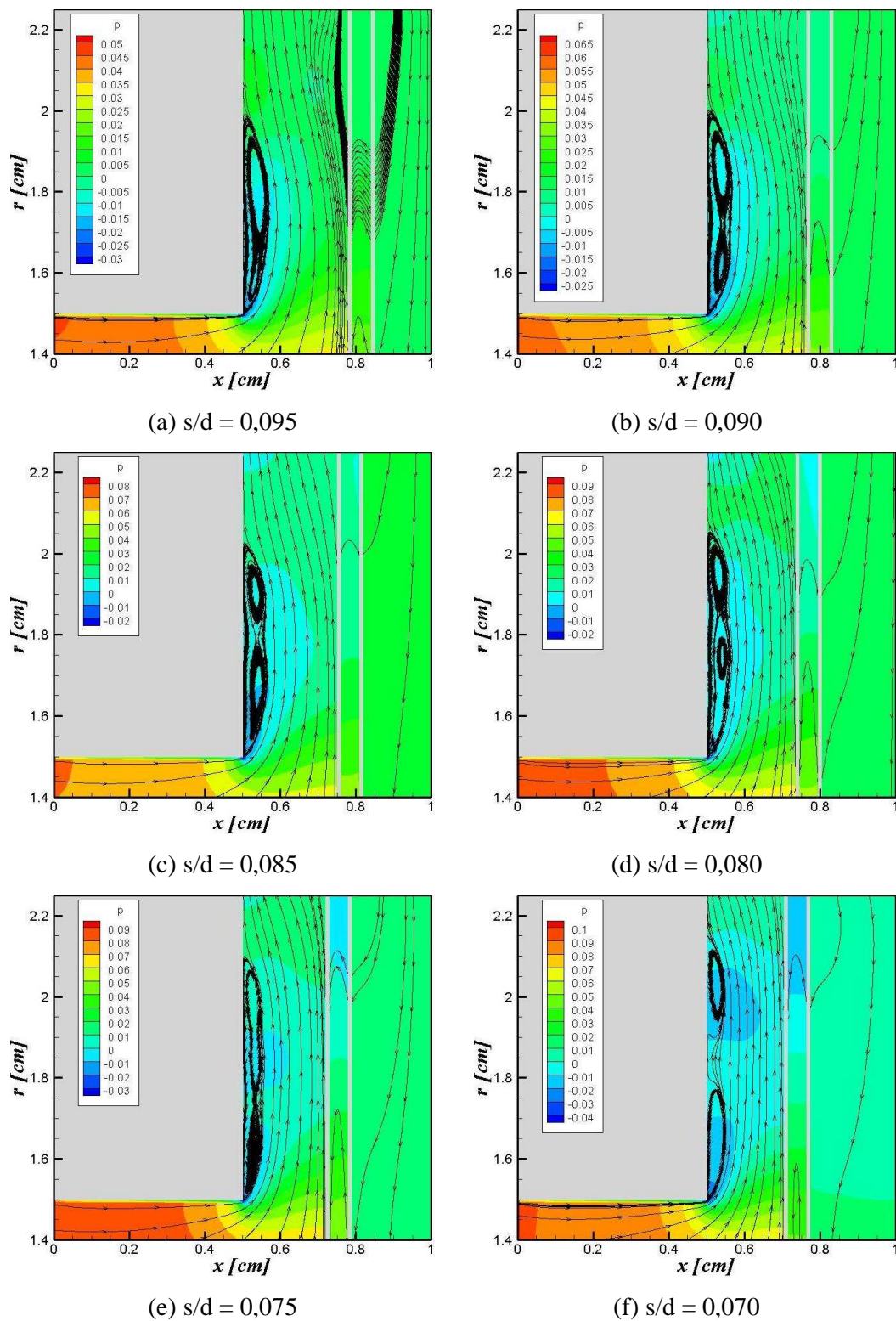
**Figura 5.13:** Evolução temporal da razão de bloqueio de massa para o movimento completo de palheta –  $0,07 < s/d < 0,10$ .



**Figura 5.14:** Evolução temporal da norma L2 para o movimento completo de palheta –  $0,07 < s/d < 0,10$ .



**Figura 5.15:** Visualização do escoamento com a abertura da válvula através de linhas de corrente –  $0,07 < s/d < 0,10$ .



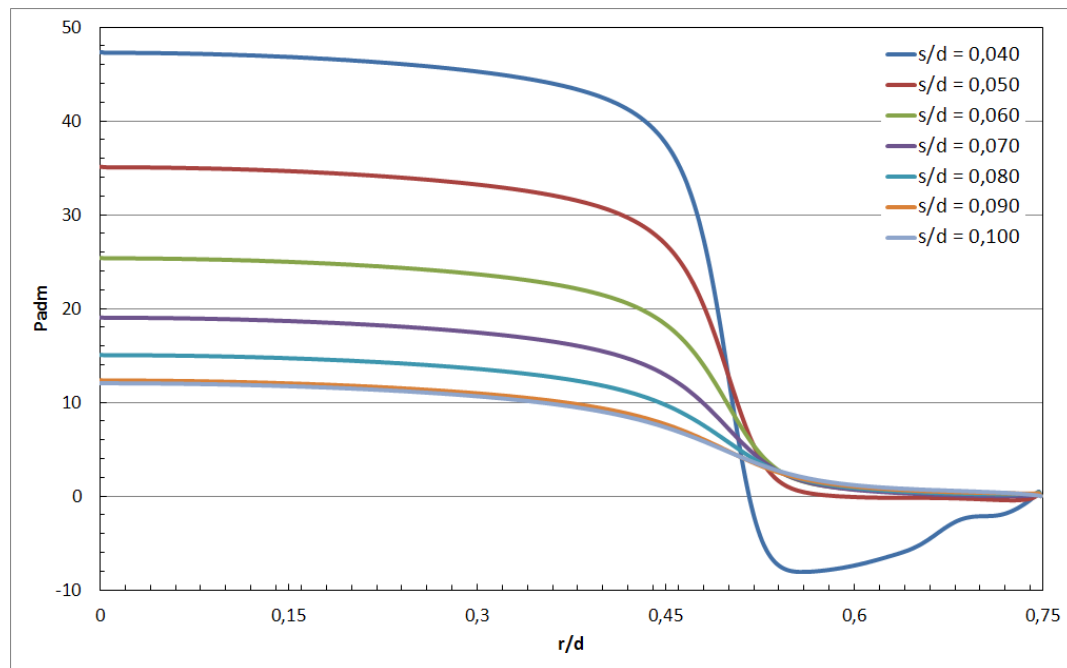
**Figura 5. 16:** Visualização do escoamento com o fechamento da válvula através de linhas de corrente –  $0,07 < s/d < 0,10$ .

A visualização do escoamento para o processo de fechamento, apresentado acima na Fig. 5.16, mostra um comportamento bastante semelhante em relação as visualizações obtidas para a malha grosseira, onde são observadas as alterações das dimensões da recirculação principal sobre o assento, culminando na divisão da bolha principal e dando a origem a duas recirculações de dimensões similares.

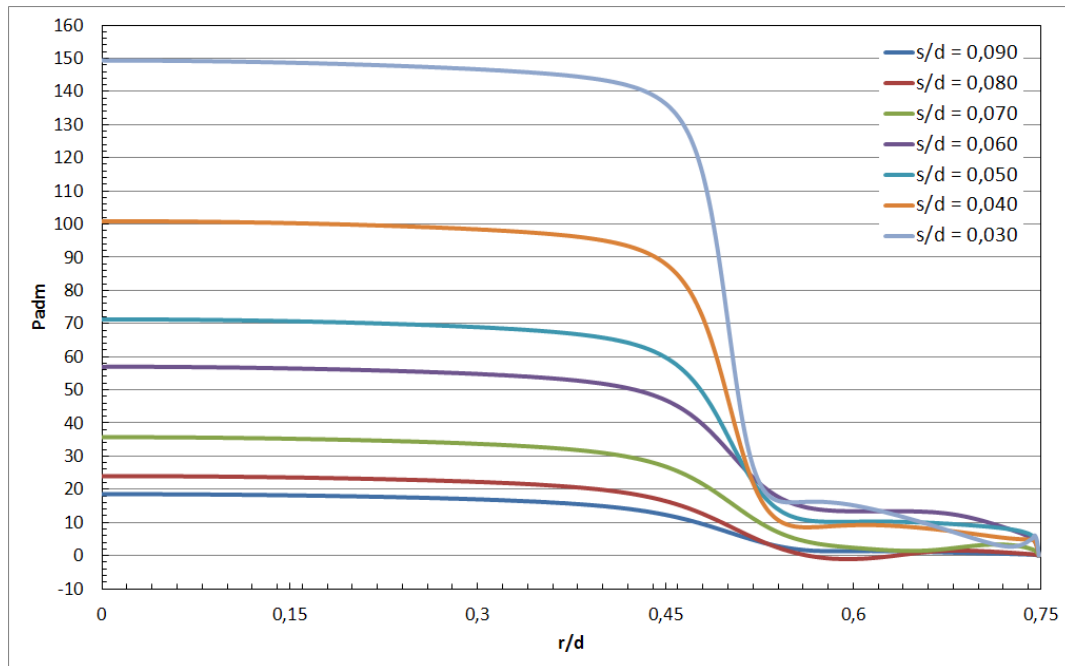
- **$0,03 < s/d < 0,10$**

Nesta seção é apresentado o fechamento do trabalho com o estudo do movimento de palheta para uma faixa maior de espaçamento entre discos, utilizando os espaçamentos máximo e mínimo abordados durante todo o trabalho.

A evolução dos perfis de pressão adimensional é apresentado nas Figs. 5.17 e 5.18 para os processos de abertura e fechamento, respectivamente.



**Figura 5.17:** Perfis de pressão adimensional para a abertura da válvula –  $0,03 < s/d < 0,10$ .



**Figura 5.18:** Perfis de pressão adimensional para o fechamento da válvula –  $0,03 < s/d < 0,10$ .

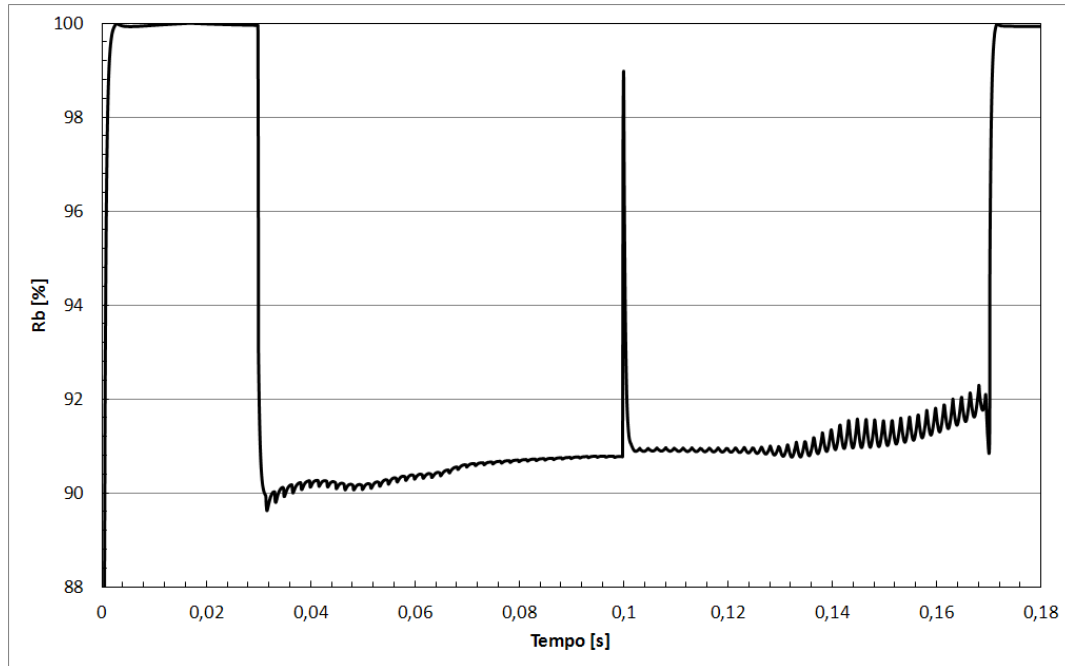
À primeira vista, o que se nota é a presença de perfis de pressão com valores de patamar significativamente superiores em relação ao caso anterior. Os valores superiores de pressão se devem aos menores espaçamentos entre discos abordados. No entanto, pode-se notar que os valores de pressão para as aberturas coincidentes entre os dois casos são equivalentes.

Em relação ao caso anterior, a evolução dos valores dos patamares de pressão é constante e quase linear, para ambos os processos. Para o processo de abertura o patamar diminui gradativamente, devido ao menor estrangulamento do escoamento, enquanto que para o fechamento da válvula o patamar se eleva gradativamente devido ao efeito contrário do movimento.

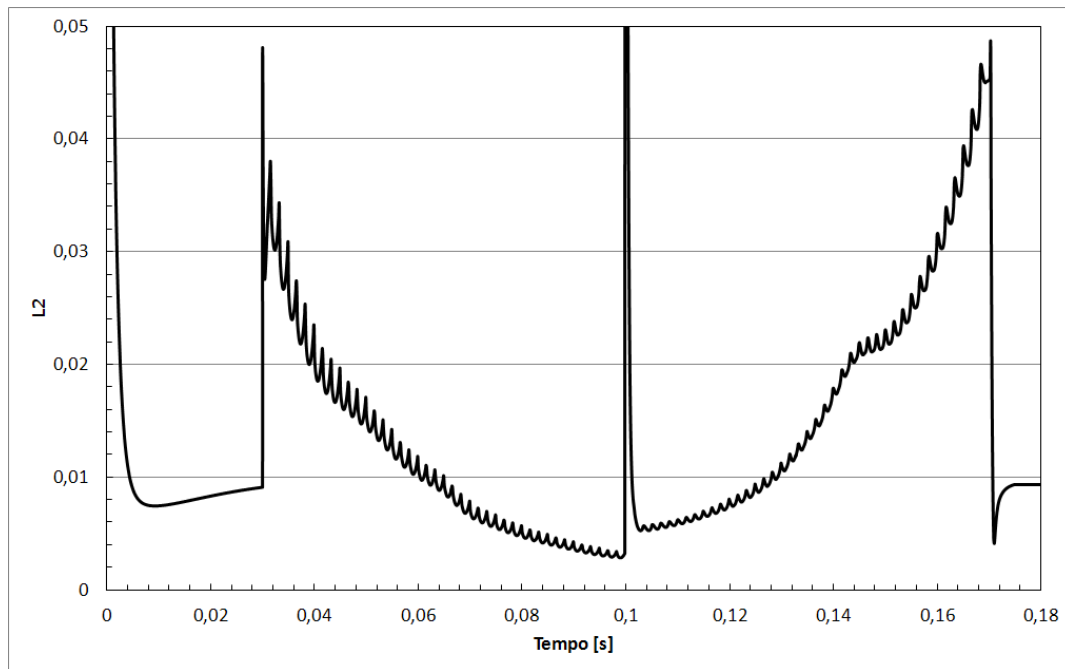
Para a região do difusor, o perfil de pressão adimensional se desenvolve de uma maneira bem comportada no processo de abertura, com o desaparecimento dos elevados gradientes e da presença de pressões negativas. Para o fechamento da válvula, o perfil de pressão nessa região não tende a evoluir linearmente, o que sugere a forte influência de instabilidades hidrodinâmicas.

As evoluções temporais da razão de bloqueio e da norma L2 são apresentadas abaixo nas Figs. 5.19 e 5.20, respectivamente, onde pode ser observado o mesmo comportamento oscilatório constatado anteriormente para os outros casos.





**Figura 5.19:** Evolução temporal da razão de bloqueio de massa para o movimento completo de palheta –  $0,03 < s/d < 0,10$ .

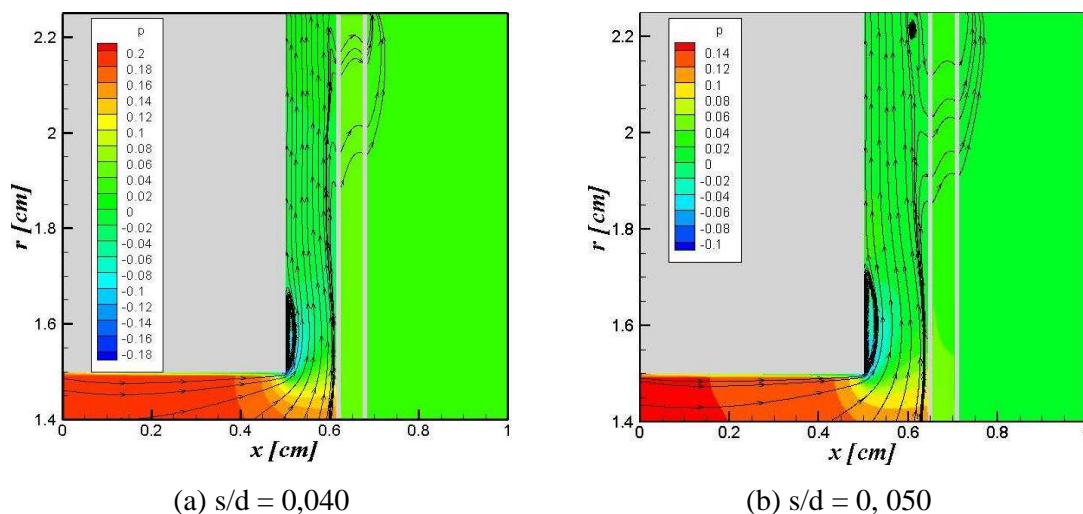


**Figura 5.20:** Evolução temporal da norma L2 para o movimento completo de palheta –  $0,03 < s/d < 0,10$ .

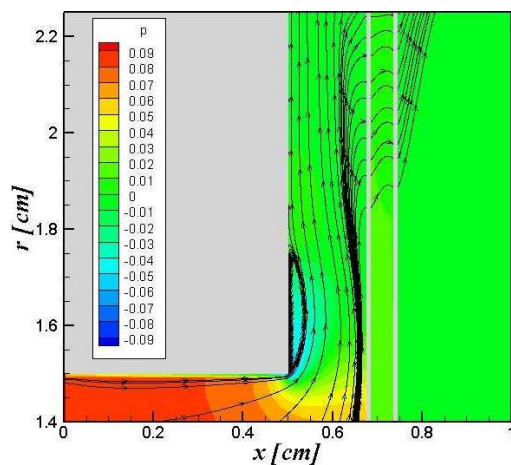
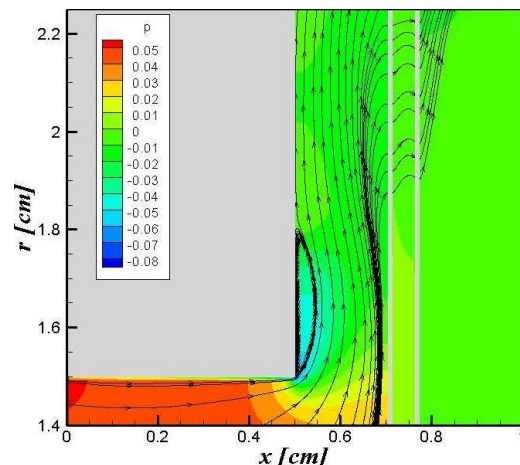
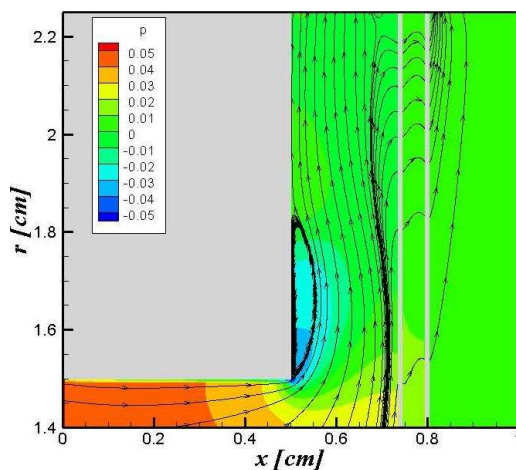
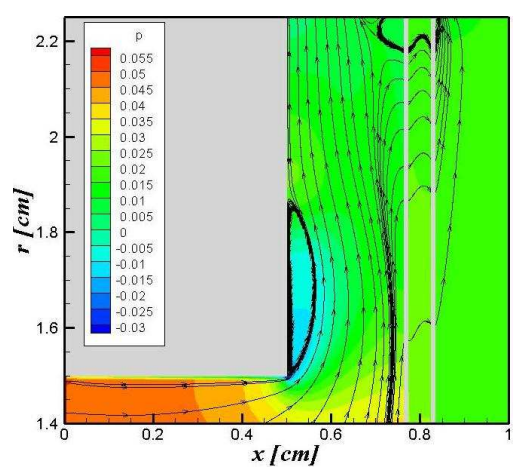
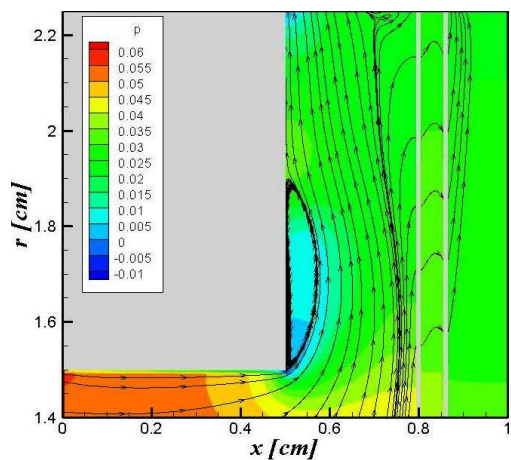
Nas Figuras 5.21 e 5.22, a seguir, são apresentadas as visualizações do escoamento nos processos de abertura e fechamento, respectivamente, para a faixa de abertura  $0,03 < s/d < 0,10$ .

Para esta faixa de espaçamentos, não foram observadas instabilidades hidrodinâmicas significativas durante a abertura, com o desenvolvimento de uma recirculação secundária de menor magnitude para  $s/d = 0,050$ . No entanto, pode ser observada uma forte tendência de deslocamento do escoamento sob a palheta, indicada pela curvatura das linhas de corrente imediatamente abaixo da palheta na entrada da região do difusor. Pode-se especular que, neste caso, o reconhecimento deficiente de fronteira amortece o descolamento, uma vez que são observadas um grande número de linhas de corrente passando pela fronteira imersa na região de destaque. Apesar dessas considerações, pode-se observar claramente o desenvolvimento da recirculação principal com o aumento do espaçamento entre discos.

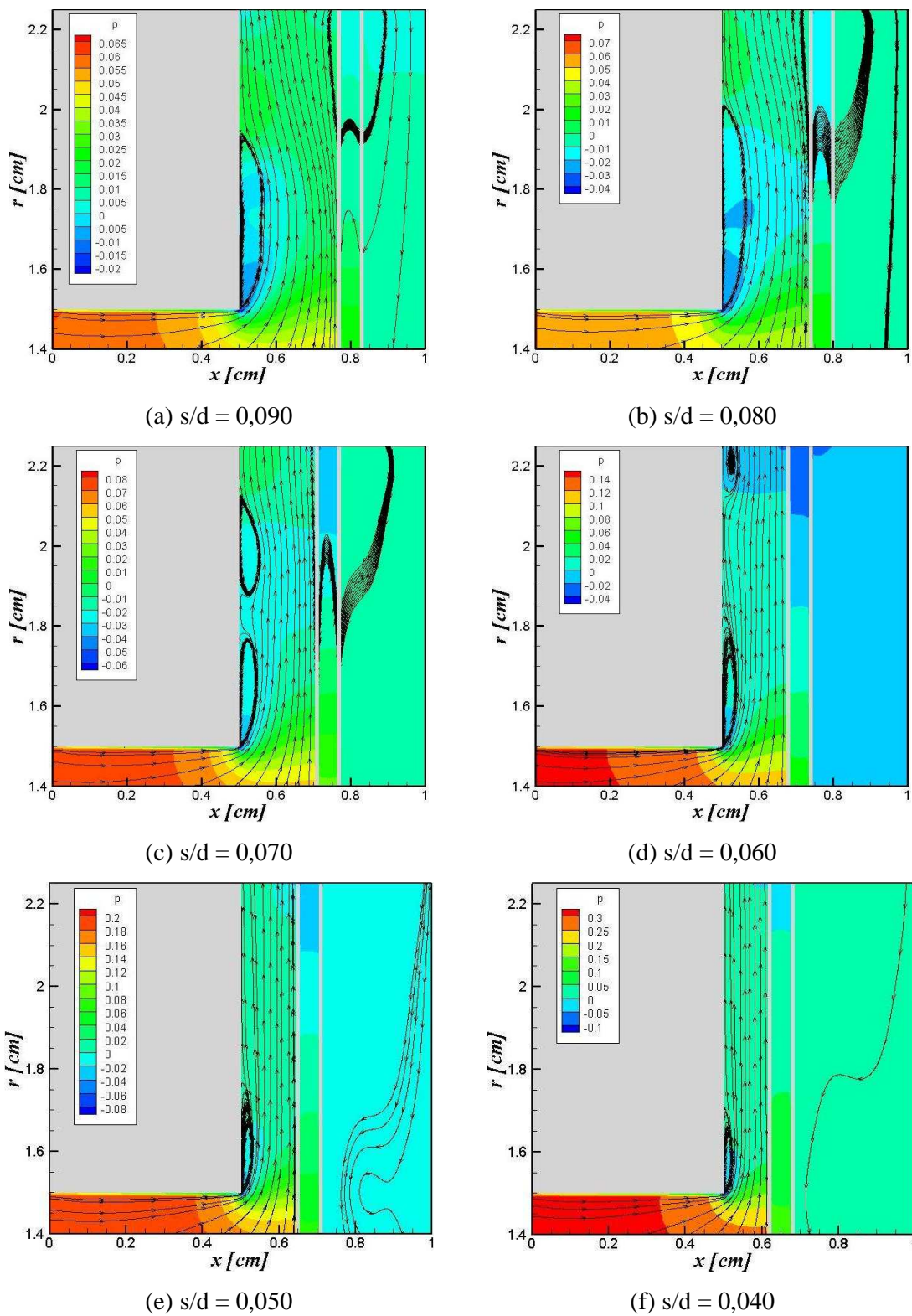
No fechamento da válvula, o escoamento apresenta um padrão bastante interessante. Assim como no caso de  $0,07 < s/d < 0,10$ , a recirculação principal é pressionada devido as forças de compressão do processo de fechamento, culminando em sua divisão e o surgimento de duas recirculações de proporções similares. Assim como no caso anterior, essas duas recirculações são bem desenvolvidas para a abertura  $s/d = 0,07$ . No entanto, a evolução para menores espaçamentos configura o escoamento de maneira a advectar a segunda recirculação para a saída do difusor, como observado na Fig. 5.22.d. Para aberturas menores que 0,05, o escoamento assume configurações bastante semelhantes ao escoamento com palheta estática.



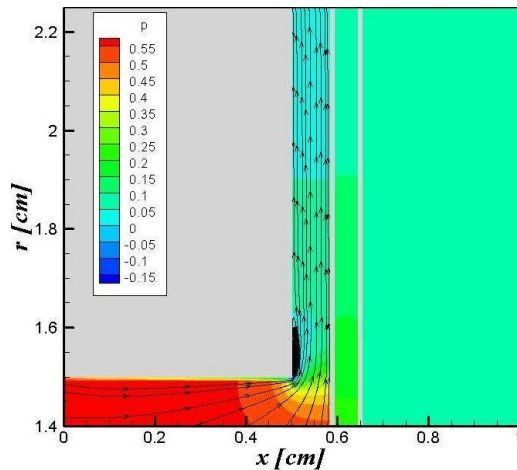
**Figura 5.21:** Visualização do escoamento com a abertura da válvula... (continua)

(c)  $s/d = 0,060$ (d)  $s/d = 0,070$ (e)  $s/d = 0,080$ (f)  $s/d = 0,090$ (g)  $s/d = 0,100$ 

**Figura 5.21:** Visualização do escoamento com a abertura da válvula através de linhas de corrente –  $0,03 < s/d < 0,10$ .



**Figura 5.22:** Visualização do escoamento com o fechamento da válvula... (continua)

(g)  $s/d = 0,030$ 

**Figura 5.22:** Visualização do escoamento com o fechamento da válvula através de linhas de corrente –  $0,03 < s/d < 0,10$ .

As simulações com palheta móvel foram realizadas em um computador com processador Dual-Core AMD Opteron 3,2 GHz e memória RAM de 64 Gb da rede de computação de alta performance ACEnet. Os tempos de CPU necessários para o computo das simulações são:

- $0,07 < s/d < 0,10$  – 531,55 horas (aproximadamente 22 dias)
- $0,03 < s/d < 0,10$  – 996,66 horas (aproximadamente 42 dias)

É importante destacar que os tempos de CPU apresentados não consideram os 0,03 s de tempo físico iniciais, uma vez que, estes foram computados anteriormente nas simulações com palheta estática, e os dados em regime permanente foram utilizados como condição inicial nas simulações com palheta móvel.

## 5.4 Conclusões

Os estudos com palheta móvel mostraram uma dificuldade além da esperada no reconhecimento de fronteira.

Foi confirmada a hipótese da forte dependência entre o reconhecimento de fronteira e o deslocamento da palheta. No entanto, foi detectado um comportamento anômalo na relação

entre reconhecimento de fronteira e o número de Reynolds, onde foi verificado que para números de Reynolds maiores o procedimento é mais eficiente.

O limitado tempo para lidar com o trabalho e extensivo tempo de CPU na concepção dos resultados motivaram a adoção da melhor relação Reynolds/Vel para andamento do estudo, onde o movimento completo de válvula foi modelado de maneira simplificada.

Foram observados padrões de escoamento bastante complexos para todos os casos simulados com palheta móvel. Destaca-se o desenvolvimento de instabilidades hidrodinâmicas na forma de vórtices secundários nas superfícies internas dos discos superior e inferior da válvula. O desenvolvimento dos vórtices secundários e a sua emissão pelo escoamento modificam sensivelmente a pressão na região do difusor de uma maneira não linear.

Os padrões de escoamento e o comportamento das instabilidades hidrodinâmicas se mostraram bastante correlacionados com a faixa de abertura da válvula. Aparentemente, o espaçamento inicial com a qual se inicia o movimento de abertura determina o comportamento e as características dos vórtices gerados sob a palheta, caracterizando um problema fortemente acoplado às condições iniciais.

Os padrões de escoamento altamente complexos contribuem para levantar a hipótese de que a metodologia empregada precisa ser refinada, tanto no que se refere ao método dos volumes finitos, com discretização espacial e temporal de alta ordem, quanto ao MFV/MFI, para que se possam obter melhores resultados com tempos computacionais reduzidos.

O presente trabalho representa um dos primeiros passos na modelagem de válvulas de compressores herméticos alternativos utilizando o Método da Fronteira Imersa, desta maneira, estudos adicionais devem ser realizados para uma melhor compreensão da metodologia, no entanto, os resultados apresentam uma boa perspectiva para trabalhos futuros.

Um ponto importante a se comentar é que o movimento de fronteira não apresentou dificuldade adicionais de implementação e também não introduziu cálculos extensivos para o cálculo do campo de força euleriano, confirmando informações provenientes da literatura.

## CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES

No presente trabalho foi abordado o estudo do escoamento em difusores radiais, representando válvulas automáticas de compressores alternativos de refrigeração. Para este fim, foi empregada uma modelagem constituída da solução das equações governantes em coordenadas cilíndricas pelo Métodos dos Volumes Finitos, acoplada ao Método da Fronteira Imersa com Modelo Físico Virtual, a qual é responsável pela representação de regiões sólidas no escoamento.

O estudo é uma sequência natural do trabalho desenvolvido preliminarmente por Lacerda (2009), o qual utilizou a metodologia para modelar o assento do difusor radial.

O estudo aqui desenvolvido focou na representação da palheta da válvula através da metodologia implementada por Lacerda (2009), a fim de determinar uma base de informações que possam contribuir com estudos futuros na questão da interação fluido-estrutura, que é determinante para a compreensão do funcionamento automático das válvulas.

Em um primeiro momento, o difusor foi simulado com fronteiras fixas para uma relação  $D/d = 1,5$ , a fim de estudar a influência dos parâmetros de performance, entre eles: malha, passo de tempo e esquemas de discretização espacial. Para fins de comparação, os resultados foram confrontados com a metodologia tradicional, com imposição direta de condições de contorno e com densidade de malha. A análise dos resultados obtidos forneceu as seguintes conclusões:

- Avaliação dos esquemas de discretização espacial revelou que o esquema CDS, embora com reduzida difusão numérica, é instável, gerando oscilações na evolução temporal dos cálculos. O esquema Power-law apresentou significativa estabilidade, motivo pelo qual foi adotado no desenvolvimento restante do trabalho.
- Foi verificada uma intensa correlação entre o reconhecimento de fronteira e o passo de tempo, a qual foi avaliada com passos de tempo de  $10^{-6}$  e  $10^{-7}$  s. Observou-se que incrementos significativos no reconhecimento de fronteira são obtidos através da redução de uma ordem de grandeza do passo de tempo, com os melhores resultados obtidos para  $10^{-7}$  s. No entanto, implicando em um severo custo computacional.

- O incremento do refinamento da malha se mostrou proibitivo, visto que a malha euleriana não pode assumir um refinamento não uniforme na vizinhança da malha lagrangiana, devido a função utilizada na comunicação entre malhas. Em parte, esta situação se deve ao arranjo da palheta no domínio, a qual ocupa 82% da extensão radial, resultando em uma área significativa com malha uniforme. Devido a esta configuração o refinamento na região entre discos é bastante restrita, pois o refinamento axial e radial da malha devem ser de mesma proporção.
- Foi observado que para altos números de Reynolds e pequenos espaçamentos entre discos a metodologia sofre de falta de resolução, necessitando de refinamento dos parâmetros das malhas espaciais e temporais.
- Em geral, os resultados apresentaram boa concordância com os dados provenientes da metodologia tradicional. Também puderam ser observados os padrões de escoamentos característicos do problema através de técnicas de visualização de escoamento, no entanto, os cálculos demandaram tempos de CPU significativamente elevados.

A segunda etapa de validação foi realizada tomando como base resultados experimentais de Gasche (1992). A relação de diâmetros utilizada foi de  $D/d = 3,0$ , o dobro da anterior, aumentando significativamente o uso de recursos computacionais para a discretização espacial do domínio, o que motivou o uso de uma malha com um refinamento menor na região entre os discos. Os resultados apresentaram um reconhecimento de fronteira menos eficiente, no entanto, com uma boa performance geral, em relação aos perfis de pressão adimensional obtidos sob a palheta e com a visualização do escoamento.

Os resultados obtidos na etapa de validação foram satisfatórios, mostrando o potencial da metodologia no emprego da simulação do escoamento em difusores radiais.

A segunda parte do trabalho foi avaliar o uso da metodologia no escoamento do difusor com palheta móvel. A experiência obtida na etapa anterior foi aplicada, adotando um passo de tempo de  $10^{-7}$  s. Inicialmente, os processos de abertura e fechamento foram modelados separadamente, com velocidades de deslocamento constantes para a palheta. Este procedimento foi adotado afim de avaliar a influência de alguns parâmetros na performance do método, sendo eles a velocidade de deslocamento da fronteira e o Reynolds de entrada, com as seguintes conclusões:



- A velocidade de deslocamento da fronteira destacou-se como o parâmetro de maior influência, sendo que o aumento desta implica em uma perda significativa no reconhecimento de fronteira
- A influência do número de Reynolds apresentou uma tendência diferente da observada na etapa de validação. O aumento do número de Reynolds forneceu valores melhores de razão de bloqueio de massa, ao contrário do constatado nos resultados de validação, mas manteve a tendência de fornecer normas L2 mais grosseiras. Aparentemente, o campo de forças  $F_x$ , responsável pela imposição indireta das condições de contorno da componente  $u$  da velocidade, é melhor calculado na presença de fronteira móvel, quando o campo de velocidades apresenta uma ordem de grandeza superior.
- Foram observadas oscilações nas evoluções temporais da razão de bloqueio de massa e da norma L2. Isso se deve ao refinamento temporal insuficiente para o cálculo de campo de forças euleriano, o qual precisa ser refinado para o caso de um problema de natureza altamente transiente

Foram simulados ciclos simplificados de abertura e fechamento da válvula, no entanto, com velocidade constante de movimento da palheta em ambos os processos. Para este fim foram utilizados os números de Reynolds e de velocidade de deslocamento de palheta que forneceram anteriormente os melhores resultados, no caso,  $Re = 1500$  e  $Vel = 3,0$  cm/s. Os casos simulados são apresentados a seguir:

- $0,07 < s/d < 0,10$  – NVOLS = 20 (baseado na relação  $s/d = 0,07$ )
- $0,07 < s/d < 0,10$  – NVOLS = 15 (baseado na relação  $s/d = 0,03$ )
- $0,03 < s/d < 0,10$  – NVOLS = 15 (baseado na relação  $s/d = 0,03$ )

A modelagem, embora bastante simplificada, apresentou resultados positivos e animadores. Foi observado o desenvolvimento de instabilidades secundárias no escoamento com padrões que indicam a presença de emissão de vórtices nas superfícies de ambos os discos. Tais perturbações de alta complexidade no escoamento modificam significativamente o campo de pressão na região do difusor e são prováveis causas de dificuldade na obtenção de um reconhecimento de fronteira favorável. A análise preliminar do movimento de fronteira aqui desenvolvida abre campo para estudos orientados para a caracterização do escoamento segundo os efeitos do movimento de fronteira.

O trabalho desenvolvido foi bastante produtivo, onde novos aspectos de metodologia e do problema da válvula automática foram abordados, com dados bastante promissores a serem utilizados no desenvolvimento desta linha de pesquisa. No aspecto geral do trabalho, a principal dificuldade foi lidar com simulações bastante longas. Ao todo, foram necessárias 8340 horas de simulação somente para a obtenção de resultados definitivos, sem considerar os testes preliminares.

Com base na experiência adquirida, são propostas as seguintes sugestões para a melhoria do código computacional, e da metodologia, a fim de prosseguir com a modelagem numérica do difusor radial de uma maneira mais dinâmica e com reduzido custo computacional:

- Implementação do algoritmo de acoplamento pressão-velocidade do passo fracionado. Este método é mais adequado que os da família SIMPLE para a utilização de passos de tempo reduzidos, culminando em um tempo de CPU menor. Destaca-se também uma grande presença de trabalhos com Método de Fronteira Imersa com a utilização do algoritmo do passo fracionado.
- Considerar os efeitos de compressibilidade do escoamento, uma vez que, com o movimento de fronteira, o escoamento é comprimido e expandido muito rapidamente no sentido axial. Destaca-se também um grande número de trabalhos na literatura considerando o escoamento compressível no difusor.
- Introdução de esquemas de discretização espacial e temporal de ordem mais elevada.
- Implementação de modelagem da turbulência para simulação com altos números de Reynolds, com atenção especial à Simulação de Grandes Escalas. A modelagem de turbulência também é importante pois funciona como medida estabilizadora para esquemas de discretização de baixa difusidade numérica.
- Revisão dos métodos de fronteira imersa para o cálculo do campo de força euleriano. Recomenda-se métodos em que não seja necessário o refinamento uniforme da malha, como em Fladlun *et al.* (2000).
- Paralelização do código para redução do tempo de CPU.

---

## CAPÍTULO 7 – REFERÊNCIAS

---

ALAMY FILHO, J. E. **Modelação numérica de processos de sedimentação em escoamentos turbulentos e ressuspensão em canais.** 2006. 233f. Tese (Doutorado em Engenharia Civil) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

ARRUDA J. **Modelagem matemática de escoamentos internos forçados utilizando o método da fronteira imersa e o modelo físico virtual.** 2004. 146f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2004.

BRINGLEY, T. T.; PESKIN, C. S. Validation of a simple method for representing spheres and slender bodies in an immersed boundary method for Stokes flow on an unbounded domain. **Journal of Computational Physics**, New York, v. 227, n.1, p. 5397-5425. 2008.

CAMPREGHER, R. J. **Modelagem matemática tridimensional para problemas de interação fluido-estrutura.** 2005. 160f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2005.

DESCHAMPS, C. J.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Análise da influência do comprimento do orifício de passagem no escoamento em difusores radiais. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 9., 1987, Florianópolis. **Anais...** Florianópolis: [s.n.], 1987. p. 335-338.

DESCHAMPS, C. J.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. The effective flow and force areas in compressor valves. In: 1988 INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 9, 1988, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 1988. p. 104-111.

DESCHAMPS, C. J.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Turbulent flow through valves of reciprocating compressors. In: 1996 INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 13, 1996, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 1996. p. 377- 382.

FADLUN, E. A.; VERZICCO, R.; ORLANDI, P.; MOHD-YUSOF, J. Combined immersed-boundary finite-difference methods for three-dimensional complex flow simulations. **Journal of Computational Physics**, New York, v. 161, n.1, p. 35-60. 2000.

FERREIRA, R. T. S.; DRIESSEN, J. L. Analysis of the influence of valve geometric parameters on the effective flow and force areas. In: 1986 INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 8, 1986, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 1986. p. 632-646.

FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T.; DESCHAMPS, C. J. Laminar fluid flow in compressor valves: numerical and experimental results. **Fluid Flow and Heat Transfer in Reciprocating Machinery**, New York, p. 33-38. 1987.

FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T.; DESCHAMPS, C. J. Pressure distribution along valve reeds of hermetic compressors. **Experimental Thermal and Fluid Science**, New York, v.2, n.2, p.201-207, 1989.

FERZIGER, J. H; PERIC, M. **Computational methods for fluid dynamics**. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2002. 431 p.

GASCHE, J. L. **Escoamento laminar através de válvulas excêntricas de compressores de refrigeração**. 1992. 149f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis , 1992.

GILMANOV, A.; SOTIROPOULOS, F.; BALARAS, E. A general reconstruction for algorithm for simulating flow with complex 3D immersed boundaries on Cartesian grids. **Journal of Computational Physics**, New York, v.191, n.1, p.660-669, 2003.

GOLDSTEIN, D.; HADLER, R.; SIROVICH, L. Modeling a no-slip flow boundary with an external force field. **Journal of Computational Physics**, New York, v. 105, n.2, p.354-366, 1993.

HABING, R. A. **Flow and plate motion in compressor valves**. 2005. 156f. Thesis (PhD)-University of Twente, Enschede, 2005.

JURIC, D. **Computation of phase change**. 1996. 166f. Thesis (Ph. D. Mechanical Engineering) – College of Engineering, University of Michigan, Michigan, 1996.

KHALIFA, H. E; LIU, X. Analysis of stiction effect on the dynamics of compressor suction valve. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 14, 1998, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 1998. p. 87.92.

KILLMAN, I. G. Aerodynamic forces acting on valve discs, In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 1972, 1., West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 1972. p. 407-414.

KIM, J.; KIM, D.; CHOI, H. An immersed-boundary finite-volume method for simulations of flow in complex geometries. **Journal of Computational Physics**, New York, v.171, n.1, p. 132-150. 2001.

LACERDA, J. F. **Simulação numérica do escoamento em difusores radiais usando o método da fronteira imersa**. 2009. 160f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2009.

LAI, M. C.; PESKIN., C., S. An immersed boundary method with formal second-order accuracy and reduced numerical viscosity. **Journal of Computational Physics**, New York, v. 160, n.1, p.705-719, 2000.

LIMA E SILVA, A. L. F. **Desenvolvimento e implementação de uma nova metodologia para modelagem de escoamentos sobre geometrias complexas: método da fronteira imersa com modelo físico virtual**. 2002. 136f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2002.

LIMA, A. L. F. S.; SILVEIRA-NETO, A.; DAMASCENO, J. J. R. Numerical simulation of two-dimensional flows over a circular cylinder using the immersed boundary method. **Journal of Computational Physics**, New York, v.189, n.2, p.351-370. 2004.

LIMA E SILVA, A. L. F.; SILVA, A. R. ;SILVEIRA NETO, A. Numerical simulation of two-dimensional complex flows around bluff bodies using the immersed boundary method. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, Rio de Janeiro, v.29, n.4, p. 379, 2007.

LOPES, M. N. **Uma metodologia numérica para a análise do comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em escoamentos periódicos**. 1996. 94f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)– Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

MACHU, E. H. The two-dimensional motion of the valve plate of a reciprocating compressor valve. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 12, 1994, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 1994. p.403-408.

MARIANO, F. P. **Simulação de escoamentos não-periódicos utilizando as metodologias pseudo-espectral e fronteira imersa acopladas**. 2007. 119f. Dissertação (Mestrado em Engenharia)– Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

MATOS, F. F. S.; PRATA, A. T.; DESCHAMPS, C. J. A numerical methodology for the analysis of valve dynamics. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 15, 2000, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 2000. p.383-390.

MATOS, F. F. S.; PRATA, A. T.; DESCHAMPS, C. J. Numerical simulation of the dynamics of reed type valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 16, 2002, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 2002. C15-2, 8 p. 1CD/ROM.

MATOS, F. F. S.; C. J. DESCHAMPS; A. T. PRATA. A two-dimensional simulation model for reciprocating compressors with automatic valves. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 18, 2006, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 2006. C053, 8 p.1 CD-ROM.

MITTAL, R.; IACCARINO, G. Immersed boundary methods. **Annual Review of Fluid Mechanics**, Palo Alto, v.37, n.1, p.239-261, 2005.

MOHD-YUSOF, J. Combined immersed boundaries b-splines methods for simulations of flows in complex geometries. CTR annual research briefs 1997, Stanford, 1997. Disponível em: <<http://www.stanford.edu/group/ctr/ResBriefs/ARB97.html>>. Acesso em: 21 jul. 2009.

MOLLER, P. S. Radial flow without swirl between parallel discs. **The Aeronautical Quarterly**, London, p.163-186, 1963.

NAKANO, A.; KINJO, K. C. F. D. Applications for development of reciprocating compressor. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 19., 2008, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 2008. 1326, 8 p. 1CD-ROM

NEWREN, E. P.; FOGELSON, A. L.; GUY, R. D.; KIRBY, R. M. Unconditionally stable discretizations of the immersed boundary equations. **Journal of Computational Physics**, New York, v.222, n.1, p.702-719, 2007.

OLIVEIRA, J. E. S. **Método de fronteira imersa aplicado à modelagem matemática e simulação numérica de escoamentos turbulentos sobre geometrias móveis e deformáveis**. 2006. 164f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)– Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2006.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. Washington: Hemisphere, 1980. 197p.

PEREIRA, E. L. L. **Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos**. 2006. 143f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)– Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

PESKIN, C. S. Flow patterns around heart valves: a numerical method. **Journal of Computational Physics**, New York, v.10, n.2, p.252-271. 1972.

PESKIN, C. S. Numerical analysis of blood flow in the heart. **Journal of Computational Physics**, New York, v.25, n.3, p.220-252, 1977.

PETERS, S. **Bifurcação e oscilações auto-induzidas em escoamentos de fluidos em difusores radiais**. 1994. 142f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)– Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1994.

POSSAMAI, F. C.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Pressure distribution in laminar radial flow through inclined disks. **International Journal of Heat Fluid Flow**, New York, v. 22, n.4, p.440-449, 2001.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. A review of household compressor energy performance. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 17, 2004, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 2004. C067, 8 p. 1CD-ROM

RASMUSSEN B. D.; JAKOBSEN A. Review of compressor models and performance characterizing variables. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, 15, 2000, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 2000. p.515-522.

ROMA, A., M.; PESKIN, C., S.; BERGERY, M., J. An adaptive version of the immersed boundary method. **Journal of Computational Physics**, New York, v.153, n...., p.509-534, 1999.



ROVARIS, J. B.; DESCHAMPS, C. J. Large eddy simulation applied to reciprocating compressors. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, Rio de Janeiro, v.28, n.2, p.208-215, 2006.

SALINAS-CASANOVA, D. A. **Análise numérica do escoamento turbulento em válvula automáticas de compressores**. 2001. 268f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)- Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

SHU, C.; LIU, N.; CHEW, Y. T. A novel immersed boundary velocity correction–lattice Boltzmann method and its application to simulate flow past a circular cylinder. **Journal of Computational Physics**, New York, v.226, n.1, p.1607–1622, 2007.

SILVA, A. R. **Modelagem matemática de interação fluido-estrutura usando o método da fronteira imersa**. 2008. 233f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)– Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2008.

SOUTO, L. E. M. **Investigação experimental do escoamento turbulento em válvulas de compressores**. 2002. 105f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)– Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

STOECKER, W. F; JONES, J W. **Refrigeration and air conditioning**. McGraw Hill Higher Education, 1983. 464p.

THOMAS, L. H. **Elliptic problems in linear difference equations over a network**. New York: Watson Sc Comput. Lab. Rept, Columbia University, 1949.

UHLMANN, M. An immersed boundary method with direct forcing simulation of particulate flows. **Journal of Computational Physics**, New York, v.209, n.1, p.448–476. 2005.

VAN DOORMAL, J. P.; RAITHBY, G. D. Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows. **Numerical Heat Transfer Part B: Fundamentals**, New York, v.7, n.2, p.147-163, 1984.

VIEIRA, D. G. S. D. R. **Modelagem da interação fluido-estrutura usando o método da fronteira imersa: aplicação ao estudo do escoamento em torno de um cilindro confinado.** 2009. 116f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)– Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2009.

VEDOVOTO, J. M. **Modelagem matemática e simulação numérica de escoamentos incompressíveis sobre geometrias complexas tridimensionais utilizando o método da Fronteira Imersa.** 2007. 129f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)– Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

VEDOVOTO, J. M. **Desenvolvimento de uma modelagem da combustão em escoamento turbulento baseada em metodologia híbrida Euleriana/Lagrangiana e na metodologia da fronteira imersa.** 2009. 124f. Projeto de Qualificação (Doutorado em Engenharia Mecânica )– Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade, Uberlândia, 2009.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method.** Harlow: Prentice Hall, 1995. 257 p.

WANG Z.; FAN J.; LUO K. Combined multi-direct forcing and immersed boundary method for simulating flows with moving particles. **International Journal of Multiphase Flow**, Elmsford, v.34, n.3, p.283–302, 2008.

WANG A.; FAN J.; CEN K. Immersed boundary method for the simulation of 2D viscous flow based on vorticity–velocity formulations. **Journal of Computational Physics**, New York, v.228, n.5, p.1504–1520, 2009

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)