

LETICIA IRENE GUIMARÃES MAIA MAZZER

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO ESCOAMENTO EM
DIFUSORES RADIAIS COM DISCOS FRONTAIS
FIXOS E MÓVEIS**

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

Prof. Dr. JOSÉ LUIZ GASCHE
Orientador

Ilha Solteira
2015

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

M477s Mazzer, Leticia Irene Guimarães Maia.
Simulação numérica do escoamento em difusores radiais com discos frontais fixos e móveis / Leticia Irene Guimarães Maia Mazzer. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2015
136 f. : il.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Ciências Térmicas, 2015

Orientador: José Luiz Gasche
Inclui bibliografia

1. Difusor radial. 2. Interação fluido-estrutura. 3. Válvula de compressor.



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE ILHA SOLTEIRA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ILHA SOLTEIRA

CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Simulação Numérica do Escoamento em Difusores Radiais com Discos Frontais Fixos e Móveis

AUTORA: LETICIA IRENE GUIMARÃES MAIA

ORIENTADOR: Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE

Aprovada 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. JOÃO BATISTA CAMPOS SILVA

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. RAFAEL SENE DE LIMA

Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Tecnológica Federal do Paraná

DEDICO

Aos meus pais, irmão, esposo, amigos,
colegas de trabalho e orientadores pelo apoio,
força, incentivo, companheirismo e amizade.
Sem eles nada disso seria possível.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me guiar e possibilitar a realização de meus planos e sonhos.

Agradeço ao meu professor orientador José Luiz Gasche por ser um exemplo de seu profissionalismo, por todas lições, ensinamentos e cobranças, principalmente por todas as oportunidades de crescimento durante minha formação.

Aos professores do departamento, principalmente a João Batista Aparecido, João Batista Campos Silva e Ricardo Alan Verdú por todas orientações e amizade.

Aos meus pais, Liliane Guimarães e Cassio Robert Macedo Maia, por todo carinho, e ajuda, por serem meus maiores incentivadores durante essa caminhada e sem a luz de vocês completar esta etapa seria muito mais árdua. Ao meu irmão Artur Felipe Guimarães Maia que sempre acreditou e torceu por mim.

Ao meu esposo Felipe Sprioli Mazzer, pelo amor incondicional, a todo apoio, paciência e compreensão pelas horas em que não pude estar presente.

Meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

A caracterização do escoamento em válvulas de sucção e descarga de compressores de refrigeração é muito complexa, portanto as válvulas têm sido estudadas por meio de modelos com geometrias mais simples, como a geometria denominada de difusor radial. A configuração estática, que desconsidera o movimento do disco frontal no modelo do difusor radial, foi bastante estudada, o que produziu importantes contribuições para o desenvolvimento do projeto de válvulas. No entanto, o problema é caracterizado por uma forte interação fluido-estrutura devido ao acoplamento entre o escoamento e a dinâmica do movimento do disco frontal. Uma lacuna observada na literatura é a ausência de estudos de simulação numérica do escoamento em difusores radiais, quando na presença de interação fluido-estrutura no disco frontal, com a preocupação de validação da metodologia numérica por meio de dados experimentais. Neste trabalho, os escoamentos em difusores radiais com discos frontais fixos e móveis foram investigados numericamente usando um código comercial baseado na metodologia de Volumes Finitos (Fluent versão 15.0), com o objetivo de analisar detalhadamente as principais características do escoamento. Numa primeira etapa foi estudado o escoamento em um difusor radial com disco frontal fixo com razão de diâmetro de $D/d=1,5$. A metodologia numérica foi validada experimentalmente para números de Reynolds variando de 4.000 a 20.000 e afastamentos entre discos na faixa de $s/d=0,001$ a $s/d=0,09$. Posteriormente, a mesma geometria foi usada para estudar o problema de interação fluido-estrutura quando o disco frontal é móvel, onde a dinâmica do disco frontal foi modelada como um sistema massa-mola-amortecimento com um grau de liberdade. A metodologia numérica foi validada com dados experimentais para números de Reynolds em torno de 2.000, considerando sistemas com duas constantes de elasticidade. Os resultados obtidos mostram que ambas as metodologias podem ser consideradas parcialmente validadas.

Palavras chaves: Difusor radial. Interação fluido-estrutura. Válvula de compressor.

ABSTRACT

The flow description in suction and discharge valves used in refrigeration compressors is very complex. Therefore, the valves have been studied through simpler models as the radial diffuser. The static configuration, which disregards the movement of the frontal disc, has been widely studied and has produced important contributions to the development of valves designs. However, the real problem is characterized by a strong fluid-structure interaction due to the coupling between the fluid flow and the dynamics of the frontal disc. A gap in the literature is the absence of studies on the numerical simulation of this fluid-structure interaction problem as the experimental validation is the main concern. In this work, the flow through radial diffusers with static and moving frontal discs are numerically investigated using a commercial code based on the Finite Volume method (Fluent version 15.0) aiming at analyzing in details the main characteristics of the flow. Firstly, the flow through a radial diffuser with static frontal disc and diameter ratio of $D/d=1.5$ was studied. The numerical methodology was experimentally validated for Reynolds numbers varying from 4,000 to 20,000 and distances between discs in the range of $s/d=0.01$ to $s/d=0.09$. Then, the same basic geometry was used to study the fluid-structure interaction problem, in which the dynamics of the frontal disc was modeled as a one degree of freedom mass-spring-damping system. The numerical methodology was validated with experimental data for Reynolds numbers around 2,000, considering two stiffness systems. The obtained results show that both methodologies can be considered partially validated.

Keyword: Radial Diffuser. Fluid-structure Interaction. Compressor Valve.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ciclo de refrigeração por compressão a vapor.	21
Figura 2 – Esquema simplificado de um compressor alternativo	22
Figura 3 – Distribuição de perdas para um compressor hermético.	23
Figura 4 – Modelo de um difusor radial.	25
Figura 5 – Esquema detalhado do difusor radial.	26
Figura 6 - Difusor radial com disco frontal fixo.	38
Figura 7 - Geometria e condições de contorno adotadas nas simulações numéricas.	41
Figura 8 - Aspecto da malha utilizada na simulação numérica.....	43
Figura 9 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,01$ e $Re=4.000$	46
Figura 10 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,01$ e $Re=10.000$	46
Figura 11 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,01$ e $Re=20.000$	47
Figura 12 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,03$ e $Re=4.000$	49
Figura 13 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,03$ e $Re=10.000$	50
Figura 14 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,03$ e $Re=20.000$	50
Figura 15 – Perfil adimensional de pressão para $s/d= 0,05$ e $Re=4.000$	51
Figura 16 – Perfil adimensional de pressão para $s/d= 0,05$ e $Re=10.000$	52
Figura 17 – Perfil adimensional de pressão para $s/d= 0,05$ e $Re=20.000$	52
Figura 18 – Perfil adimensional de pressão para $s/d= 0,09$ e $Re=4.000$	54
Figura 19 – Perfil adimensional de pressão para $s/d= 0,09$ e $Re=10.000$	54
Figura 20 – Perfil adimensional de pressão para $s/d= 0,09$ e $Re=20.000$	55

Figura 21 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,01$ e $Re=4.000$	58
Figura 22 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,01$ e $Re=10.000$	58
Figura 23 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,01$ e $Re=20.000$	59
Figura 24 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,03$ e $Re=4.000$	61
Figura 25 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,03$ e $Re=10.000$	61
Figura 26 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,03$ e $Re=20.000$	62
Figura 27 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,05$ e $Re=4.000$	62
Figura 28 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,05$ e $Re=10.000$	63
Figura 29 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,05$ e $Re=20.000$	63
Figura 30 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,09$ e $Re=4.000$	64
Figura 31 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,09$ e $Re=10.000$	64
Figura 32 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,09$ e $Re=20.000$	65
Figura 33 – Campo de número de Mach para $s/d=0,01$ e $Re=4.000$	66
Figura 34 – Campo de número de Mach para $s/d=0,01$ e $Re=10.000$	67

Figura 35 – Campo de número de Mach para $s/d=0,01$ e $Re=20.000$	67
Figura 36 – Perfis de pressões adimensionais numéricos obtidos das formulações incompressível e compressível em comparação com dados experimentais para $s/d=0,01$ e $Re=4.000$	68
Figura 37 – Perfis de pressões adimensionais numéricos obtidos das formulações incompressível e compressível em comparação com dados experimentais para $s/d=0,01$ e $Re=10.000$	69
Figura 38 – Perfis de pressões adimensionais numéricos obtidos das formulações incompressível e compressível em comparação com dados experimentais para $s/d=0,01$ e $Re=20.000$	69
Figura 39 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,01$ e $Re=10.000$	72
Figura 40 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,01$ e $Re=20.000$	72
Figura 41 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=4.000$	74
Figura 42 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=10.000$	74
Figura 43 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=20.000$	75

Figura 44 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=4.000$	75
Figura 45 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=10.000$	76
Figura 46 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=20.000$	76
Figura 47 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=4.000$	77
Figura 48 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=10.000$	77
Figura 49 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=20.000$	78
Figura 50 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,01$ e $Re=10.000$	81
Figura 51 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,01$ e $Re=20.000$	82
Figura 52 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=4.000$	83
Figura 53 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $e=10.000$	84

Figura 54 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=20.000$	85
Figura 55 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=4.000$	86
Figura 56 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=10.000$	87
Figura 57 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=20.000$	88
Figura 58 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=4.000$	89
Figura 59 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=10.000$	90
Figura 60 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=20.000$	91
Figura 61 - Geometria do difusor radial com disco frontal móvel.	93
Figura 62 - Geometria e condições de contorno adotadas nas simulações numéricas do difusor radial com disco frontal móvel.	95
Figura 63 - Geometria e condições da malha móvel próxima a uma fronteira móvel.	99
Figura 64 - Posição e pressão sobre o disco frontal para a constante de elasticidade k_7 e $Re=2.220$	101
Figura 65 - Posição e pressão sobre o disco frontal para a constante de elasticidade k_{12} e $Re=1.980$	102
Figura 66 - Gráfico para a velocidade em um escoamento turbulento.	113
Figura 67 – Domínio discretizado.....	122
Figura 68 – Variável genérica para o centro e superfície do volume de controle. ...	124

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Diferenças de pressão nos pontos de mínimas e máximas pressões para $s/d= 0,01$	48
Tabela 2 – Diferenças de pressão nos pontos de mínimas e máximas pressões para $s/d= 0,03$	51
Tabela 3 – Diferenças de pressão pontos de mínimas e máximas pressões para $s/d= 0,05$	53
Tabela 4 - Diferenças de pressão nos pontos de mínimas e máximas pressões para $s/d=0,09$	55
Tabela 5 – Malhas utilizadas na validação experimental da metodologia numérica.	56
Tabela 6 - Diferenças de pressão entre os resultados numéricos e experimentais nos pontos de mínimas e máximas pressões para $s/d=0,01$	59
Tabela 7 - Diferenças entre os resultados numéricos e experimentais da pressão adimensional sobre o disco frontal, nas posições de máximas e mínimas pressões para $s/d=0,03$, $s/d=0,05$ e $s/d=0,09$	65
Tabela 8 – Diferenças entre os resultados numéricos das duas formulações e os dados experimentais nas posições de máximas e mínimas pressões para $s/d=0,01$	70
Tabela 9 - Diferenças entre os resultados numéricos e experimentais das pressões adimensionais máximas e mínimas, considerando diferentes funções de parede, para $s/d=0,01$	73
Tabela 10 - Diferenças entre os resultados numéricos, obtidos com os dois tipos de funções de parede, e os resultados experimentais para as máximas e mínimas pressões adimensionais, para os afastamentos adimensionais de $s/d=0,03$, $s/d=0,05$ e $s/d=0,09$	78
Tabela 11 - Posição de equilíbrio do disco frontal para $Re=2.000$	103

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

D	Diâmetro do disco frontal
d	Diâmetro do orifício de entrada do difusor radial
s	Afastamento entre o assento e a palheta
L	Altura do assento
COP	Coeficiente de performance
t	Tempo
x_i	Direção
u_i	Componente da velocidade na direção i
G	Aceleração gravitacional
F	Forças externas
T	Temperatura
h	Entalpia
k	Condutividade térmica
p	Pressão
R	Constante dos gases
Re	Número de Reynolds

v	Velocidade média
C_p	Calor específico a volume constante do fluido
Pr_t	Prandtl turbulento
K	Energia cinética turbulenta
G_k	Geração de energia cinética turbulenta
Y_M	Contribuição da flutuação sobre a taxa de dissipação
S	Tensor taxa de deformação
U^+	Velocidade adimensional na parede
y^+	Distância adimensional referente a parede
U_P	Velocidade média do fluido na parede no centro do volume adjacente, P
k_P	Energia cinética turbulenta na parede no centro do volume adjacente, P
y_P	Distância ao centro do volume adjacente, P
T_P	Temperatura no volume adjacente à parede
T_w	Temperatura na parede
\dot{q}	Fluxo de calor na parede
U_c	Magnitude da velocidade média em $y^+ = y_T^+$
y_T^+	Espessura da subcamada térmica

l_{μ}	Comprimento de escala
m_{eq}	Massa equivalente do difusor radial
C	Coefficiente de amortecimento do difusor radial
K	Constante elástica do difusor radial
F_0	Somatório de outras forças inerentes ao escoamento sobre a palheta
F_p	Força sobre a palheta
y^0	Afastamento inicial
\dot{y}^0	Velocidade inicial
h_{min}	Menor altura dos volumes na camada j
h_{ideal}	Altura ideal do volume
P^*	Pressão adimensional
erro	Erro percentual
P_{num}^*	Pressão adimensional numérica
P_{exp}^*	Pressão adimensional experimental
A_{ef}	Área efetiva de força
F	Força real atuante sobre o disco frontal
ΔP	Diferença de pressão do escoamento sobre a válvula

Letras Gregas

ρ	Densidade
τ_{ij}	Tensor de tensão viscosa
μ	Viscosidade molecular
μ_t	Viscosidade turbulenta
μ_{eff}	Viscosidade efetiva
ε	Taxa de dissipação da energia turbulenta
k	Coeficiente de expansão volumétrica
λ	Coeficiente de viscosidade
k	Condutividade térmica do fluido
β	Coeficiente de compressibilidade isotérmica
κ	Constante de von Kármán
α_s	Fator de divisão da altura dos volumes
α_c	Fator de colapso dos volumes

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	<i>Sistema de Refrigeração</i>	20
1.2	<i>Compressor</i>	21
1.3	<i>Modelo de Difusor Radial</i>	24
1.4	<i>Objetivos</i>	27
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	28
2.1	<i>Difusor Radial com Disco Frontal Fixo</i>	29
2.2	<i>Difusor Radial com Disco Frontal Móvel</i>	32
2.3	<i>Abordagem geral do problema</i>	35
3	DIFUSOR RADIAL COM DISCO FRONTAL FIXO	37
3.1	<i>Modelagem Matemática</i>	37
3.2	<i>Metodologia de Solução</i>	40
3.2.1	Geometria e condições de contorno	40
3.2.2	Malha computacional	42
3.2.3	Funções de interpolação e métodos de acoplamento.....	43
3.3	<i>Análise de Independência de Malha</i>	44
3.4	<i>Validação Experimental da Metodologia Numérica</i>	56
3.4.1	Formulação para escoamento incompressível.....	56
3.4.2	Formulação para escoamento compressível	65
3.4.3	Influência das funções de parede	71
3.4.4	Linhas de corrente do escoamento na região do difusor radial	79
4	DIFUSOR RADIAL COM DISCO FRONTAL MÓVEL.....	92
4.1	<i>Modelagem matemática</i>	92
4.2	<i>Metodologia de Solução</i>	94
4.2.1	Geometria e condições de contorno	94
4.2.2	Funções de interpolação e método de acoplamento pressão-velocidade	95
4.2.3	Modelo para a dinâmica do disco frontal	96

4.2.4 Tratamento Malha Móvel	98
4.3 Validação experimental da metodologia numérica.....	99
5 CONCLUSÃO	105
5.1 Sugestão para trabalhos futuros.....	107
REFERÊNCIAS.....	108
APÊNDICE A – MODELOS DE TURBULÊNCIA	112
APÊNDICE B – MÉTODO DE VOLUMES FINITOS E INTERPOLAÇÃO UPWIND	122
APÊNDICE C – ACOPLAMENTO PRESSÃO-VELOCIDADE.....	125
APÊNDICE D – FORMULAÇÃO PARA OS RESÍDUOS.....	128
APÊNDICE E – CÓDIGO NUMÉRICO PARA A INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA DO DISCO FRONTAL	132

1 INTRODUÇÃO

Ao pensar em armazenamento, transporte e processamento de alimentos, assim como no conforto humano ou em processos industriais que envolvam precisão e em sistemas computacionais, deve-se lembrar de sistemas de refrigeração.

Na antiguidade, a conservação dos alimentos era feita pela adição de sal ou especiarias que evitavam a sua deterioração. Outra maneira de conservar os alimentos era deixá-los em contato com gelo retirado de lagos e rios congelados ou trazidos das calotas polares, o qual era colocado em caixas térmicas de cortiça galvanizadas, embora não fossem muito higiênicas. Métodos mais eficientes de conservação de alimentos baseados no processo de resfriamento surgiram apenas recentemente na história de evolução do homem.

Foi apenas em 1748 que William Cullen criou o primeiro refrigerador artificial, porém sem uso prático. Em 1805, o inventor americano Oliver Evans projetou a primeira máquina de refrigeração movida a vapor, mas que nunca foi construída. Em 1834, Jacob Perkins modificou o projeto de Oliver Evans e construiu a primeira máquina de refrigeração utilizando o princípio da compressão do vapor, mas que aparentemente não motivou a indústria a fabricá-lo na época (HISTÓRIA DAS GELADEIRAS, 2011).

O primeiro refrigerador por compressão a vapor foi produzido por Fred W. Wolf Junior, em 1913, porém não obteve sucesso comercial. Em 1927 a General Electric lançou o modelo Monitor-Top, o qual foi o primeiro refrigerador a ter sucesso mundialmente; muitas dessas máquinas ainda funcionam atualmente (HISTÓRIA DAS GELADEIRAS, 2011).

Este tipo de sistema de refrigeração é tão empregado na atualidade a ponto de preocupar as autoridades envolvidas no planejamento energético de muitos países do mundo. No Brasil, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - PROCEL, executado pela Eletrobras, realiza estudos para promover o uso

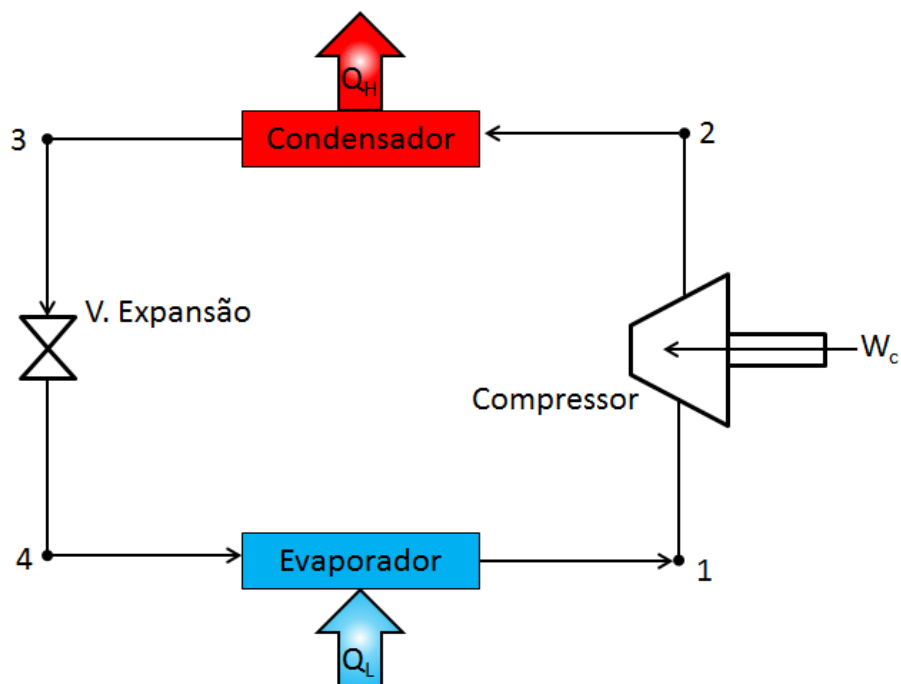
eficiente da energia elétrica e combater o seu desperdício. Segundo a pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso do ano de 2005, o PROCEL (2010) projetou o consumo médio de energia elétrica residencial no país para o ano de 2014, mostrando que 64% seriam consumidos por equipamentos de refrigeração: 23% seriam consumidos por aparelhos de condicionamento de ar, 17% por refrigeradores e 24% por congeladores (*freezers*). Os restantes 36% seriam devidos ao consumo de lâmpadas (2%), chuveiros (24%), máquinas de lavar roupa (3%) e televisões (7%). Devido à grande importância dos equipamentos de refrigeração no cotidiano da população brasileira e a sua expressiva participação no consumo de energia residencial, o aumento da eficiência energética desses equipamentos implica na economia de grande quantidade de energia elétrica para o Brasil e, como consequência, reduz a necessidade de geração de energia elétrica, contribuindo, também, com a redução da degradação do meio ambiente.

1.1 Sistema de Refrigeração

Dentre os sistemas de refrigeração, o mais utilizado é o sistema de compressão mecânica de vapor, tanto no uso doméstico como no setor industrial; embora outras tecnologias, tais como o sistema de absorção e o sistema termoelétrico, também sejam usadas. Este sistema de refrigeração é composto por quatro componentes principais em um circuito fechado: evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão, como mostra a Figura 1.

Uma característica importante desse tipo de sistema é a interdependência entre os seus componentes, ou seja, o desempenho global é dependente do desempenho individual de cada componente (STOECKER; JONES, 1985), sendo o compressor o responsável pelas maiores irreversibilidades do sistema (RASMUSSEN; JAKOBSEN, 2000).

Figura 1 - Ciclo de refrigeração por compressão a vapor.



Fonte: Próprio autor.

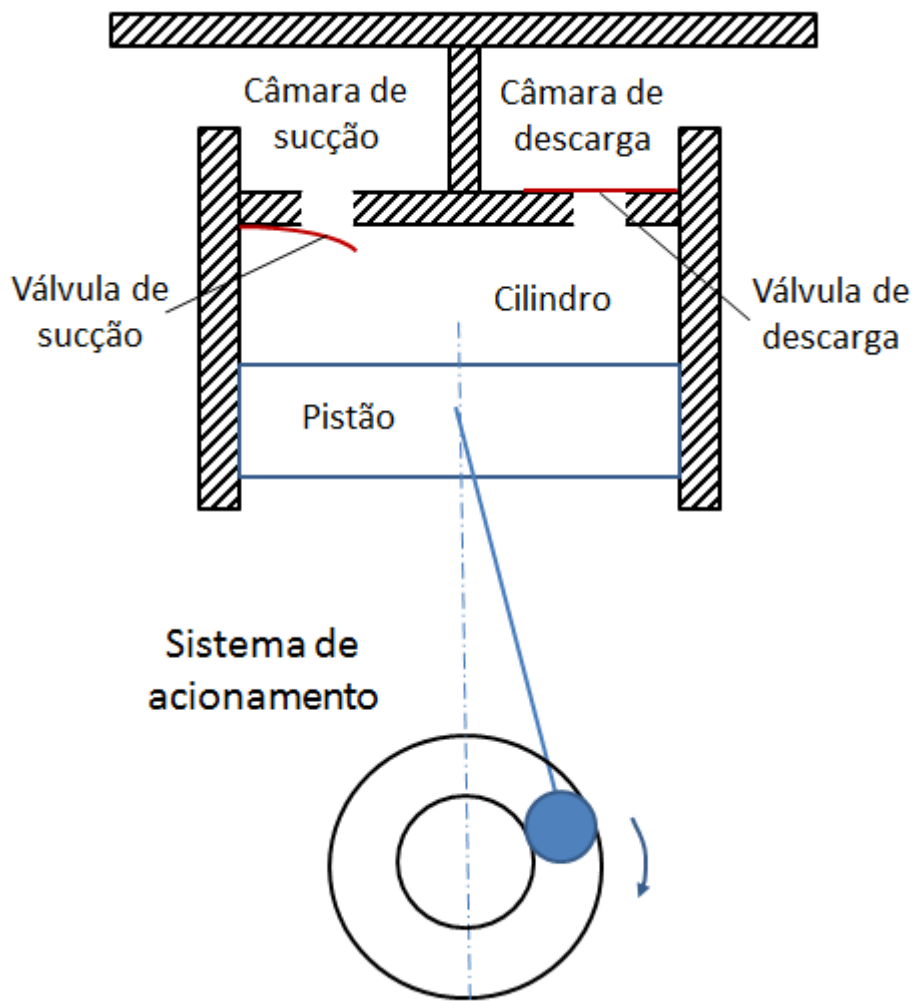
Assim, para ser um produto eficiente e economicamente competitivo, como o mercado exige, procura-se otimizar o desempenho dos componentes do sistema.

Como o compressor é a maior fonte de perdas do sistema, um pequeno aumento de sua eficiência pode significar um grande aumento na eficiência do sistema como um todo.

1.2 Compressor

A Figura 2 mostra um esquema simplificado de um compressor alternativo, o mais utilizado nos sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor, incluindo o sistema de acionamento, o pistão, o cilindro, o sistema de válvulas e as câmaras de sucção e descarga.

Figura 2 – Esquema simplificado de um compressor alternativo

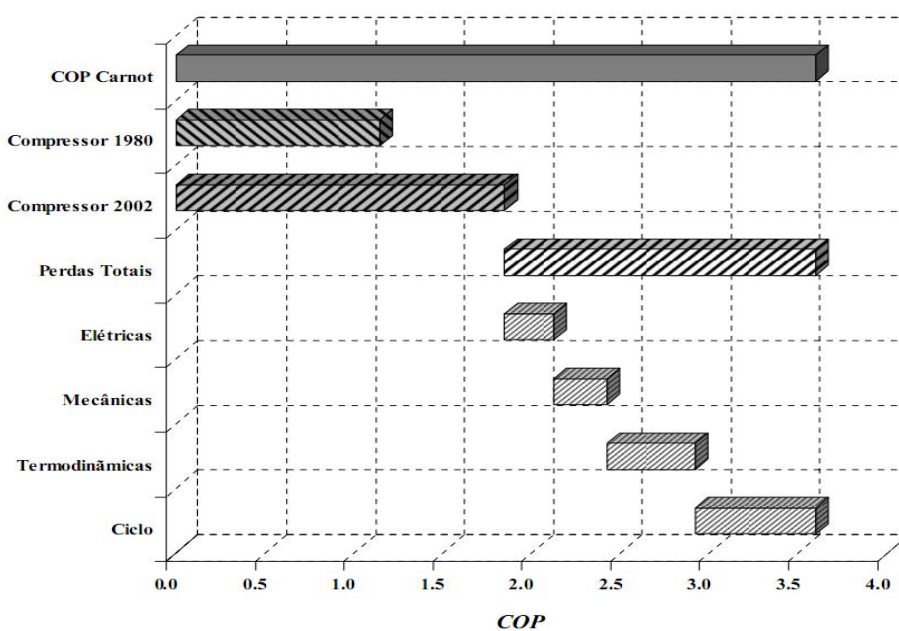


Fonte: Próprio autor.

Possamai e Todescat (2004) apontaram que as principais perdas encontradas em compressores herméticos alternativos são as perdas de ciclo (compressão e expansão), termodinâmicas, perdas por atrito e elétricas. Os autores apresentaram dados sobre a evolução da eficiência dos compressores de 1980 a 2002, assim como a distribuição das perdas em relação ao Ciclo de Carnot, reproduzidos na Figura 3. Tomando-se com base apenas estes dados, observa-se que até 2002 houve um aumento de 60 % na eficiência dos compressores, no entanto, somente

50% da eficiência (COP-Coeficiente de Performance) do Ciclo de Carnot havia sido alcançada. Baseando-se nessas informações, os autores frisaram que incrementos significativos de eficiência ainda poderiam ser alcançados para este modelo de compressor.

Figura 3 – Distribuição de perdas para um compressor hermético.



Fonte: Possamai et al. (2004).

Analisando um compressor alternativo de elevada eficiência com capacidade de refrigeração de 900 Btu/h (290 W) operando com fluido refrigerante R134a, Ribas *et al.* (2006) mostraram que a eficiência termodinâmica do compressor, que era da ordem de 80%, merecia ser melhor estudada por ainda apresentar o maior potencial de aumento, quando comparada à eficiência elétrica (da ordem de 87%) e eficiência mecânica (da ordem de 92%). Contabilizando apenas as perdas termodinâmicas, os autores declaram que 47% são devidas ao escoamento pelas válvulas de sucção e de descarga. Portanto, o correto dimensionamento do sistema de válvulas é fundamental para determinar uma eficiência elevada em um compressor de

refrigeração. 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.

Os compressores alternativos utilizam válvulas automáticas que abrem e fecham de acordo com a diferença de pressão entre as câmaras de sucção/descarga e o cilindro, estabelecida pelo movimento do pistão. Quando abertas, a dinâmica do movimento das válvulas é determinada pelo campo de pressão atuando sobre suas superfícies (gerado pelo escoamento do fluido) e pelas características de sua estrutura (massa, rigidez e amortecimento). A rigidez da válvula determina a sua velocidade de abertura e fechamento; uma palheta com baixa rigidez abre mais rapidamente, porém não ocorre o mesmo para o seu fechamento, o qual é mais lento, podendo assim ocorrer refluxo de refrigerante do cilindro, enquanto o pistão inverte o movimento. Para uma válvula com maior rigidez, sua abertura é mais lenta, aumentando assim a perda de carga. Em função disso, nota-se que o funcionamento de uma válvula é um problema bastante complexo de ser investigado por envolver dois aspectos fundamentais: as geometrias das válvulas são complexas e o problema envolve o acoplamento entre as dinâmicas do escoamento do fluido e do movimento da válvula, conhecido como problema de interação fluido-estrutura.

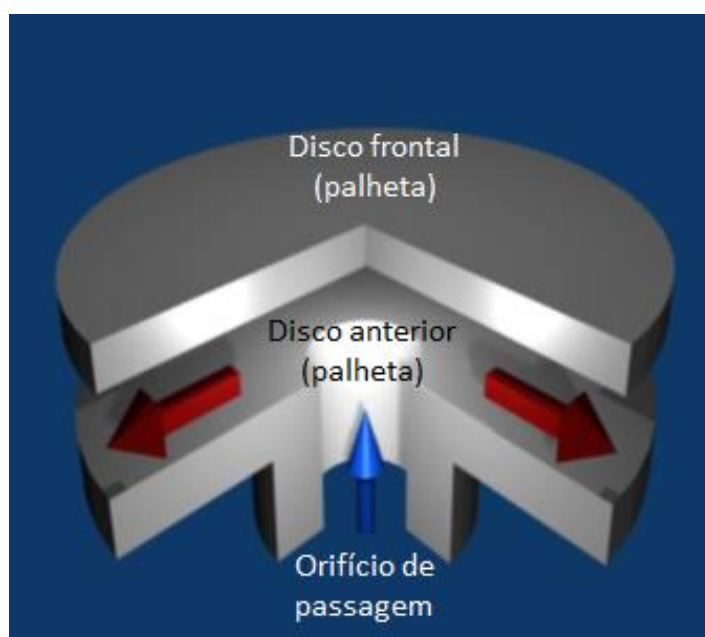
Dada a complexidade das geometrias usadas em válvulas de compressores, modelos simplificados como o difusor radial têm sido adotados como base para a sua investigação.

1.3 Modelo de Difusor Radial

Além de sua importância na análise do escoamento em válvulas de compressores alternativos, o difusor radial é uma geometria de escoamento de

interesse no estudo de várias outras aplicações tecnológicas, tais como mancais aeroestáticos e válvulas de componentes hidráulicos e pneumáticos. O escoamento neste tipo de geometria é também de interesse científico devido aos diversos fenômenos físicos complexos presentes (separação do escoamento, curvatura no escoamento, relaminarização e gradientes adversos de pressão) (SOUTO, 2002). Um esquema do difusor radial é mostrado a Figura 4. Basicamente, o difusor radial é composto por dois discos concêntricos montados paralelamente um ao outro: o disco frontal, que representa a válvula do compressor (também denominada de palheta) e o disco anterior, contendo um furo concêntrico, que representa o assento da válvula e o orifício de passagem do fluido refrigerante.

Figura 4 – Modelo de um difusor radial.

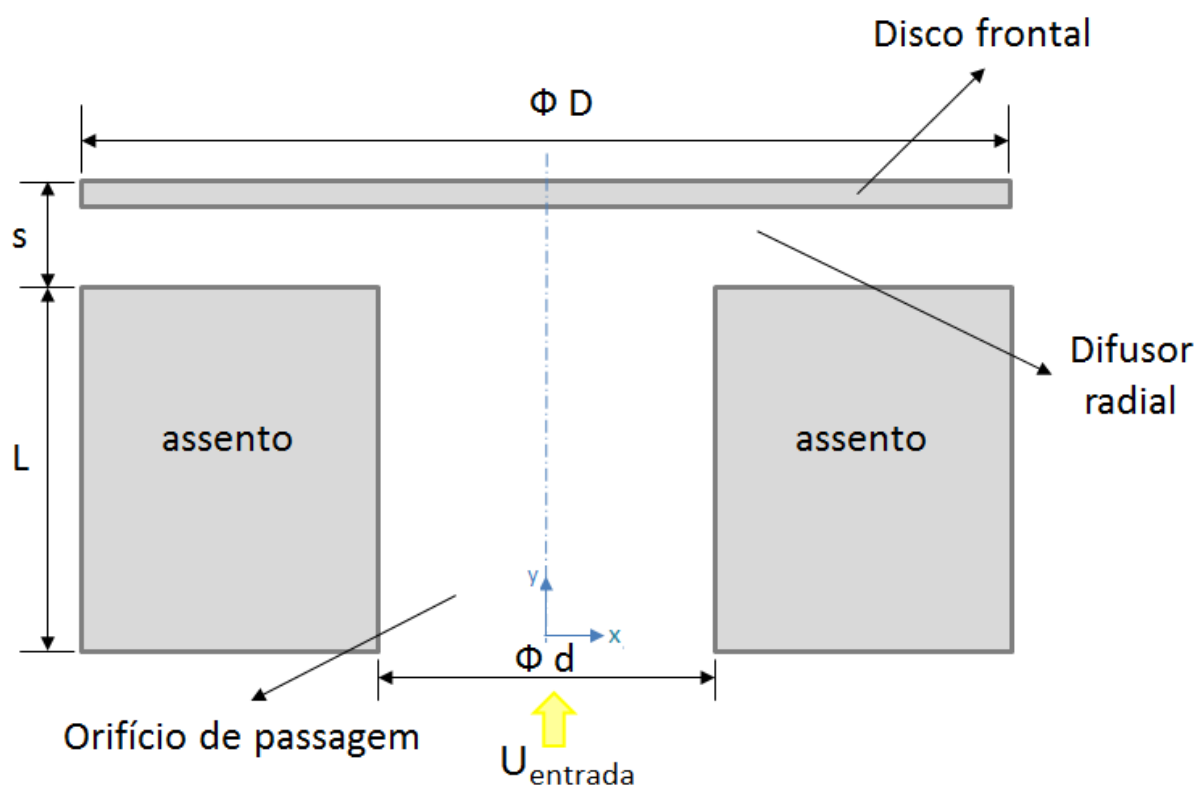


Fonte: Próprio autor.

A Figura 5 mostra o difusor radial em detalhe, o qual é composto pelo disco anterior (assento da válvula) e o disco frontal (palheta da válvula). O fluido esco

pelo orifício de entrada presente no assento, é defletido pela palheta e se desenvolve na região entre os discos, chamada de difusor radial.

Figura 5 – Esquema detalhado do difusor radial.



Fonte: Próprio autor.

Mesmo sendo uma geometria simplificada, o escoamento em um difusor radial apresenta fenômenos físicos bastante complexos. Segundo Peters (1994), o escoamento em difusores apresenta instabilidades devido à presença de separação, curvatura, relaminarização, recolamento da camada limite e gradientes adversos de pressão. Além disso, para uma modelagem mais real do problema, em relação às aplicações de válvulas de compressores de refrigeração, é necessário contabilizar o movimento do disco frontal devido às forças causadas pelo escoamento. Este

problema é caracterizado por uma forte interação fluido-estrutura devido ao acoplamento entre o escoamento e a dinâmica do movimento do disco frontal.

1.4 Objetivos

Os objetivos específicos deste trabalho são os seguintes:

- Implementar e testar uma metodologia numérica para prever o escoamento em um difusor radial com disco frontal fixo, tendo como base os resultados experimentais de Gasche, Arantes e Andreotti (2015);
- Implementar e testar uma metodologia numérica para prever o escoamento em um difusor radial com disco frontal móvel, envolvendo o fenômeno de interação fluido-estrutura e tendo como base a metodologia validada para o difusor radial com disco frontal fixo, assim como os resultados experimentais de Abrego (2014).

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Por ser um importante subsistema de um compressor de refrigeração, responsável pelo controle da vazão mássica do fluido refrigerante pelo compressor, o que define em grande parte sua eficiência volumétrica, os sistemas de válvulas de sucção e de descarga dos compressores de refrigeração já foram muito estudados. Segundo Arantes (2013), os resultados destes estudos, entretanto, são encontrados predominantemente em anais de congressos. Poucos trabalhos são publicados em periódicos com corpo de revisores, o que é preocupante, pois os trabalhos publicados em anais de congressos não contêm detalhes suficientes que permitam uma análise criteriosa dos resultados e metodologias empregadas (ARANTES, 2013).

Apesar disso, muitos aspectos relacionados ao funcionamento do sistema de válvula ainda merecem atenção devido à complexidade dos fenômenos físicos que ocorrem durante a operação das válvulas, principalmente aqueles relacionados ao problema de interação fluido-estrutura.

Em função de sua simplicidade, a geometria do difusor radial ainda tem sido usada para modelar o sistema de válvula. Arantes (2013) expõe que os pesquisadores têm estudado o problema considerando aspectos relacionados à metodologias alternativas para a solução numérica do problema, ao processo de transferência de calor, aos efeitos transientes, efeitos da posição do pistão no escoamento na válvula de sucção, efeitos de adesão devido à presença de óleo no sistema, problemas de selagem e de geração de ruído no sistema (ARANTES, 2013).

A revisão bibliográfica a seguir busca apresentar alguns aspectos relacionados ao escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo e móvel com o objetivo de destacar a carência de trabalhos de simulação numérica em difusores

radiais com disco frontal móvel que contenham detalhes suficientes para a validação da metodologia numérica adotada, que é o principal foco do presente trabalho.

2.1 Difusor Radial com Disco Frontal Fixo

Segundo Arantes (2013), uma revisão bibliográfica abrangente até o ano de 2002 sobre estudos experimentais, analíticos e numéricos envolvendo diversos aspectos do escoamento em difusores radiais foi apresentada por Souto (2002).

Analisando a revisão realizada por Souto (2002), conclui-se que o escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo foi bastante estudado. Entretanto, apenas dois dos trabalhos citados foram desenvolvidos considerando parâmetros próximos àqueles encontrados em válvula de compressores: o trabalho de Deschamps et al. (1996) e o trabalhos de Salinas-Casanova (2001).

Segundo Souto (2002), Deschamps et al. (1996) investigaram numérica e experimentalmente o escoamento turbulento incompressível em difusores radiais com relação de diâmetros de $D/d=1,45$ e $3,0$, considerando afastamentos adimensionais variando de $s/d=0,05$ a $0,1$ e números de Reynolds baseados no diâmetro do orifício, d , variando na faixa de 10.000 a 40.000 . Neste trabalho, os autores mostraram que o modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$ de Yakhot e Orzag (1986) forneceu resultados com boa concordância com resultados experimentais. Observe-se que os autores não analisaram o escoamento para pequenos afastamentos entre os discos, por exemplo, afastamentos da ordem de $s/d=0,01$.

Analisando-se o trabalho de Salinas-Casanova (2001), verifica-se que o autor investigou numericamente, o escoamento turbulento incompressível em difusores radiais concêntricos considerando apenas duas relações de diâmetro, $D/d=3,0$ e $D/d=1,66$, apenas dois afastamentos adimensionais entre os discos, $s/d=0,05$ e $s/d=0,07$, e apenas um número de Reynolds baseado no diâmetro do orifício de entrada, $Re=25.000$. O autor testou vários modelos de turbulência e chegou à

conclusão de que uma versão do modelo RNG k- ϵ de Yakhot e Orzag (1986), no qual a viscosidade efetiva é definida como no modelo de Launder e Spalding (1972), foi a que forneceu os melhores resultados. Note-se, novamente, que o escoamento não foi analisado para pequenos afastamentos entre discos e também não abrangeu uma larga faixa de número de Reynolds.

Após este período até o ano de 2002, surgiram diversos trabalhos de simulação numérica voltados ao estudo de válvulas tendo como modelo o difusor radial. Lacerda (2009) efetuou um estudo numérico do escoamento em difusores radiais com chanfros usando o Método de Fronteira Imersa. A metodologia foi acoplada à solução do escoamento pelo método dos volumes finitos com a utilização do Modelo Físico Virtual de Silva (2002). O objetivo do estudo foi validar a metodologia, que tem como ponto forte a facilidade de lidar com geometrias móveis sem necessidade de adaptações na malha computacional, sendo bastante atrativa para a modelagem de válvulas automáticas, com possibilidades de reduzir o custo computacional de simulação. Neste estudo, o Método da Fronteira Imersa foi utilizado para a modelagem de um chanfro no disco anterior do difusor radial.

Anhê Júnior (2010) realizou um estudo experimental e numérico do escoamento em um difusor radial com relação de diâmetro de $D/d=3,0$. O autor mediu a distribuição radial da pressão atuando sobre o disco frontal para afastamentos adimensionais de $s/d=0,01$ e $s/d=0,02$, para escoamentos com números de Reynolds variando de 1.500 a 9.000. Após validar a metodologia numérica com os dados experimentais, Anhê Júnior (2010) analisou numericamente o escoamento, usando o método de Volumes Finitos, para números de Reynolds variando de 500 a 2500, considerando afastamentos adimensionais na faixa de $s/d=0,004$ a 0,03. Dentre várias conclusões importantes sobre o comportamento do escoamento, o autor mostrou que variações da ordem de 0,1 mm no afastamento entre o disco frontal e o disco anterior podem causar variações da ordem de 7% na pressão atuando na superfície do disco frontal. Isto mostra que este parâmetro é de fundamental importância para caracterizar o escoamento.

A geometria do difusor radial, em sua forma bidimensional axissimétrica, também foi usada por Pereira e Deschamps (2010) para representar a válvula de descarga, com o objetivo de estudar o efeito da proximidade do pistão do compressor em relação à válvula sobre as áreas efetivas de força e de escoamento. Os valores da relação de diâmetros D/d , assim como os números de Reynolds dos escoamentos analisados não foram divulgados. Os autores concluíram que a posição do pistão, embora não considerada no conceito padrão de áreas efetivas de força e de escoamento, é muito importante durante o processo de descarga, pois estes parâmetros são reduzidos consideravelmente quando o pistão se aproxima do ponto morto superior. Este efeito é mais importante quando o orifício da válvula possui canto vivo na entrada.

Uma metodologia Lagrangeana-Euleriana foi usada por Mariani, Prata e Deschamps (2010) para simular o escoamento em um difusor radial com $D/d=3,0$ com disco anterior chanfrado. Afastamentos de $s/d=0,012$ e $0,020$ foram analisados, considerando números de Reynolds de 1.000 e 2.500. A metodologia foi validada experimentalmente usando dados de distribuição de pressão atuando sobre a superfície do disco frontal. Resultados para as áreas efetivas de força e de escoamento mostraram que o escoamento é significativamente afetado por ângulos de chanfro tão pequenos quanto 5° .

Uma análise destes trabalhos envolvendo o escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo mostra que o escoamento ainda não foi avaliado em sua plenitude, considerando as condições de operação reais das válvulas de compressores de refrigeração. Parte dos trabalhos é dedicada à análise de difusores radiais com elevadas relações de diâmetros (D/d da ordem de 3,0), que não são usadas em válvulas. Outros trabalhos analisaram difusores radiais com relações de diâmetros da ordem de $D/d=1,5$, relação de diâmetro usual em válvulas de compressores de refrigeração, mas não investigaram afastamentos adimensionais pequenos, s/d da ordem de 0,01. Além disso, as análises foram realizadas para uma pequena quantidade de número de Reynolds. Este trabalho tem como objetivo

parcial realizar uma investigação mais abrangente, considerando condições de operação ainda não divulgadas na literatura.

2.2 Difusor Radial com Disco Frontal Móvel

A geometria do difusor radial com disco frontal móvel também tem sido usada intensivamente para modelar o escoamento em válvulas de compressores de refrigeração, por ser uma geometria simplificada e eficiente para prever o comportamento das válvulas reais usualmente utilizadas no compressor. Um trabalho que merece destaque é o trabalho realizado por Pereira (2006), que usou o código comercial de simulação numérica, Fluent, baseado no método de volumes finitos, para estudar o comportamento dinâmico do escoamento nas válvulas de sucção e de descarga, onde foi utilizado um modelo massa-mola-amortecimento de um grau de liberdade para simular o comportamento das válvulas. Neste trabalho, Pereira realizou um levantamento bibliográfico cuidadoso sobre modelagem da dinâmica de válvulas de compressores, citando os principais trabalhos desde a década de 1950: Costagliola (1950), Schwerzler e Hamilton (1972), Trella e Soedel (1974), Ussyk (1984), Ishisawa et al. (1987), Lopes e Prata (1997) e Matos (2002). A conclusão mais importante desta revisão, tendo em vista o tema abordado neste trabalho, é que não foi citado nenhum trabalho de simulação numérica com validação experimental direcionado ao estudo do problema de interação fluido-estrutura no modelo de válvula denominado de difusor radial.

O próprio Pereira (2006) também usou a geometria do difusor radial com disco frontal móvel para modelar o sistema de válvulas. O problema da interação fluido-estrutura foi modelado usando o modelo de massa-mola-amortecimento de um grau de liberdade. Entretanto, o foco do trabalho não foi a análise detalhada do escoamento, mas sim uma análise da performance global do compressor. O autor não divulga a relação de diâmetros usada e nem os números de Reynolds investigados. Além disso, a metodologia usada não foi validada considerando as

aberturas atingidas (afastamentos) pelo disco frontal móvel para as diversas configurações do escoamento. O autor valida sua metodologia usando parâmetros globais tais como as pressões médias em várias posições no interior da geometria adotada, computadas ao longo do ciclo de funcionamento e a potência total consumida pelo compressor. Estes parâmetros não são muito adequados para avaliar de maneira criteriosa a metodologia desenvolvida, por se tratarem de parâmetros globais não é possível analisar o escoamento com detalhe já que ocorre diversos fenômenos complexos no escoamento pelas válvulas.

Após este período, muitos trabalhos continuaram usando o difusor radial com disco frontal móvel para modelar o sistema de válvulas de compressores de refrigeração. Pereira, Deschamps e Ribas Júnior (2008) usaram esta metodologia para fazer uma análise comparativa de três metodologias numéricas, representadas por formulações diferenciais unidimensionais, bidimensionais e tridimensionais, para a simulação de compressores alternativos de pequeno porte. O problema da interação fluido-estrutura foi modelado usando o modelo de massa-mola-amortecimento de um grau de liberdade. Entretanto, além dos parâmetros que definem o escoamento pelo difusor radial não terem sido divulgados, os modelos não foram validados experimentalmente.

Link e Deschamps (2011) estudaram numericamente a influência dos efeitos inerciais no escoamento em válvulas de descarga de compressores herméticos de pequeno porte, considerando o modelo do difusor radial para representar a válvula. A dinâmica da válvula foi inserida por meio de um modelo de massa-mola-amortecimento de um grau de liberdade. Relações de diâmetro iguais a $D/d=1,50$ e $1,95$ foram utilizadas. Resultados para a vazão, força, queda de pressão e aberturas foram obtidos para três frequências de funcionamento do compressor (25, 50 e 75 Hz). Os resultados do estudo mostraram que o procedimento padrão para estimar as áreas efetivas de força e de escoamento não é capaz de descrever a vazão e a força induzida pelo escoamento nos estágios inicial e final de operação da válvula.

Os autores também não fizeram uma validação experimental dos resultados do modelo numérico.

Disconzi, Pereira e Deschamps (2011) também usaram o difusor radial com disco frontal móvel, modelando o problema de interação fluido-estrutura com um modelo massa-mola-amortecimento de um grau de liberdade, para representar as válvulas de sucção e de descarga de um compressor de refrigeração. Os autores usaram o código comercial ANSYS para resolver numericamente o problema proposto. Entretanto, o foco do trabalho foi a avaliação da transferência de calor no interior do cilindro do compressor. Em função disso, o trabalho não divulga os detalhes necessários para uma avaliação criteriosa do escoamento no difusor (geometria, número de Reynolds, afastamentos atingidos, campo de pressão, campo de velocidades, etc.), além de não apresentar nenhum tipo de validação experimental para a metodologia usada.

Mushyam e Bergala (2012) simularam numericamente o problema de interação fluido-estrutura no escoamento em difusores radiais com disco frontal móvel usando um método de fronteira imersa. O foco do trabalho, entretanto, está na descrição do método numérico e não no comportamento do escoamento. As dimensões geométricas do difusor foram apresentadas. O deslocamento do disco frontal é apresentado para a faixa de Reynolds analisada ($100 < Re < 1.500$). Porém, a metodologia foi validada apenas considerando a solução numérica do escoamento em um canal para Reynolds igual a 100, o que não é apropriado para este tipo de problema, pois o escoamento em válvulas atinge valores muito mais elevados.

Pereira et al. (2012) descreve um modelo simplificado para estudar o escoamento pela mufla, válvula de sucção e uma pequena região dentro do cilindro de um compressor alternativo de refrigeração de pequeno porte. Neste trabalho, os autores também usaram o difusor radial com disco frontal móvel para modelar a válvula de sucção, assim como também usaram o sistema massa-mola-amortecimento com um grau de liberdade para modelar o problema de interação fluido-estrutura na válvula. Foram apresentados resultados para os afastamentos do

disco frontal em função do ângulo de manivela ao longo do ciclo de operação. Entretanto, os autores também não apresentaram as dimensões geométricas do difusor, assim como nenhum tipo de validação da metodologia numérica usada foi realizada.

A revisão bibliográfica apresentada mostra claramente que a geometria simplificada do difusor radial ainda é muito utilizada para modelar o problema de escoamento em válvulas de compressores de refrigeração, tanto as válvulas de sucção, como as válvulas de descarga. Este modelo de válvula tem sido usado para estudos de escoamentos em difusores com disco frontal fixo, mas também tem sido muito utilizado para estudar escoamentos em difusores com disco frontal em movimento. O movimento do disco frontal tem sido obtido por meio de imposição externa ou por meio da solução da equação de movimento obtida da modelagem do disco como um sistema massa-mola-amortecimento com um grau de liberdade. Uma lacuna observada desta revisão da literatura é a ausência de estudos de simulação numérica do escoamento em difusores radiais, com interação fluido-estrutura no disco frontal, com a preocupação de validação da metodologia numérica por meio de dados experimentais. Este é o segundo objetivo deste trabalho.

2.3 Abordagem geral do problema

Em resumo, neste trabalho o escoamento em difusores radiais com discos frontais fixo e móvel é investigado numericamente usando o código comercial Fluent baseado na metodologia de Volumes Finitos com o objetivo de analisar detalhadamente as principais características do escoamento. Numa primeira etapa é estudado o escoamento em difusor radial com disco frontal fixo. Na outra etapa é estudado o escoamento em um difusor radial com disco frontal em movimento, onde a dinâmica do disco frontal é modelada por um sistema massa-mola-amortecimento com um grau de liberdade. Um diferencial importante deste trabalho em relação

àqueles existentes na literatura é que ambas as metodologias são validadas experimentalmente.

3 DIFUSOR RADIAL COM DISCO FRONTAL FIXO

Este capítulo apresenta o estudo sobre o escoamento em um difusor radial com disco frontal fixo. Inicialmente a geometria do difusor radial é apresentada, com informações dos principais parâmetros que definem o problema. Em seguida, as equações governantes do problema são apresentadas, assim como as condições de contorno usadas nas suas soluções. Duas formulações são usadas para estudar o escoamento, uma formulação de escoamento incompressível e uma formulação de escoamento compressível, pois em algumas configurações do escoamento identificaram-se valores de número de Mach máximo maiores do que 0,3, condição na qual se espera variações significativas na densidade do fluido. Posteriormente, a metodologia numérica adotada é apresentada, seguida de sua validação por intermédio de dados experimentais obtidos de outros autores.

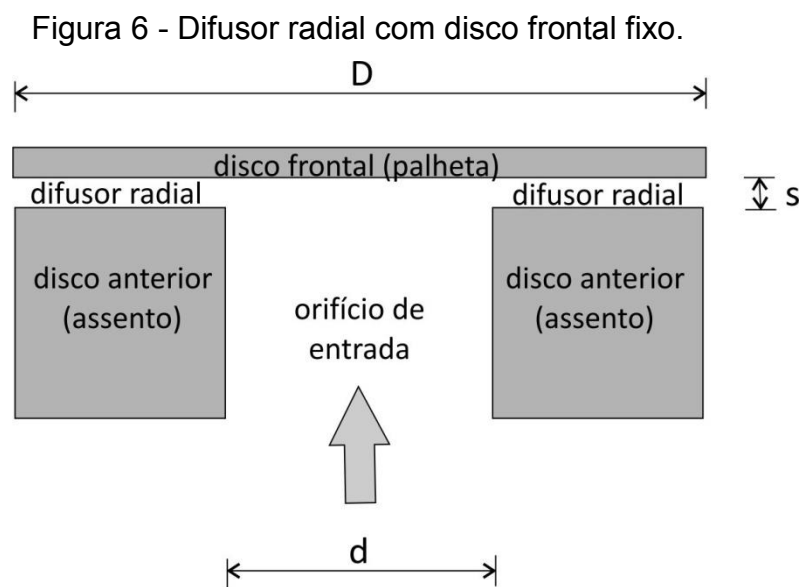
3.1 Modelagem Matemática

A Figura 6 mostra a geometria do difusor radial adotada. Nesta figura, descrevem-se os parâmetros geométricos que definem o problema. O disco frontal de diâmetro “D” é usado para representar a palheta de um sistema de válvulas, enquanto o disco anterior com um orifício de diâmetro “d” modela o assento do sistema de válvulas. Um parâmetro importante desta geometria é a distância “s” que separa o disco frontal do disco anterior, também denominado de afastamento. A região entre o disco frontal e o disco anterior é conhecida como difusor radial por se tratar de uma região onde a área de escoamento aumenta com a posição radial. O escoamento nesta geometria é governado essencialmente pelas características encontradas nesta região, onde podem ser encontradas regiões de recirculação, descolamento de camada limite, recolamento de camada limite, gradientes adversos de pressão e relaminarização do escoamento. O parâmetro mais utilizado para

caracterizar o escoamento nesta geometria é o número de Reynolds baseado nas condições do escoamento na região do orifício de entrada, dado por:

$$Re = \frac{\rho U d}{\mu} \quad (1)$$

onde U é a velocidade média do escoamento na entrada do orifício e ρ e μ são a massa específica e a viscosidade dinâmica do fluido, respectivamente.



Fonte: Próprio autor.

As equações governantes do escoamento compressível são dadas pela equação da conservação da massa, equação da quantidade de movimento, equação da conservação da energia e uma equação de estado. Considerando o escoamento de um fluido Newtoniano se comportando como um gás ideal, para escoamento sem dissipação interna de energia, estas equações podem ser escritas como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \left[\left(\lambda - \frac{2}{3} \mu \right) \vec{\nabla} \cdot \vec{u} \right] + \vec{\nabla} \cdot [\mu (\vec{\nabla} \vec{u} + \vec{\nabla}^T \vec{u})] \quad (3)$$

$$\rho C_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla T \right) = \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) - \frac{\beta T}{\alpha} \vec{\nabla} \cdot \vec{u} \quad (4)$$

$$p = \rho R T \quad (5)$$

onde \vec{u} é o vetor velocidade, p é a pressão estática, R é a constante de gás ideal do fluido, T é a temperatura e C_v , λ , k , β e α são o calor específico a volume constante, coeficiente de viscosidade, condutividade térmica do fluido, coeficiente de expansão térmica volumétrica e coeficiente de compressibilidade isotérmica, respectivamente.

A formulação para escoamentos incompressíveis é obtida quando o termo $\vec{\nabla} \cdot \vec{u}$ é considerado nulo. Além disso, a equação da conservação da energia (Equação 4) e a equação de estado (Equação 5) não precisam ser usadas.

O escoamento de fluido refrigerante nas válvulas de compressores de refrigeração atinge números de Reynolds elevados, podendo resultar em valores da ordem de 80.000 em válvulas de sucção e 500.000 em válvulas de descarga. Portanto, a simulação numérica do escoamento em um difusor radial deve prever o uso de modelos de turbulência para que o problema possa ser resolvido, uma vez que o uso de simulação numérica direta do escoamento ainda é computacionalmente inviável.

Salinas-Casanova (2001) usou vários modelos de turbulência para estudar o escoamento turbulento em difusores radiais, recomendando o modelo RNG k- ϵ por melhor prever o comportamento da distribuição de pressão sobre o disco frontal. Como as características do problema abordado aqui são similares àquelas usadas por Salina-Casanova (2001), este modelo é escolhido neste trabalho para analisar o escoamento. Além disso, funções de parede são usadas para representar o

escoamento em regiões próximas às paredes. Um resumo deste modelo e uma descrição das funções parede usadas são apresentados no Apêndice A.

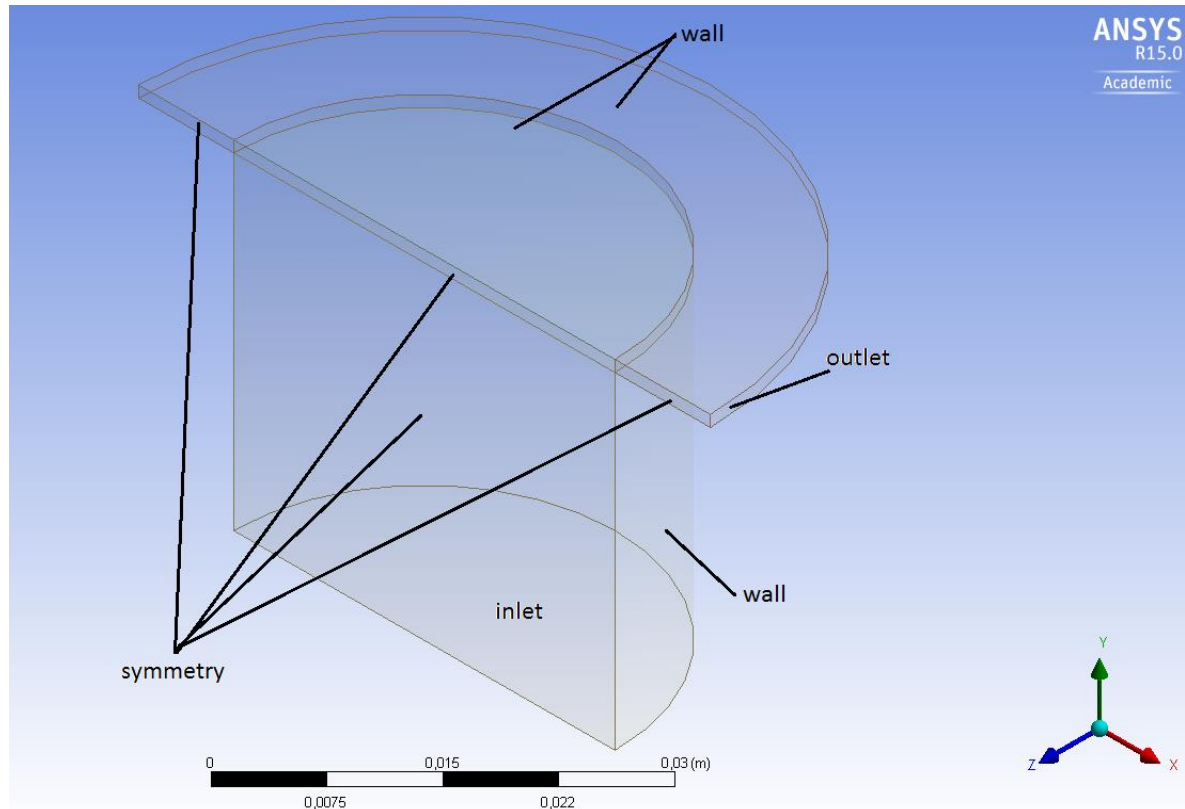
3.2 Metodologia de Solução

As soluções das equações governantes, Equações (2) a (5), são obtidas com o código comercial ANSYS Fluent®, versão 15.0, que utiliza o método de volumes finitos para integrar as equações governantes e condições de contorno em um número de volumes de controle discretos representando a geometria do problema. Como esta metodologia é bastante conhecida e consolidada, seus aspectos fundamentais não são abordados aqui, podendo ser encontrados em diversas publicações (MALISKA, 2004; FERZIGER; PERIC, 2001; ROACHE, 1998; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Nesta seção são apresentados apenas aspectos relacionados à geometria, malha, condições de contorno, funções de interpolação e métodos de acoplamento utilizados.

3.2.1 Geometria e condições de contorno

A Figura 7 mostra a geometria em sua forma tridimensional, indicando os tipos de condições de contorno adotadas, a nomenclatura a apresentada é a utilizada pelo programa ANSYS Fluent®. Observe-se que apenas metade do difusor radial foi usado como domínio computacional com o objetivo de reduzir o tempo computacional das simulações. O difusor radial foi construído para uma razão de diâmetros de $D/d=1,5$, considerando $d=34,9$ mm. O ar é usado como fluido de trabalho em todas as simulações realizadas. As condições de contorno são definidas no domínio como inlet, outlet, wall, e symmetry, descritas a seguir.

Figura 7 - Geometria e condições de contorno adotadas nas simulações numéricas.



Fonte: Próprio autor.

Inlet: na entrada prescrevem-se valores uniformes para a velocidade U , normal a superfície (que define o número de Reynolds do escoamento), 5% para a intensidade turbulenta, para todas as simulações de escoamento turbulento e para a temperatura (valores iguais às temperaturas medidas nos testes experimentais usados no processo de validação), no caso de escoamentos compressíveis;

Outlet: prescreve-se um valor nulo para a pressão estática e, para as demais variáveis (componentes do vetor velocidade, temperatura, energia cinética turbulenta, k , e dissipação de energia cinética turbulenta, ϵ) é considerado difusão igual a zero;

Wall: nas paredes usa-se as condições de não-deslizamento e impenetrabilidade para as componentes do vetor velocidade; o fluxo da energia

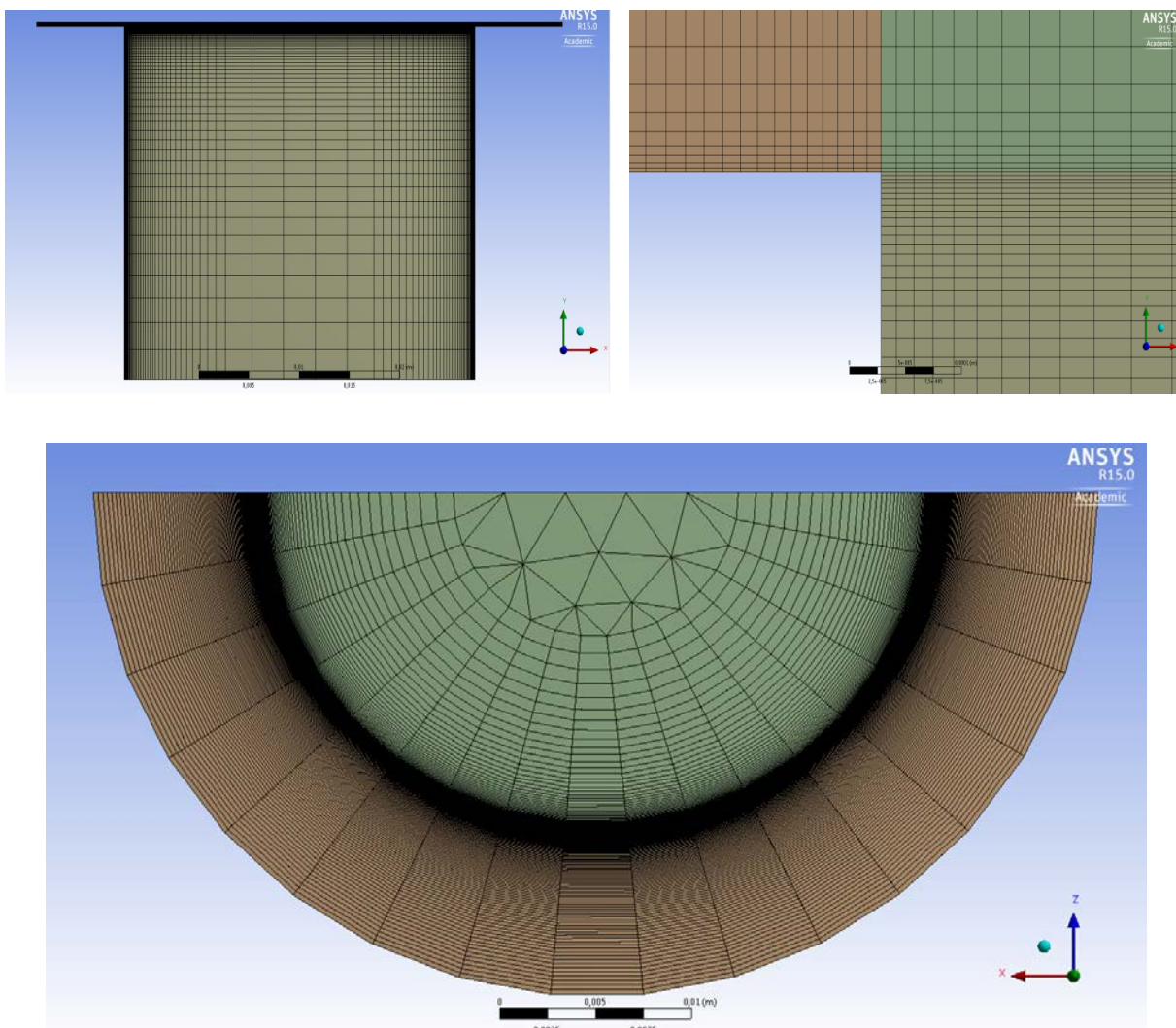
cinética, k , ou seja, a derivada a primeira, é considerada igual a zero; a dissipação da energia cinética turbulenta, ε , na parede é calculada como mostra o Apêndice A, e condição de isolamento térmico para os casos de escoamentos compressíveis;

Symmetry: assume-se que os gradientes normais de todas as variáveis são nulos no plano de simetria.

3.2.2 Malha computacional

A Figura 8 mostra o aspecto da malha adotada no processo de discretização do domínio computacional. Para o caso do difusor radial é muito importante que a malha seja refinada na região de entrada do difusor radial, pois é nesta região que ocorrem os fenômenos de curvatura, separação e recirculação do escoamento. A malha apresentada contém 88.550 volumes de controle. Durante o processo de estudo de convergência de malha, apenas o número de volumes na direção y da região do difusor radial foi variado.

Figura 8 - Aspecto da malha utilizada na simulação numérica.



Fonte: Próprio autor.

3.2.3 Funções de interpolação e métodos de acoplamento

No método de volumes finitos é necessário calcular os fluxos das variáveis transportadas nas faces dos volumes de controle. Neste trabalho, os fluxos difusivos são calculados usando o esquema de interpolação de diferenças centrais e os fluxos

convectivos são calculados por um esquema de interpolação *upwind* de segunda ordem, como descrito no Apêndice B.

Para as formulações de escoamentos incompressíveis é necessário utilizar um algoritmo adequado para se obter a convergência no processo iterativo de obtenção dos campos de pressão e de velocidade. Neste trabalho, o acoplamento entre os campos de pressão e de velocidade é realizado com o algoritmo *Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent* - SIMPLEC (VERSTEEG;MALALASEKERA, 2007). Para o escoamento compressível é utilizado o esquema *Coupled* do Fluent, cujas principais características são descritas no Apêndice C.

As soluções das equações governantes são consideradas satisfatórias quando os resíduos das equações de conservação da massa, conservação da energia (para escoamentos compressíveis), quantidade de movimento, da energia cinética turbulenta e sua dissipação atingem o valor de 10^{-6} . A metodologia de cálculos destes resíduos é apresentada no Apêndice D.

Para a formulação compressível a convergência é atingida quando o valor dos resíduos é de 10^{-3} , pois a solução para escoamento compressível é mais difícil de atingir a convergência e não há na literatura dados para serem comparados.

3.3 Análise de Independência de Malha

A precisão de um resultado numérico é fundamentalmente dependente da qualidade da malha utilizada na obtenção dos resultados. O refinamento da malha aumenta a precisão dos resultados numéricos, ao custo de um maior esforço computacional requerido para resolver os sistemas de equações. Assim, é necessário realizar uma análise sobre a evolução dos resultados em função do aumento do número de volumes da malha para balancear estes dois efeitos. Procura-se idealmente por uma malha que produza resultados invariantes com o seu

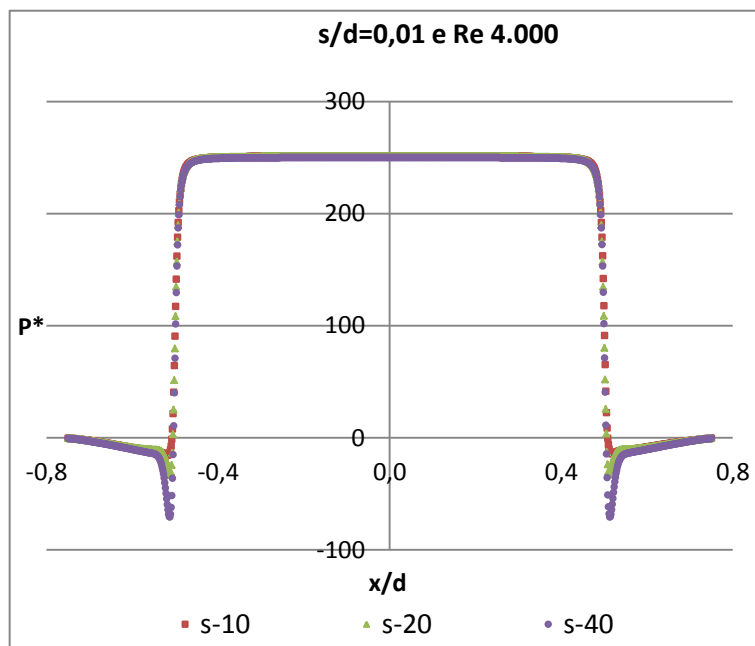
refinamento, o que muitas vezes não é possível devido aos elevados recursos computacionais exigidos.

O maior interesse no estudo do escoamento em um difusor radial é a obtenção da distribuição de pressão sobre o disco frontal, uma vez que este resultado é usado para obter os principais parâmetros de projeto de válvulas de compressores, que são as áreas efetivas de força e de escoamento. Portanto, este resultado é usado aqui para realizar a análise de independência de malha. Optou-se por apresentar os resultados de pressão adimensional, P^* , cuja definição é dada pela Equação 6,

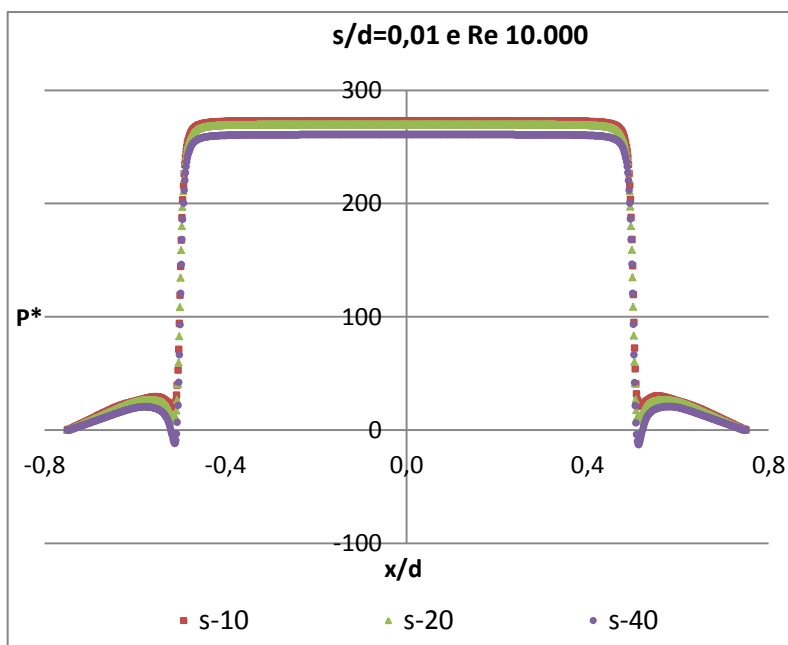
$$P^* = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (6)$$

Tomou-se como base uma malha de 88.550 volumes e realizou-se o refinamento da malha apenas na região do difusor radial, ou seja, na região entre o disco frontal e o disco anterior, por ser a região de maior importância do escoamento. A análise de independência de malha foi realizada para afastamentos adimensionais de $s/d=0,01$, $s/d=0,03$, $s/d=0,05$ e $s/d=0,09$, considerando números de Reynolds de 4.000, 10.000 e 20.000. Para facilitar a descrição das malhas, utilizou-se a nomenclatura s-10, s-20, s-40 e s-80 para designar respectivamente as malhas com 10, 20, 40 e 80 volumes de controle na região do difusor radial.

As Figura 9 a Figura 11 mostram os perfis de pressões adimensionais sobre o disco frontal para o afastamento $s/d=0,01$, respectivamente para escoamentos com números de Reynolds iguais a 4.000, 10.000 e 20.000. Nestes três casos, as malhas s-10, s-20 e s-40 foram testadas.

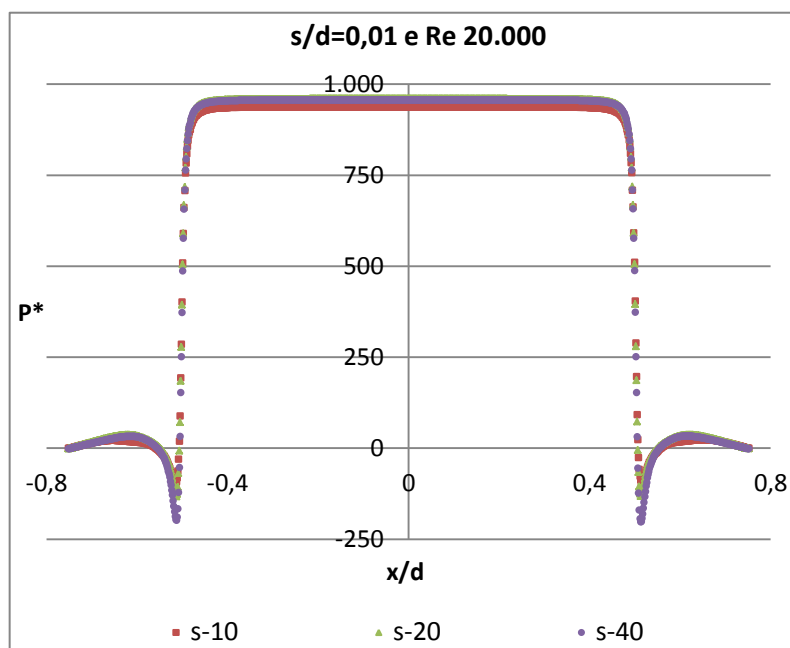
Figura 9 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,01$ e $Re=4.000$.

Fonte: Próprio autor.

Figura 10 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,01$ e $Re=10.000$.

Fonte: Próprio autor.

Figura 11 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,01$ e $Re=20.000$.



Fonte: Próprio autor.

Uma análise qualitativa destas três figuras mostra que as diferenças entre os resultados são pequenas na região central do domínio, em torno de 5%, região definida pelo patamar constante de pressão. Esta região é definida por velocidades muito baixas, caracterizando uma região de estagnação do fluido, causada pela restrição imposta pela região do difusor radial. Por esta razão é que ocorre a elevação da pressão estática do fluido. Pode-se concluir, portanto, que quaisquer das três malhas poderiam ser usadas para as simulações numéricas do problema. Observam-se, entretanto, maiores diferenças na região de entrada do difusor radial. Nesta região ocorre uma elevada aceleração do escoamento, o que promove uma redução brusca de pressão, seguida de uma recuperação de pressão devida à desaceleração do fluido em função do aumento de área de passagem do escoamento. Note-se que à medida que a malha é refinada, consegue-se capturar melhor esta queda de pressão. Portanto, a malha s-40 é usada para simular o escoamento. Uma análise quantitativa destes resultados foi realizada usando-se as

diferenças de pressão em duas localizações críticas do escoamento, os pontos de mínimas e máximas pressões. Estas diferenças são descritas na Tabela 1. Os resultados mostram a necessidade de utilização da malha s-40 para as simulações do escoamento. Na verdade, malhas ainda mais refinadas deveriam ser testadas, mas em função do aumento excessivo do tempo computacional, optou-se pela malha s-40.

Tabela 1 – Diferenças de pressão nos pontos de mínimas e máximas pressões para $s/d= 0,01$.

	Re 4.000		Re 10.000		Re 20.000	
	Mín P*	Máx P*	Mín P*	Máx P*	Mín P*	Máx P*
10 e 20	18,1	0,1	0,1	3,3	33,0	21,4
20 e 40	37,3	0,9	12,8	8,9	69,7	2,9

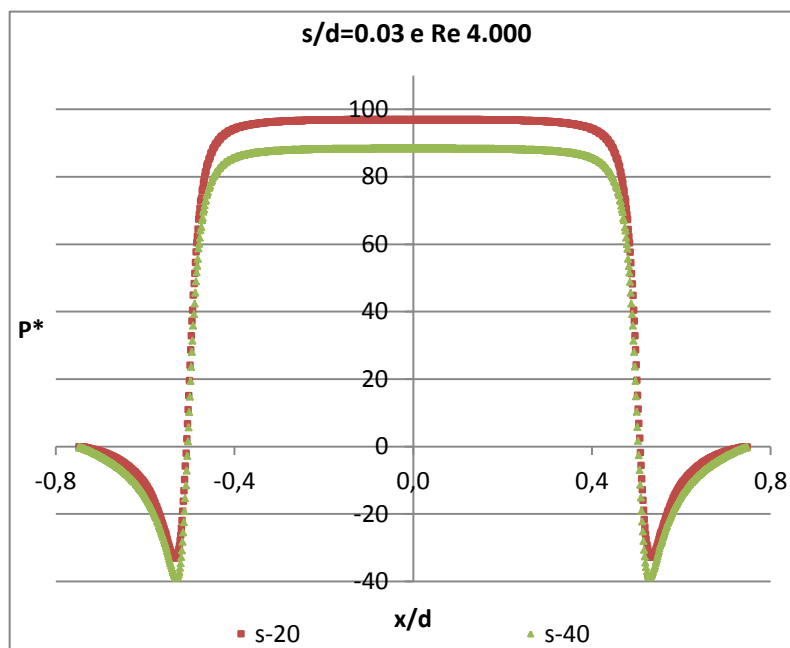
Fonte: Próprio autor.

As Figura 12 a 14 mostram os perfis de pressões adimensionais sobre o disco frontal para o afastamento $s/d=0,03$, respectivamente para escoamentos com números de Reynolds iguais a 4.000, 10.000 e 20.000. Nestes três casos, apenas as malhas s-20 e s-40 foram testadas em cada caso. A malha s-10 foi descartada em função da análise realizada para o afastamento $s/d=0,01$, que mostrou sua inviabilidade para as simulações do escoamento.

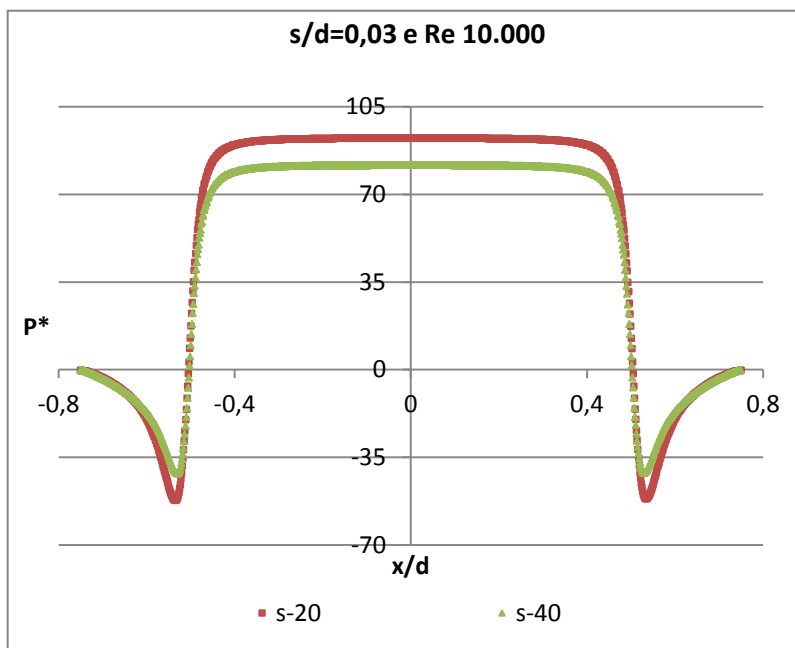
As diferenças de pressão nos pontos de máximas e mínimas pressões adimensionais são indicadas na Tabela 2. Os resultados mostram que a malha s-40 deveria ser usada para as simulações do escoamento. Entretanto, para otimizar o tempo consumido nas simulações, optou-se por usar a malha s-20 para os menores valores de números de Reynolds e a malha s-40 para os maiores números de Reynolds, em função dos maiores gradientes de pressão na região de entrada do difusor ocorrerem para os maiores números de Reynolds. Malhas ainda mais refinadas não foram testadas, pois demandariam um tempo computacional

demasiadamente elevado para realizar todas as simulações desejadas, já que as simulações para as malhas s-40 demoram no mínimo 24h para alcançarem a convergência.

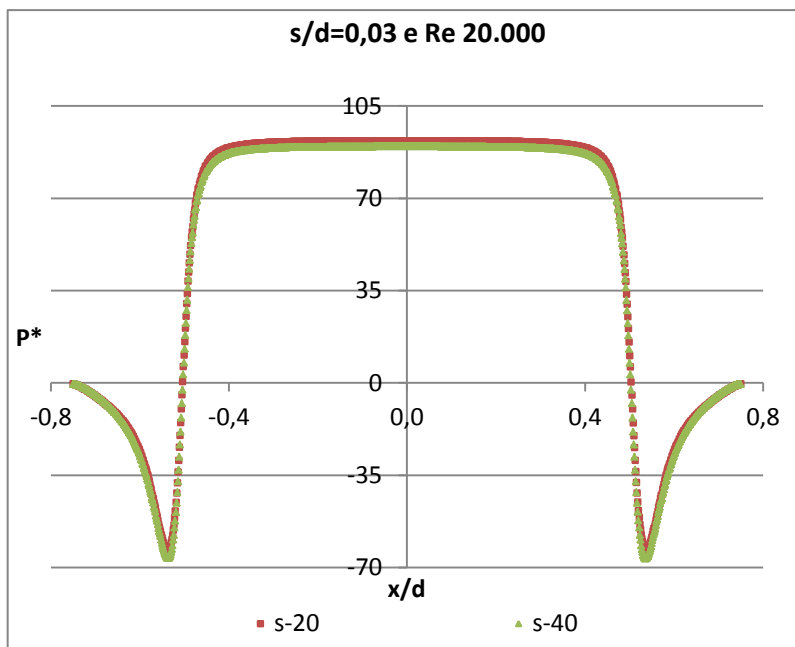
Figura 12 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,03$ e $Re=4.000$.



Fonte: Próprio autor.

Figura 13 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,03$ e $Re=10.000$.

Fonte: Próprio autor.

Figura 14 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,03$ e $Re=20.000$.

Fonte: Próprio autor.

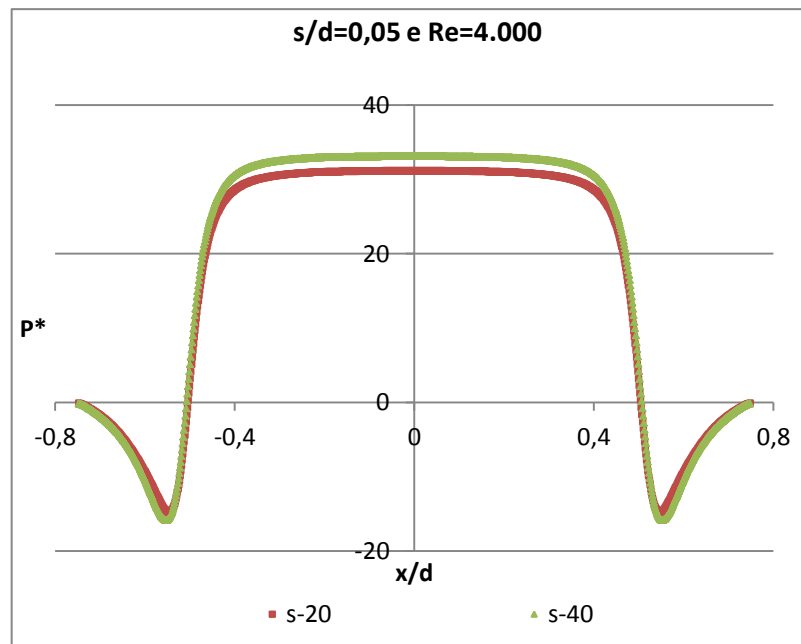
Tabela 2 – Diferenças de pressão nos pontos de mínimas e máximas pressões para $s/d= 0,03$.

	Re 4.000		Re 10.000		Re 20.000	
	Mín P*	Máx P*	Mín P*	Máx P*	Mín P*	Máx P*
20 e 40	3,4	2,2	2,0	2,1	3,2	2,2

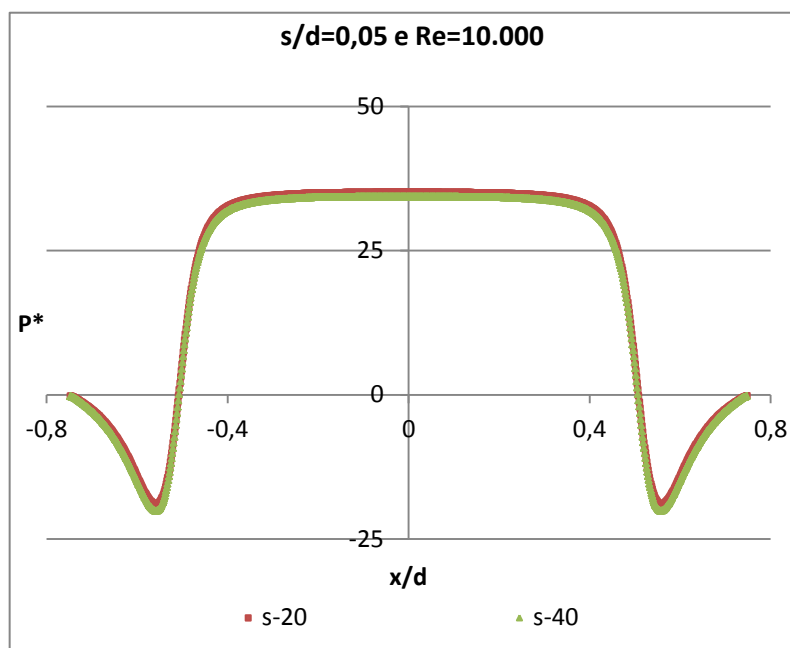
Fonte: Próprio autor.

As Figura 15 a 17 mostram os perfis de pressões adimensionais sobre o disco frontal para o afastamento $s/d=0,05$, respectivamente para escoamentos com números de Reynolds iguais a 4.000, 10.000 e 20.000. Pelas mesmas razões citadas anteriormente, apenas as malhas s-20 e s-40 foram testadas em cada caso.

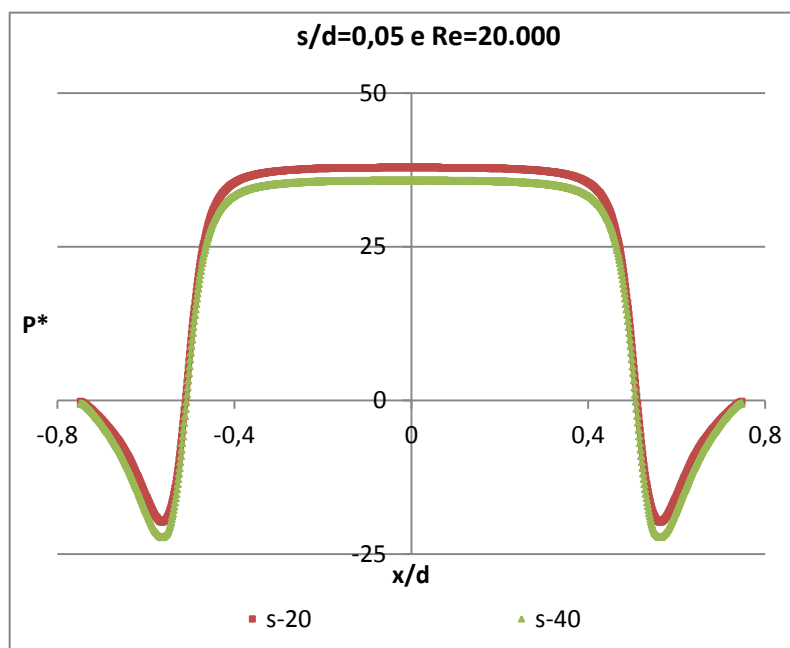
Figura 15 – Perfil adimensional de pressão para $s/d= 0,05$ e $Re=4.000$.



Fonte: Próprio autor.

Figura 16 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,05$ e $Re=10.000$.

Fonte: Próprio autor.

Figura 17 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,05$ e $Re=20.000$.

Fonte: Próprio autor.

A Tabela 3 apresenta as diferenças de pressão observadas nos pontos de máximas e mínimas pressões. Pode-se concluir que as malhas s-20 ou s-40 podem ser utilizadas para realizar as simulações. Para este afastamento, optou-se por usar a malha s-20 para os menores valores de número de Reynolds e a malha s-40 para os escoamentos com números de Reynolds mais elevados pelas mesmas razões apresentadas para o difusor radial com $s/d=0,03$.

Tabela 3 – Diferenças de pressão pontos de mínimas e máximas pressões para $s/d=0,05$.

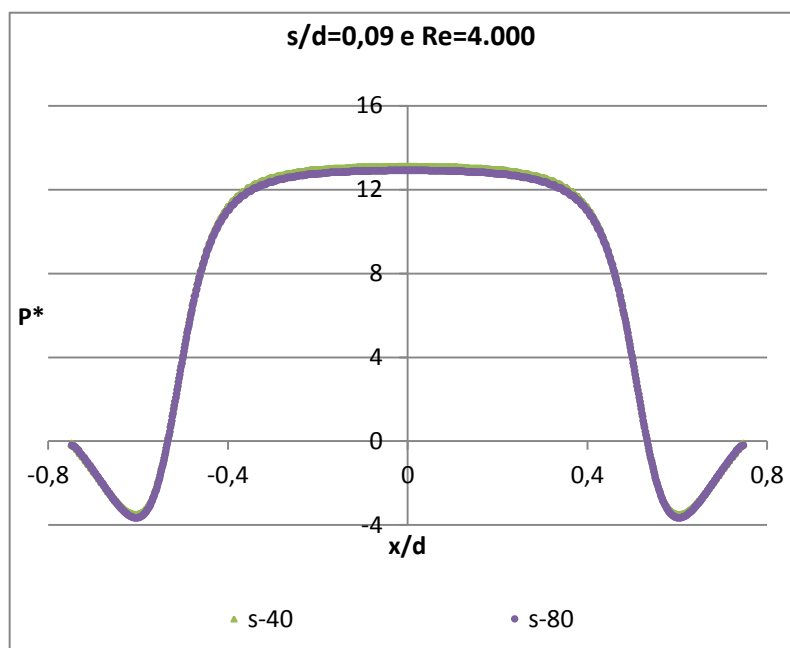
	Re 4.000		Re 10.000		Re 20.000	
	Mín P*	Máx P*	Mín P*	Máx P*	Mín P*	Máx P*
20 e 40	0,7	0,6	1,1	0,7	2,2	1,8

Fonte: Próprio autor.

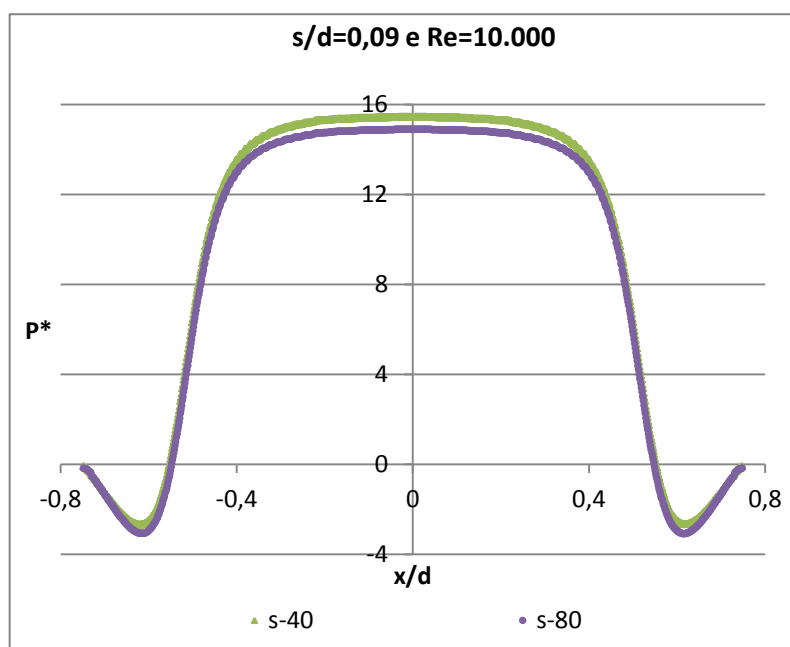
As Figura 18 a 20 mostram os perfis de pressões adimensionais sobre o disco frontal para o afastamento $s/d=0,09$, respectivamente para escoamentos com números de Reynolds iguais a 4.000, 10.000 e 20.000. Pelo fato da distância entre discos ter aumentando, decidiu-se por fazer os testes de independência de malha para um número maior de volumes de controle na região do difusor radial. Por isso, optou-se por testar a malha s-40 e s-80, com 40 e 80 volumes, respectivamente.

A

Tabela 4 apresenta as diferenças de pressão observadas nos pontos de máximas e mínimas pressões adimensionais. Pode-se concluir que ambas as malhas s-40 e s-80 poderiam ser utilizadas para realizar as simulações. Neste caso, optou-se por usar a malha s-80, mesmo com o comprometimento do tempo computacional, devido ao aumento da distância entre os discos frontal e anterior.

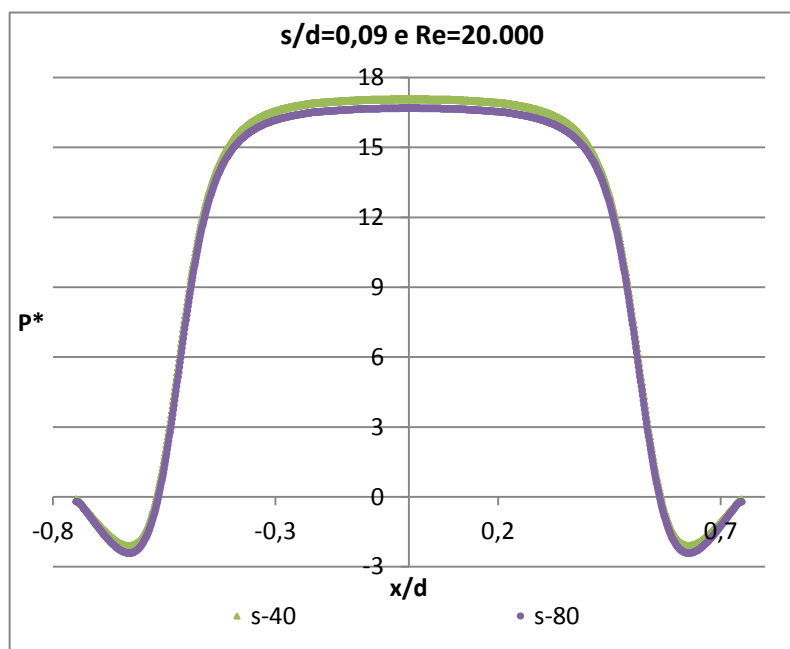
Figura 18 – Perfil adimensional de pressão para $s/d= 0,09$ e $Re=4.000$.

Fonte: Próprio autor.

Figura 19 – Perfil adimensional de pressão para $s/d= 0,09$ e $Re=10.000$.

Fonte: Próprio autor.

Figura 20 – Perfil adimensional de pressão para $s/d=0,09$ e $Re=20.000$.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 4 - Diferenças de pressão nos pontos de mínimas e máximas pressões para $s/d=0,09$.

	Re 4.000		Re 10.000		Re 20.000	
	Mín P^*	Máx P^*	Mín P^*	Máx P^*	Mín P^*	Máx P^*
40 e 80	0,1	0,2	0,4	0,5	0,3	0,4

Fonte: Próprio autor.

Tendo como base a análise de independência de malha, optou-se por usar as malhas indicadas na Tabela 5 para realizar as validações experimentais da metodologia numérica, tema que será abordado na próxima seção.

Tabela 5 – Malhas utilizadas na validação experimental da metodologia numérica.

Re	s/d			
	0,01	0,03	0,05	0,09
4.000	s-40	s-20	s-20	s-80
10.000	s-40	s-20	s-40	s-80
20.000	s-40	s-40	s-40	s-80

Fonte: Próprio autor.

3.4 Validação Experimental da Metodologia Numérica

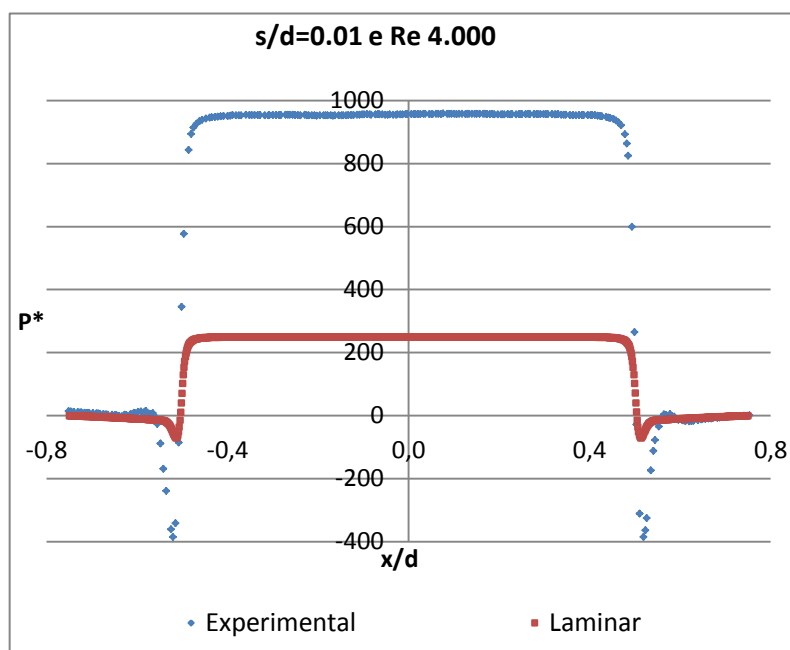
A validação da metodologia numérica é realizada por meio da comparação dos resultados numéricos para o perfil adimensional de pressão atuando sobre o disco frontal com os dados experimentais de Arantes (2013). Durante o processo de validação, na tentativa de melhorar os resultados numéricos, surgiu a necessidade de investigar a aplicação das formulações para escoamentos incompressíveis e compressíveis, além de realizar o estudo da influência das funções de parede para os casos de escoamentos turbulentos.

3.4.1 Formulação para escoamento incompressível

As validações experimentais considerando uma formulação de escoamento incompressível são realizadas utilizando o modelo de turbulência k- ϵ RNG e a função de parede *standard* do Fluent (como descrito no Apêndice A), exceto para o caso de número de Reynolds igual a 4.000, onde não foi usado nenhum modelo de turbulência (nomeado na Figura 20 como “laminar”). O esquema *upwind* de primeira ordem, também descrito no Apêndice B, foi aplicado para as interpolações dos

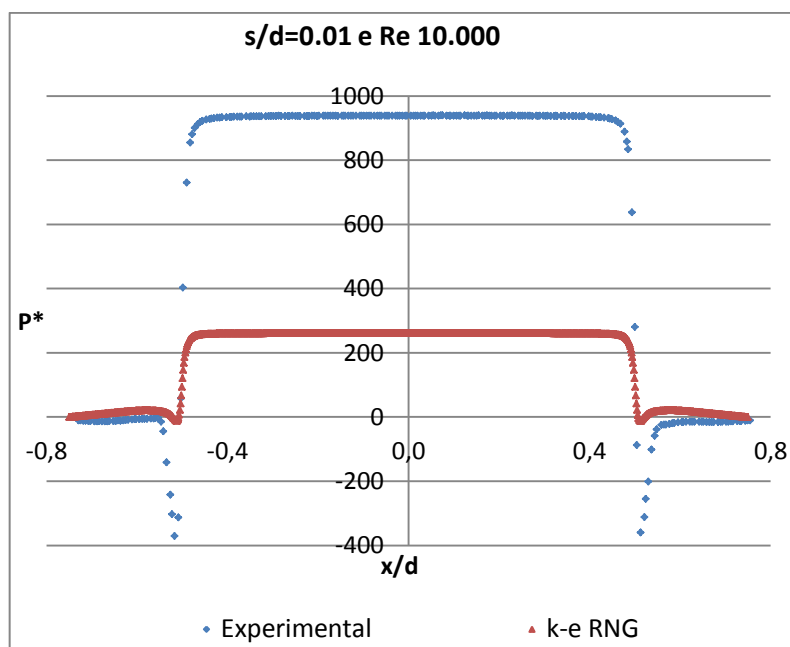
termos convectivos para todas as variáveis envolvidas, apenas para as simulações dos escoamentos no afastamento de $s/d=0,01$. Para os demais afastamentos utilizou-se o esquema de interpolação *upwind* de segunda ordem descrito em detalhes no Apêndice B. As Figura 21 a Figura 23 mostram as comparações entre os resultados numéricos e experimentais dos perfis de pressão adimensionais atuando sobre o disco frontal para o afastamento de $s/d=0,01$ e números de Reynolds iguais a 4.000, 10.000 e 20.000, respectivamente. Para Reynolds de 4.000 foi simulado sem modelo de turbulência, pois devido as considerações de geometria e modelo de escoamento sem atrito acredita-se que o escoamento não tenha comportamento turbulento. A Tabela 3.6 apresenta as diferenças de pressão entre os resultados numéricos e experimentais nas posições de máximas e mínimas pressões. A análise destes dados mostra elevadas diferenças entre os resultados numéricos e experimentais. Considerando que a incerteza dos dados experimentais é apenas de cerca de 5% para a pressão adimensional, de 0,3% para s/d e de 0,2% para o número de Reynolds (estimadas com base nos dados de Arantes, 2013), conclui-se que a metodologia numérica adotada não está validada, principalmente para os escoamentos com menores números de Reynolds. Para $Re=20.000$ os resultados numéricos se aproximam mais dos resultados experimentais, indicando que o modelo de turbulência adotado consegue prever com melhor qualidade o comportamento do escoamento para os números de Reynolds mais elevados. Alterações na metodologia numérica são apresentadas nas próximas seções com o objetivo de aproximar os resultados numéricos dos resultados experimentais. Considera-se que a convergência foi atingida quando os resíduos atingem o valor de 10^{-3} .

Figura 21 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,01$ e $Re=4.000$.



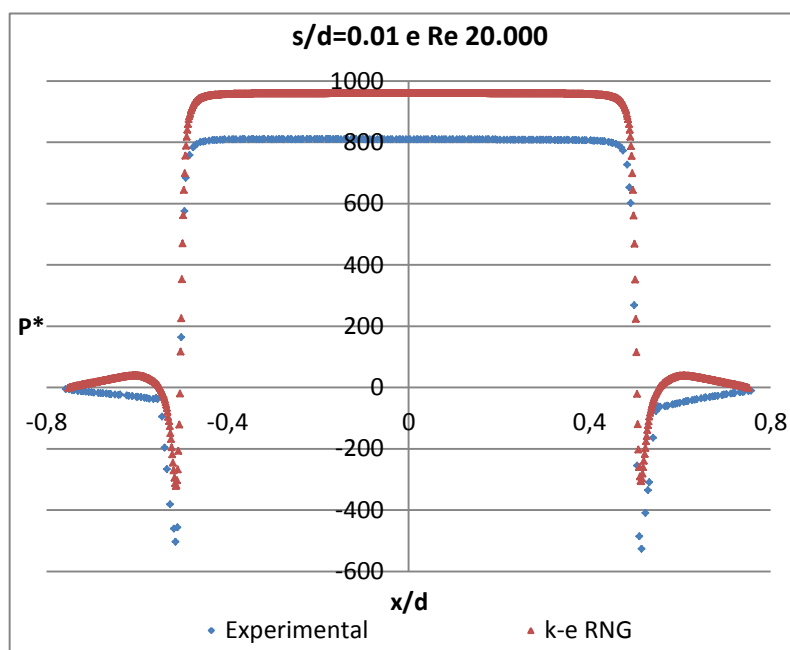
Fonte: Próprio autor.

Figura 22 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,01$ e $Re=10.000$.



Fonte: Próprio autor.

Figura 23 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,01$ e $Re=20.000$.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 6 - Diferenças de pressão entre os resultados numéricos e experimentais nos pontos de mínimas e máximas pressões para $s/d=0,01$.

Re 4.000		Re 10.000		Re 20.000	
Mín. P^*	Máx. P^*	Mín. P^*	Máx. P^*	Mín. P^*	Máx. P^*
315,3	708,3	358,4	678,5	204,1	149,6

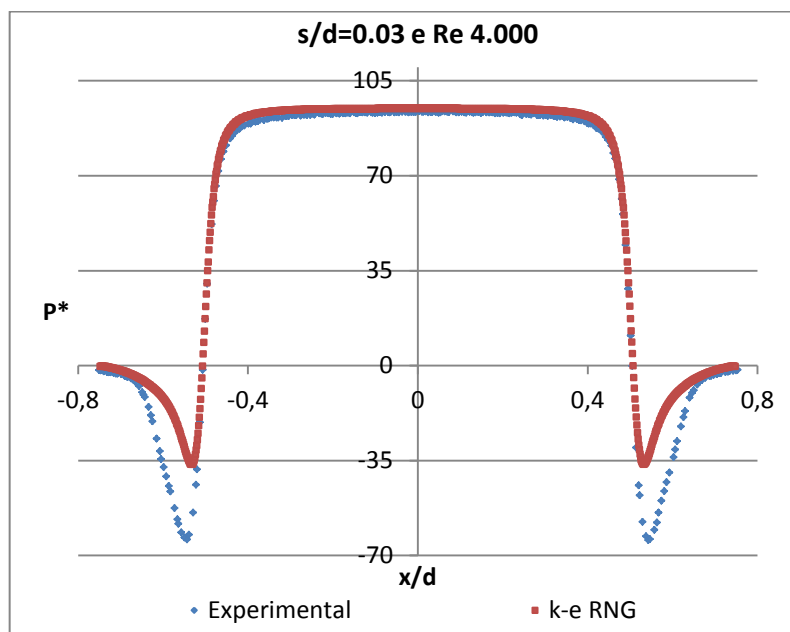
Fonte: Próprio autor.

As Figura 24 a Figura 32 mostram resultados semelhantes para os afastamentos $s/d=0,03$, $s/d=0,05$ e $s/d=0,09$, considerando os mesmos números de Reynolds avaliados para o caso anterior de $s/d=0,01$. De uma maneira geral, observa-se uma melhoria nos resultados, ou seja, menores diferenças entre os resultados numéricos e experimentais, à medida que o número de Reynolds aumenta. Sabe-se que as flutuações de velocidade (que definem o nível de

turbulência) tendem a aumentar com a elevação do número de Reynolds em qualquer tipo de escoamento. Portanto, este comportamento dos dados com a elevação do número de Reynolds é um indicativo de que o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ se comporta melhor, ou seja, consegue prever melhor as características médias do escoamento turbulento, quando os níveis de turbulência na região do difusor radial são mais elevados.

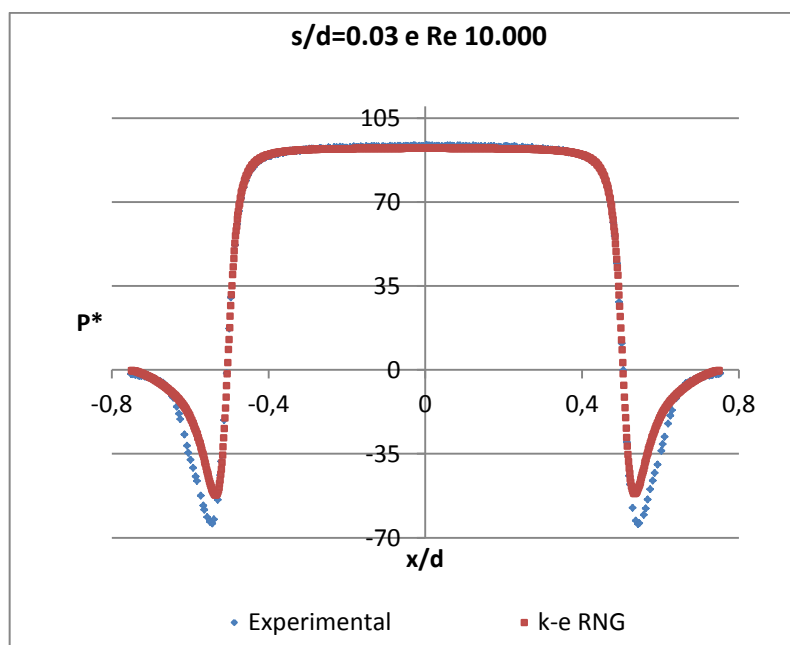
Observa-se, também, que as diferenças entre os resultados numéricos e experimentais diminuem à medida que a distância entre discos aumenta. Sabe-se que quando a distância entre os discos são maiores, a ordem de grandeza dos termos viscosos diminui relativamente à dos termos inerciais. Como são os termos viscosos que tendem a reduzir as flutuações de velocidade, esperam-se maiores flutuações de velocidade quando a ordem de grandeza dos termos viscosos diminuir. Portanto, os melhores resultados nas comparações entre os resultados numéricos e experimentais para os maiores valores de afastamento entre os discos mostram, também, que o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ consegue prever com maior precisão as características do escoamento médio à medida que a distância entre os discos aumenta devido ao aumento do nível de turbulência do escoamento.

Figura 24 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,03$ e $Re=4.000$.



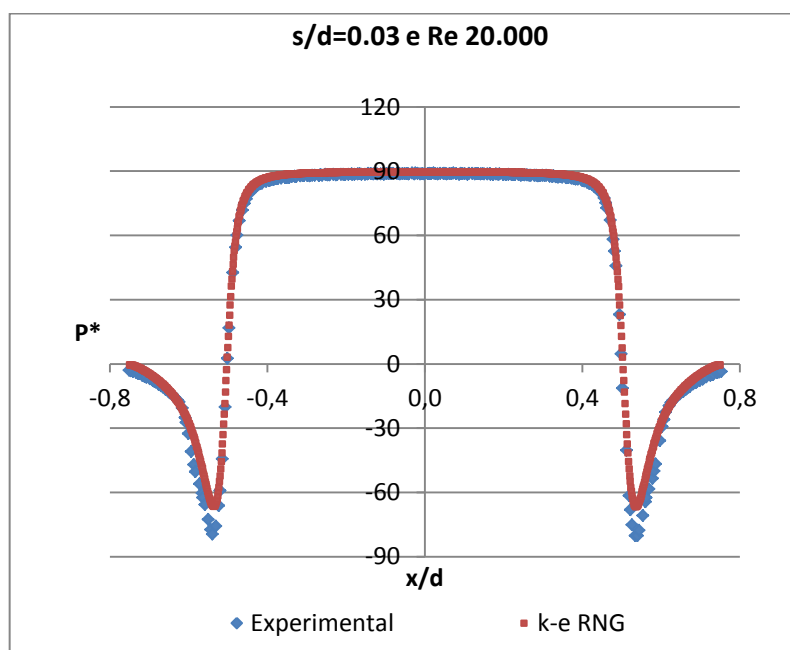
Fonte: Próprio autor.

Figura 25 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,03$ e $Re=10.000$.



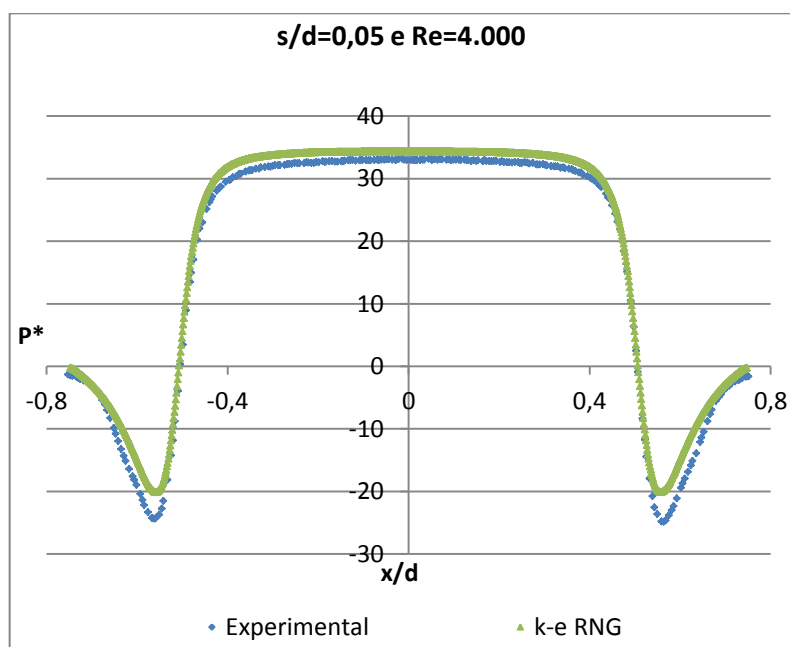
Fonte: Próprio autor.

Figura 26 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,03$ e $Re=20.000$.



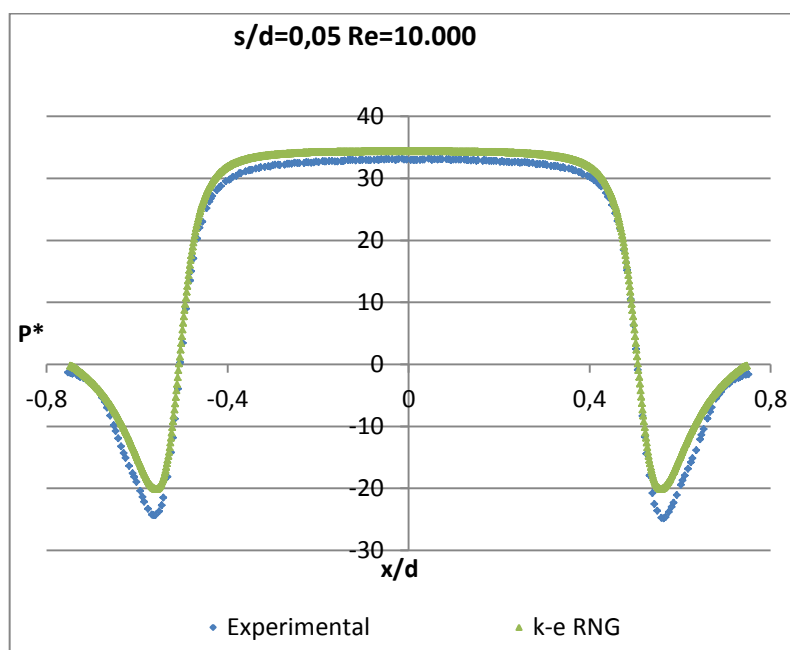
Fonte: Próprio autor.

Figura 27 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,05$ e $Re=4.000$.



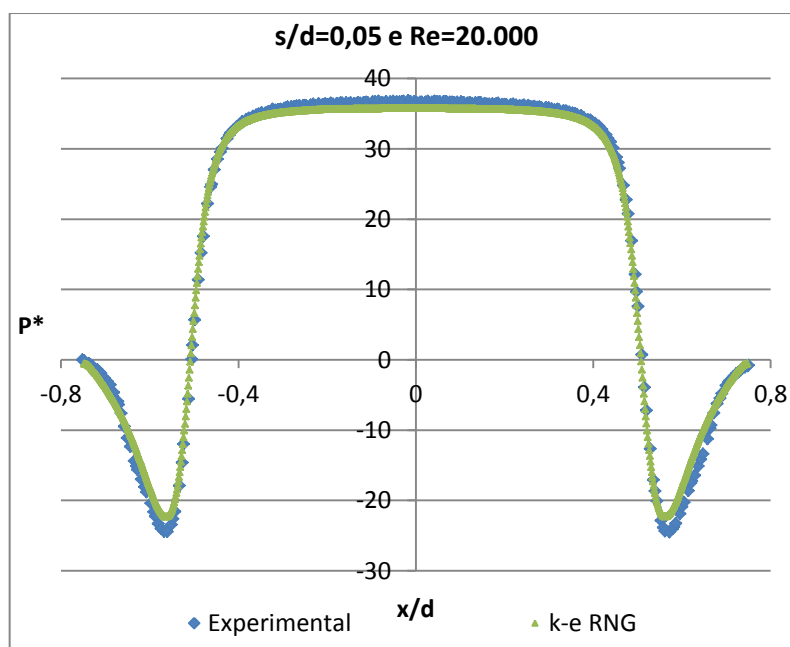
Fonte: Próprio autor.

Figura 28 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,05$ e $Re=10.000$.



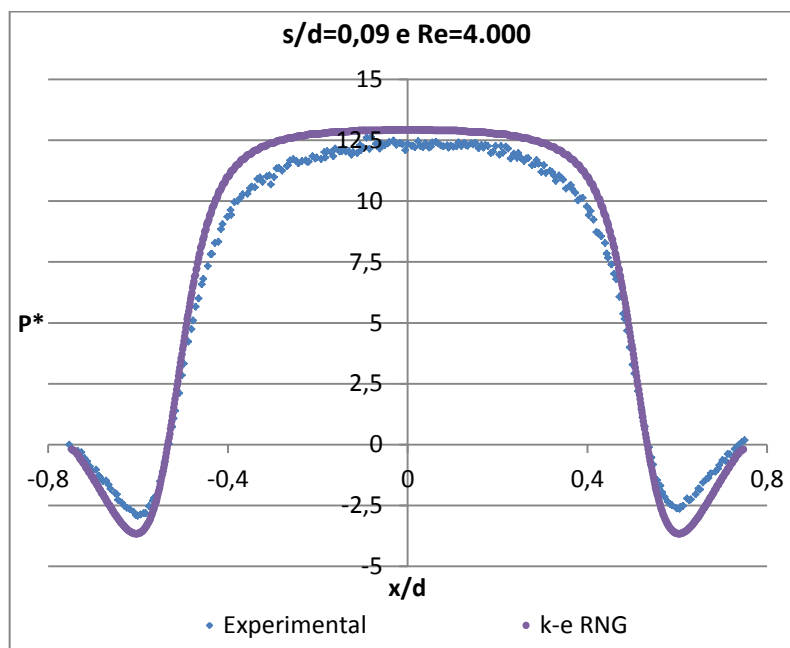
Fonte: Próprio autor.

Figura 29 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,05$ e $Re=20.000$.



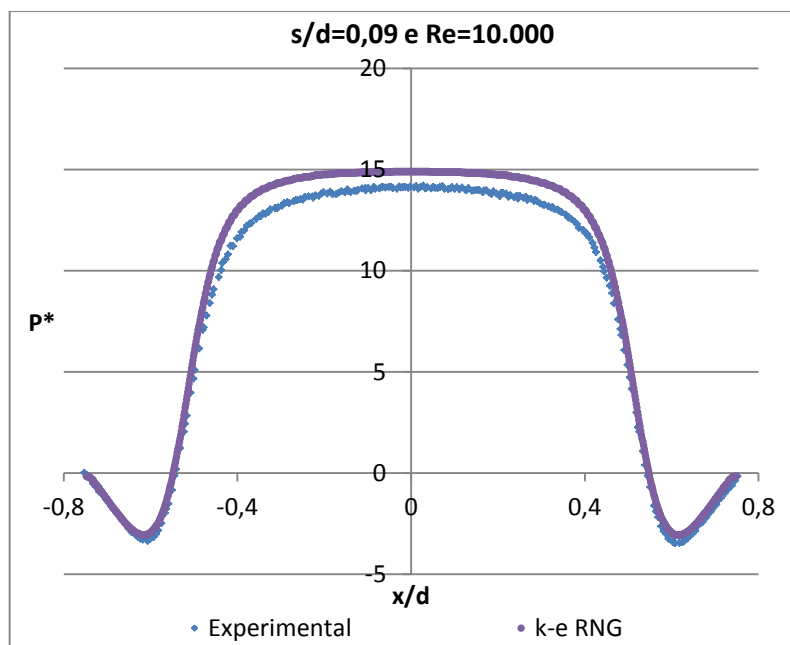
Fonte: Próprio autor.

Figura 30 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,09$ e $Re=4.000$.



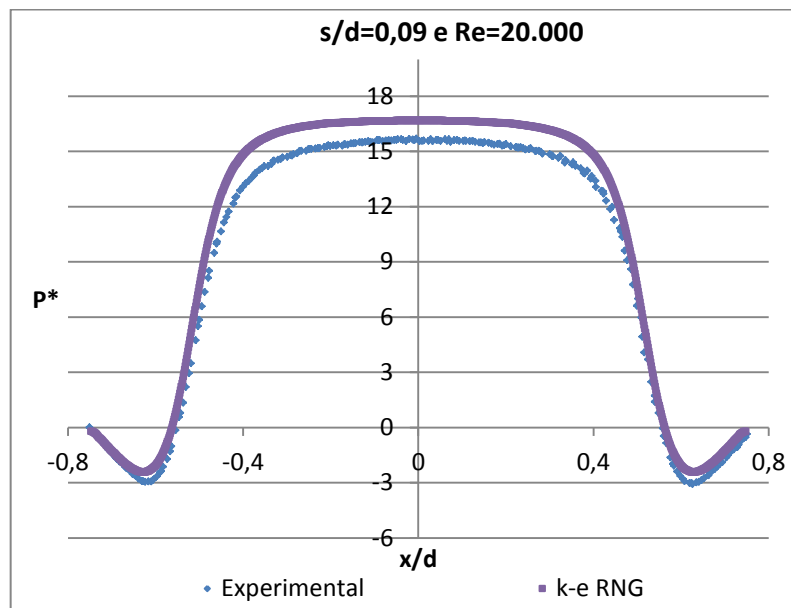
Fonte: Próprio autor.

Figura 31 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,09$ e $Re=10.000$.



Fonte: Próprio autor.

Figura 32 - Validação experimental da metodologia numérica para $s/d=0,09$ e $Re=20.000$.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 7 - Diferenças entre os resultados numéricos e experimentais da pressão adimensional sobre o disco frontal, nas posições de máximas e mínimas pressões para $s/d=0,03$, $s/d=0,05$ e $s/d=0,09$.

s/d	Re 4.000		Re 10.000		Re 20.000	
	Mín. P*	Máx. P*	Mín. P*	Máx. P*	Mín. P*	Máx. P*
0,03	27,9	1,0	23,03	4,2	13,6	0,5
0,05	3,9	1,8	3,4	0,1	2,8	0,5
0,09	0,7	0,3	0,4	0,7	0,7	1,0

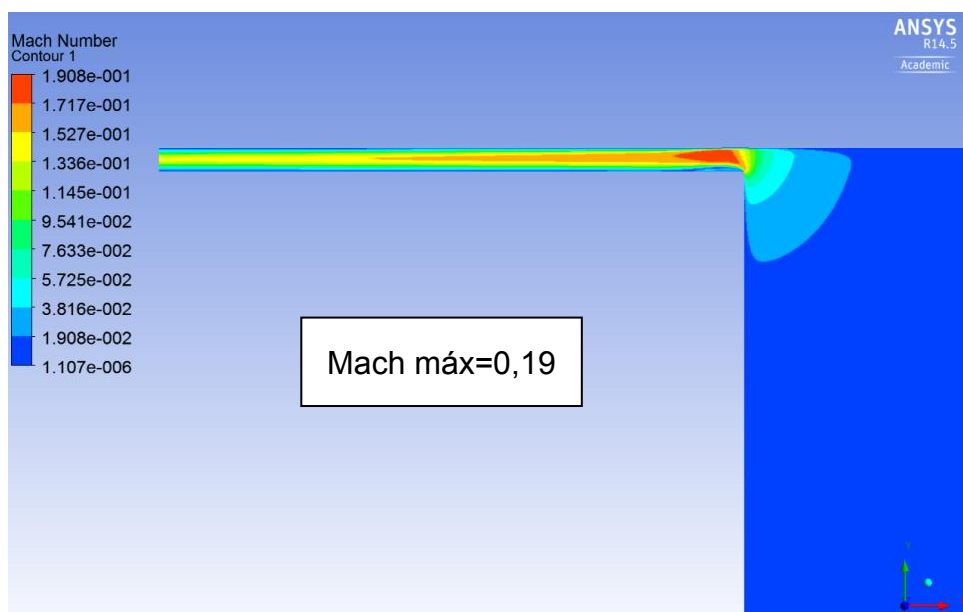
Fonte: Próprio autor.

3.4.2 Formulação para escoamento compressível

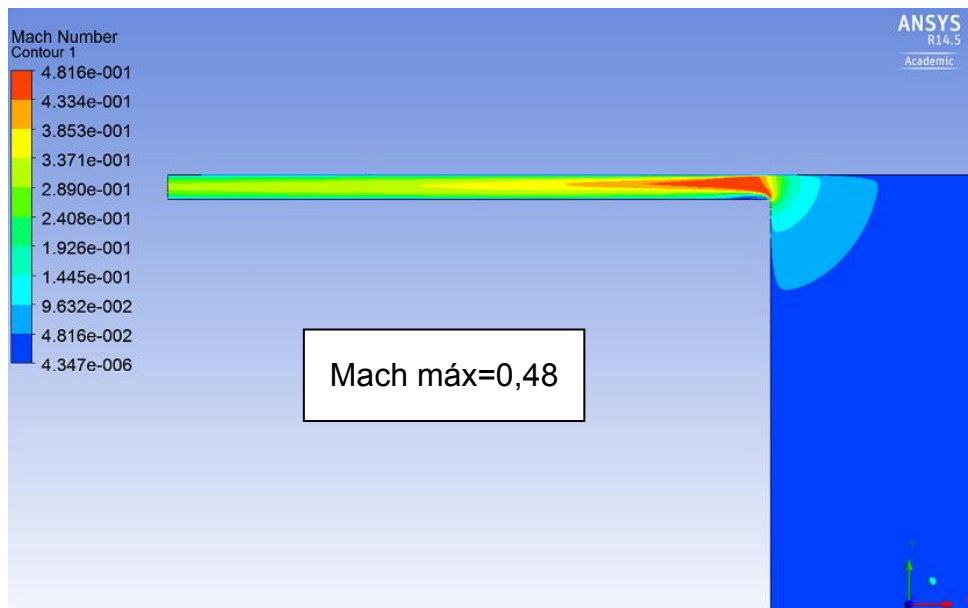
Uma estimativa prévia das magnitudes de velocidade na região do difusor radial, usando a equação da conservação da massa, indicou a possibilidade de ocorrência de números de Mach maiores que 0,3 para os escoamentos no difusor

com $s/d=0,01$. Para confirmar esta possibilidade, simularam-se os escoamentos para esta distância entre discos para números de Reynolds iguais a 4.000, 10.000 e 20.000, calculando-se os campos de número de Mach, sendo este calculado a partir da magnitude da velocidade. As Figuras 33 a 35 mostram os resultados obtidos, indicando a presença de valores superiores a 0,3 para os casos de $Re=10.000$ e $Re=20.000$. Portanto, a formulação de escoamento incompressível não seria adequada para modelar o escoamento. Como as comparações entre os resultados numéricos e experimentais não foram satisfatórias para esta distância entre os discos, decidiu-se investigar o problema usando a formulação de escoamento compressível.

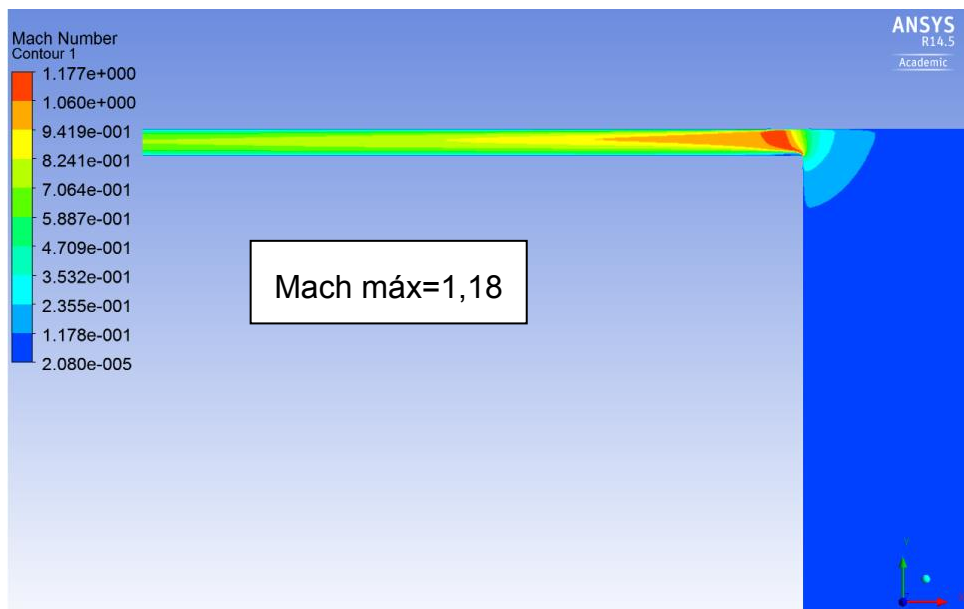
Figura 33 – Campo de número de Mach para $s/d=0,01$ e $Re=4.000$.



Fonte: Próprio autor.

Figura 34 – Campo de número de Mach para $s/d=0,01$ e $Re=10.000$.

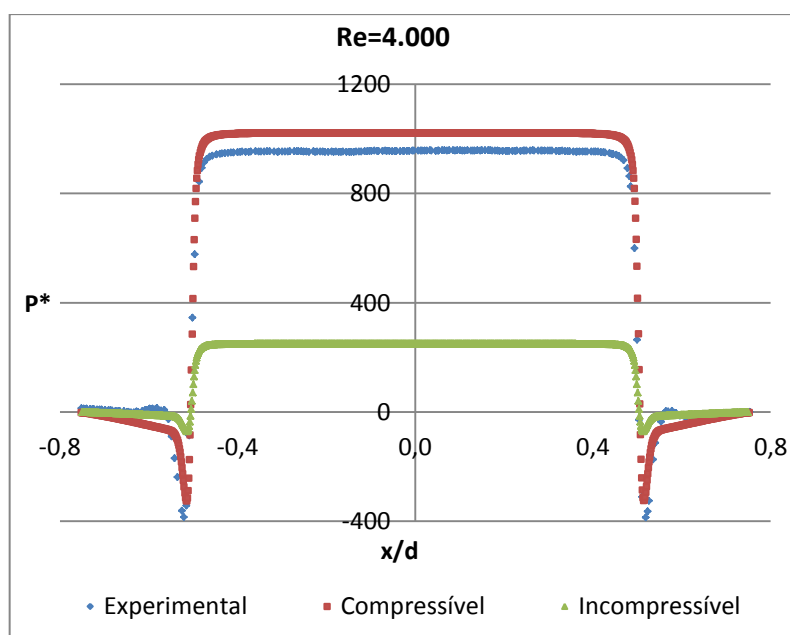
Fonte: Próprio autor.

Figura 35 – Campo de número de Mach para $s/d=0,01$ e $Re=20.000$.

Fonte: Próprio autor.

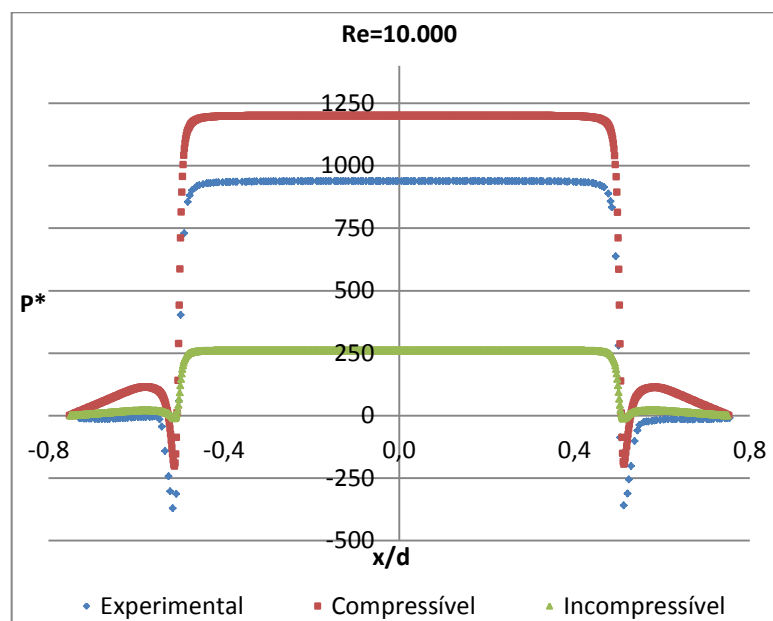
As Figura 36 a Figura 60 mostram as comparações entre os resultados numéricos do perfil de pressão adimensional atuando sobre o disco frontal obtidos das formulações incompressível e compressível e os resultados experimentais para a distância entre discos de $s/d=0,01$ e números de Reynolds iguais a 4.000, 10.000 e 20.000, respectivamente. O escoamento para $Re=4.000$ foi simulado sem modelo de turbulência, enquanto que o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ foi usado para simular os escoamentos para $Re=10.000$ e $Re=20.000$. A Tabela 8 apresenta as diferenças entre os resultados numéricos das duas formulações e os dados experimentais nas posições de máximas e mínimas pressões.

Figura 36 – Perfis de pressões adimensionais numéricos obtidos das formulações incompressível e compressível em comparação com dados experimentais para $s/d=0,01$ e $Re=4.000$.



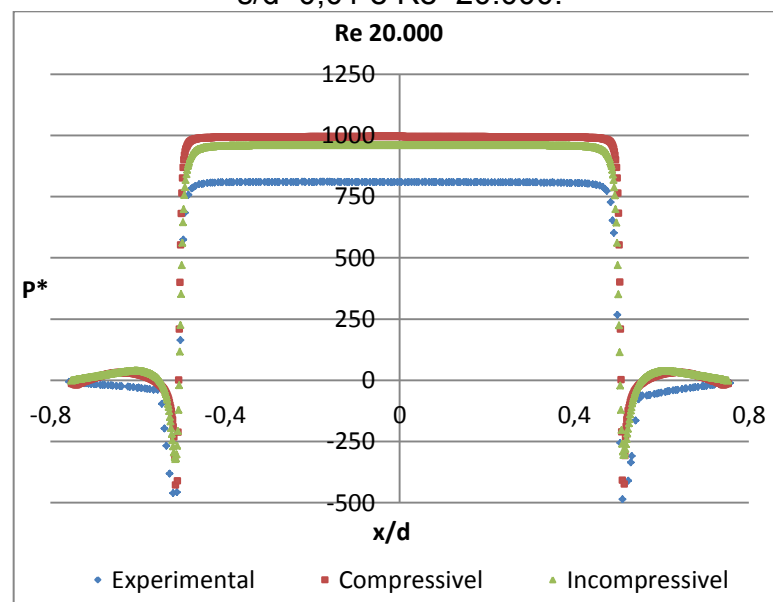
Fonte: Próprio autor.

Figura 37 – Perfis de pressões adimensionais numéricos obtidos das formulações incompressível e compressível em comparação com dados experimentais para $s/d=0,01$ e $Re=10.000$.



Fonte: Próprio autor.

Figura 38 – Perfis de pressões adimensionais numéricos obtidos das formulações incompressível e compressível em comparação com dados experimentais para $s/d=0,01$ e $Re=20.000$.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 8 – Diferenças entre os resultados numéricos das duas formulações e os dados experimentais nas posições de máximas e mínimas pressões para $s/d=0,01$.

	Re=4.000		Re=10.000		Re=20.000	
	Mín P*	Máx P*	Mín P*	Máx P*	Mín P*	Máx P*
Incompressível	315,3	708,3	358,4	678,5	204,1	149,6
Compressível	61,0	63,9	169,3	262,0	9,5	185,2

Fonte: Próprio autor.

Uma análise das Figura 36 a 40 e dos dados da Tabela 8 mostra que os resultados obtidos com a formulação compressível são melhores do que os resultados obtidos da formulação incompressível. Entretanto, deve-se avaliar esta constatação com mais cuidado, visto que não eram esperadas melhorias dos resultados para $Re=4.000$, uma vez que o número de Mach máximo é de apenas 0,19. Portanto, não deveria haver diferenças significativas entre os resultados obtidos das duas formulações. Provavelmente, a metodologia numérica usada na formulação compressível, principalmente aquelas relacionadas às funções de interpolação e ao modelo de turbulência, foi a maior responsável pelas melhores comparações com os resultados experimentais. Este aspecto, portanto, merece uma investigação mais aprofundada para que conclusões definitivas possam ser tomadas. As demais configurações de escoamento não foram avaliadas porque não foi possível tirar conclusões confiáveis sobre a aplicabilidade da formulação compressível.

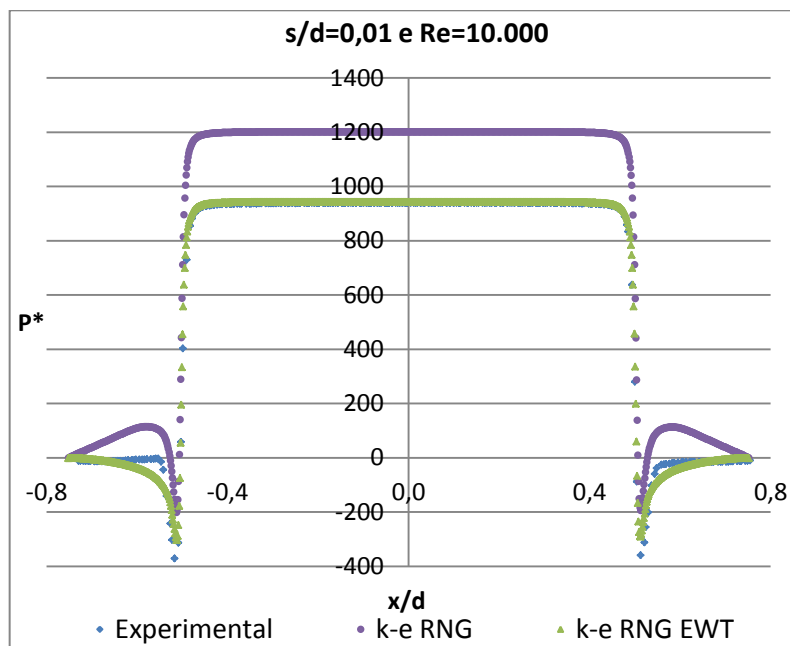
Esta investigação sobre os efeitos de compressibilidade do escoamento resultou em melhorias dos resultados numéricos, porém não que pudessem ser atribuídas exclusivamente aos efeitos de compressibilidade introduzidos à nova metodologia, decidiu-se investigar a influência das funções de parede utilizadas.

3.4.3 Influência das funções de parede

As funções de parede padrão (*standard wall treatment*) e melhorada (*EWT-enhanced wall treatment*) do código Fluent são avaliadas com o objetivo de reduzir as diferenças dos resultados numéricos em relação aos resultados experimentais. Uma descrição detalhada destes dois tipos de tratamentos, que são usados para a solução do escoamento junto às paredes, é dada no Apêndice A.

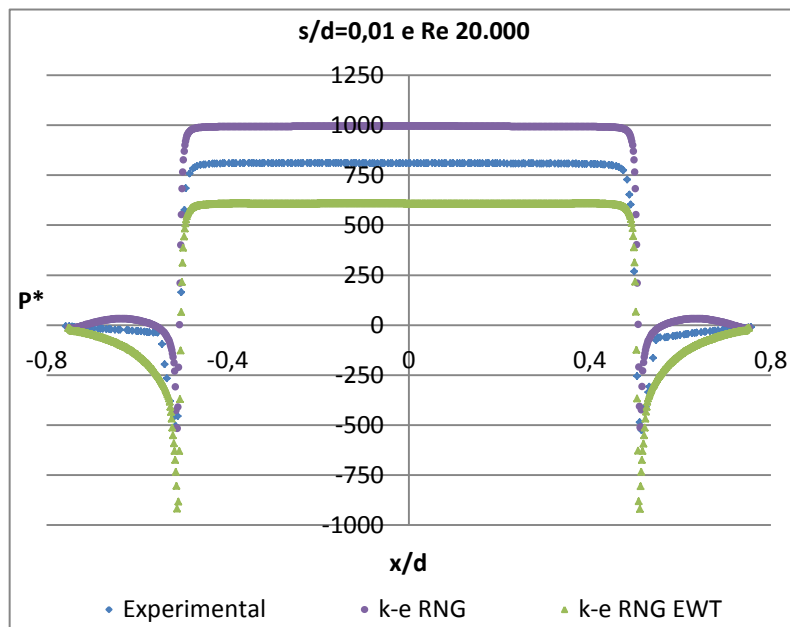
As Figuras 39 e 40 mostram os resultados dos perfis de pressão adimensionais sobre o disco frontal obtidos com os dois tipos de função de parede em comparação com os resultados experimentais, para escoamentos no difusor radial com $s/d=0,01$ e números de Reynolds iguais a 10.000 e 20.000, respectivamente. O escoamento com $Re=4.000$ não foi avaliado por ter sido tratado como escoamento laminar. Para os outros dois números de Reynolds o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ e a formulação compressível foram utilizados. Para $Re=10.000$ observa-se uma melhoria significativa nos resultados quando se utiliza a função de parede melhorada RNG $k-\varepsilon$ EWT, enquanto que para $Re=20.000$ a nova metodologia previu uma menor pressão máxima de estagnação e, também, uma maior redução de pressão na região de entrada do difusor radial. Isto pode ser comprovado quantitativamente pelos dados da Tabela 9.

Figura 39 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,01$ e $Re=10.000$



Fonte: Próprio autor.

Figura 40 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,01$ e $Re=20.000$.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 9 - Diferenças entre os resultados numéricos e experimentais das pressões adimensionais máximas e mínimas, considerando diferentes funções de parede, para $s/d=0,01$.

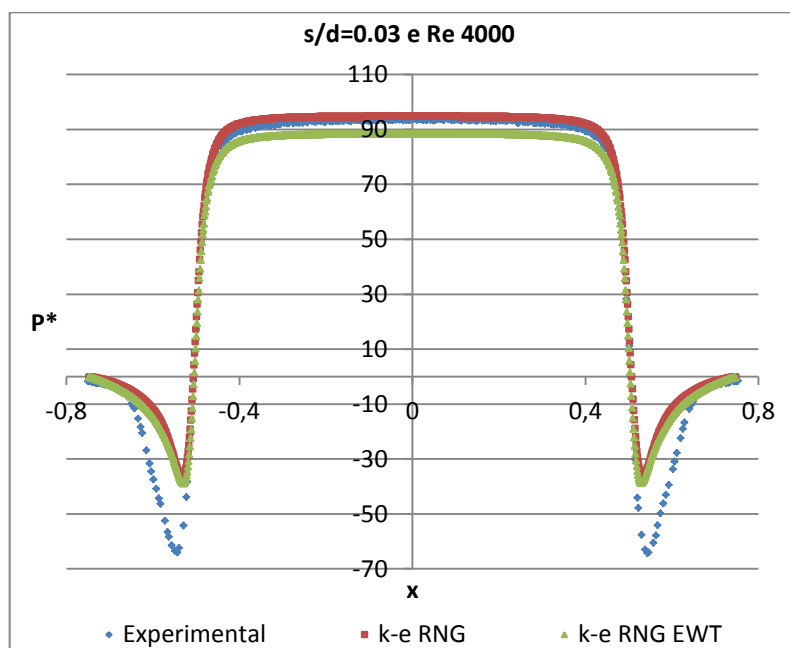
	Re 10.000		Re 20.000	
	Erro mín. P*	Erro máx. P*	Erro mín. P*	Erro máx. P*
k- ϵ RNG	169,3	262,0	9,5	185,2
k- ϵ RNG EWT	66,9	3,8	482,0	201,9

Fonte: Próprio autor.

Para os afastamentos maiores de $s/d=0,03$, $s/d=0,05$ e $s/d=0,09$, as análises de influência dos dois tipos de função de parede são realizadas usando-se o modelo de turbulência RNG k- ϵ e a formulação de escoamento incompressível, uma vez que a formulação compressível não foi usada nestes casos pelas razões já expostas anteriormente. As Figura 41 a Figura 49 apresentam as comparações entre os resultados numéricos obtidos com os dois tipos de função de parede e os resultados experimentais para os três afastamentos e para os números de Reynolds iguais a 4.000, 10.000 e 20.000.

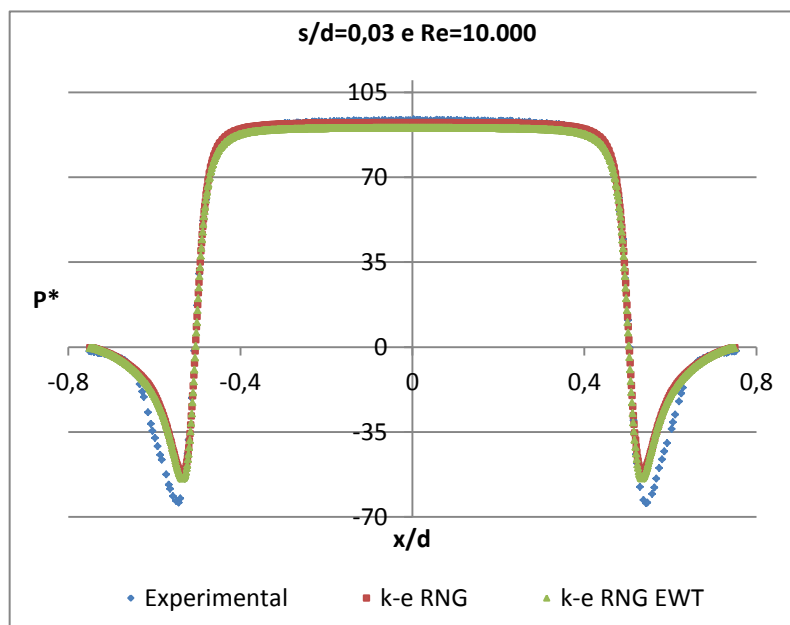
A Tabela 10 mostra as diferenças de pressão entre os resultados numéricos e experimentais para as máximas e mínimas pressões adimensionais, considerando os dois tipos de funções de parede utilizadas. As análises destes resultados permite concluir que não existem diferenças significativas entre os resultados quando se utilizam os dois tipos de funções de parede. Em geral, na maioria das configurações de escoamento, a função de parede *Standard* forneceu melhores resultados, ou seja, com menores discrepâncias em relação aos resultados experimentais. Como as diferenças observadas são relativamente pequenas, pode-se dizer que ambas as funções podem ser usadas para simular o escoamento em difusores radiais sem prejuízo significativo na avaliação do campo de pressão atuando sobre o disco frontal.

Figura 41 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=4.000$.



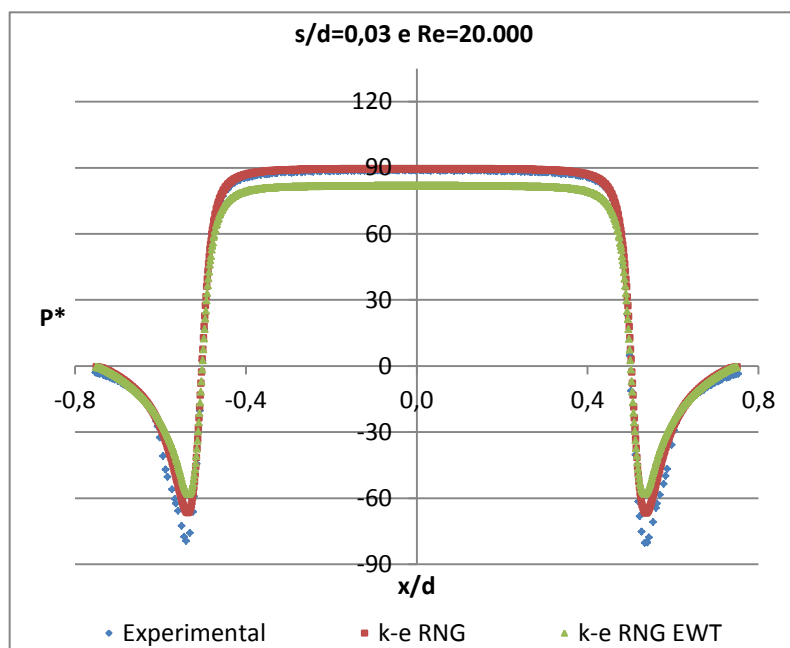
Fonte: Próprio autor.

Figura 42 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=10.000$.



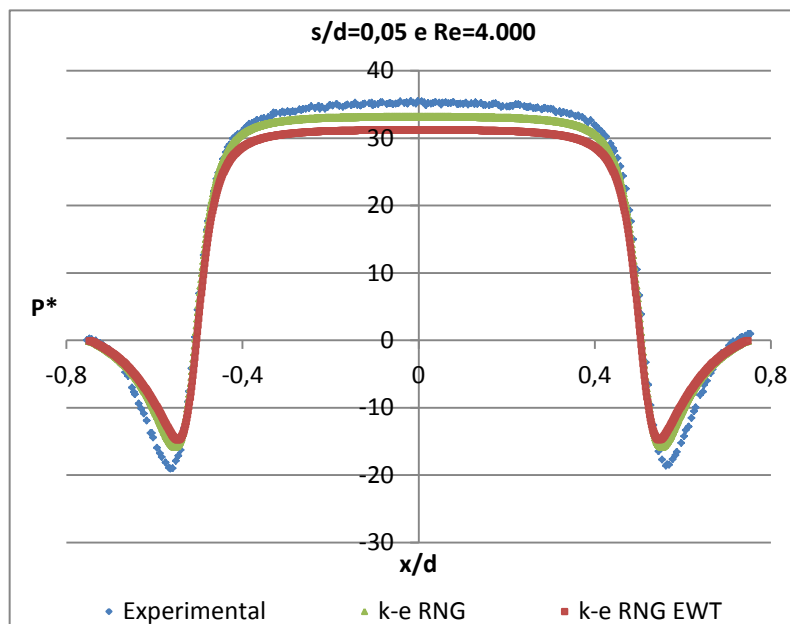
Fonte: Próprio autor.

Figura 43 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=20.000$.



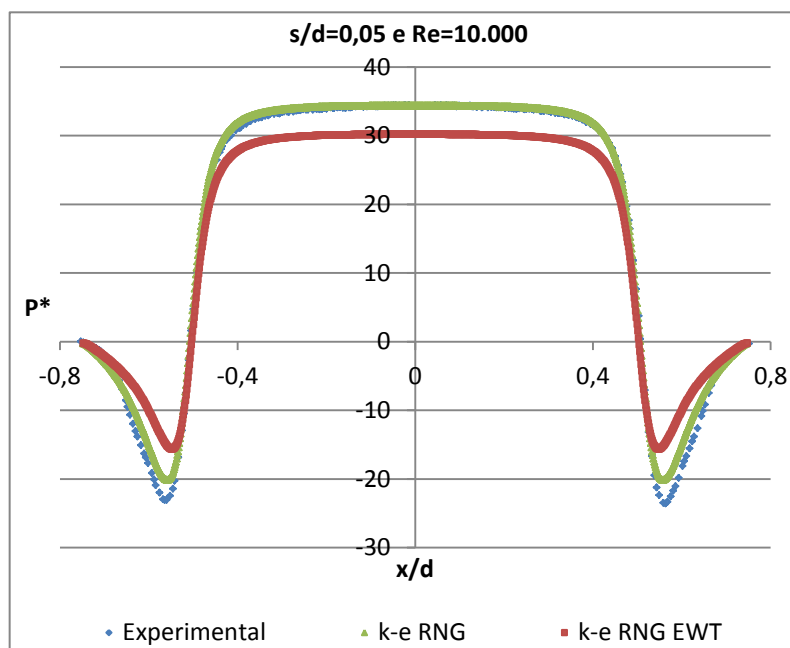
Fonte: Próprio autor.

Figura 44 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=4.000$.



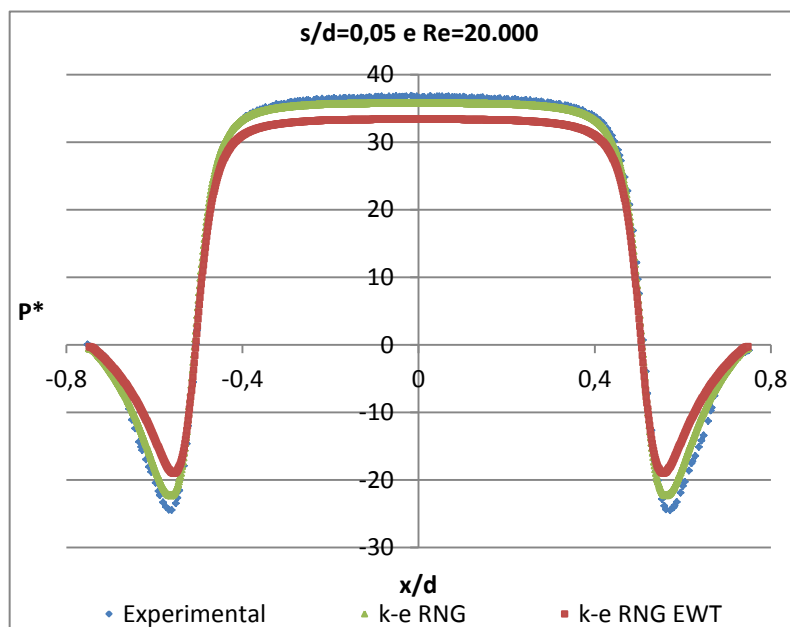
Fonte: Próprio autor.

Figura 45 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=10.000$.



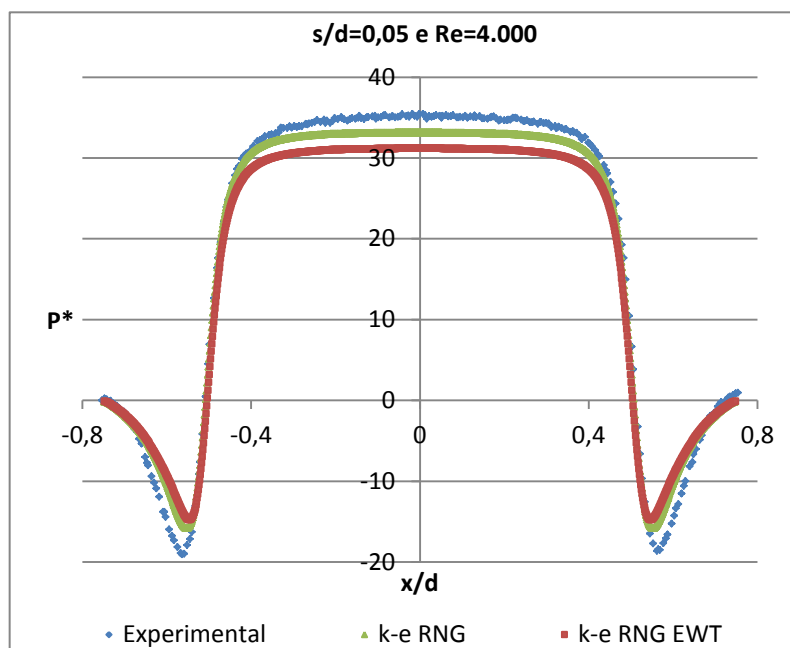
Fonte: Próprio autor.

Figura 46 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=20.000$.



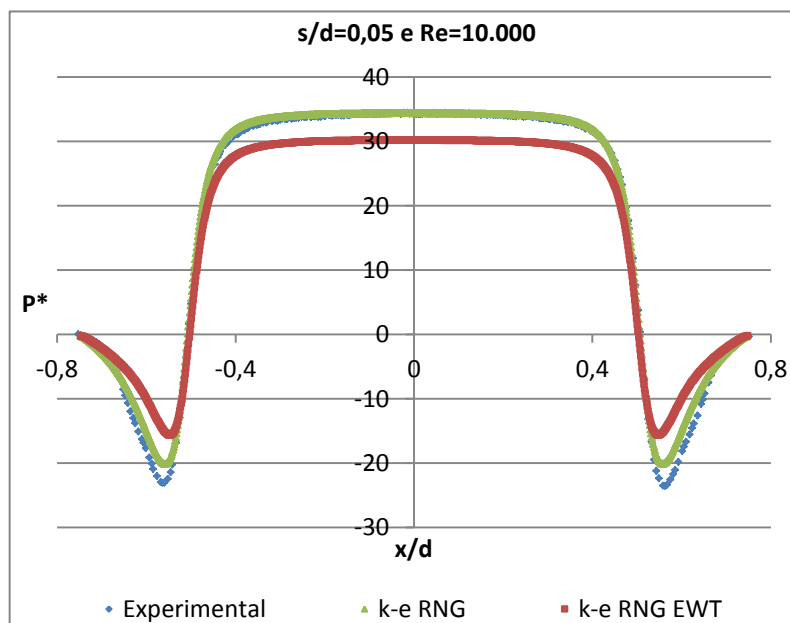
Fonte: Próprio autor.

Figura 47 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=4.000$.



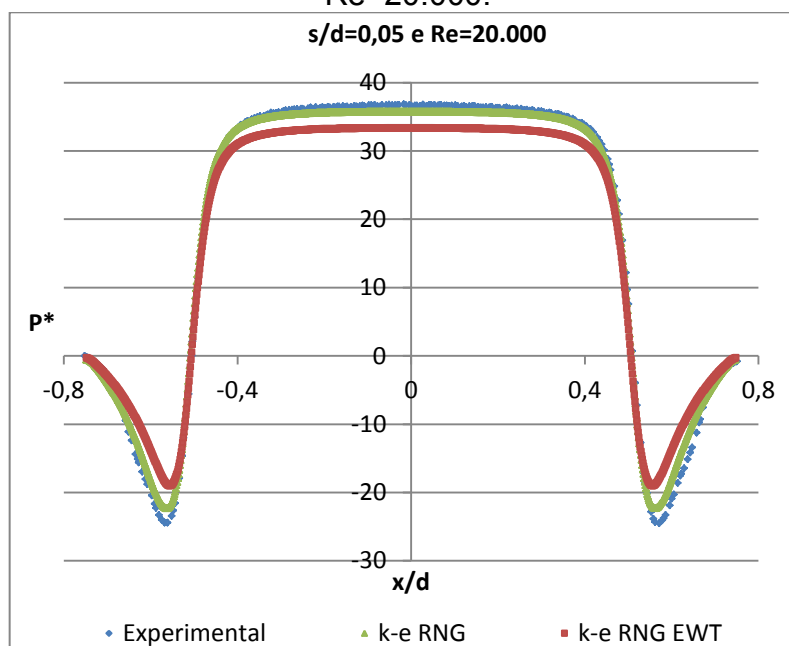
Fonte: Próprio autor.

Figura 48 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=10.000$.



Fonte: Próprio autor.

Figura 49 - Comparação entre os resultados numéricos com diferentes funções de parede e os resultados experimentais, para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=20.000$.



Fonte: Próprio autor.

Tabela 10 - Diferenças entre os resultados numéricos, obtidos com os dois tipos de funções de parede, e os resultados experimentais para as máximas e mínimas pressões adimensionais, para os afastamentos adimensionais de $s/d=0,03$, $s/d=0,05$ e $s/d=0,09$.

Funções de Parede	Re 4.000		Re 10.000		Re 20.000	
	Mín P*	Máx P*	Mín P*	Mín P*	Máx P*	Mín P*
$s/d=0,03$						
k-ε RNG	31,3	3,1	23,0	4,2	13,6	0,5
k-ε RNG EWT	26,4	5,6	33,7	6,6	22,1	7,3
$s/d=0,05$						
k-ε RNG	3,9	1,8	3,4	0,1	2,8	0,5
k-ε RNG EWT	4,3	4,3	7,9	4,2	5,8	3,2
$s/d=0,09$						
k-ε RNG	0,7	0,3	0,4	0,7	0,7	1,0
k-ε RNG EWT	1,2	1,7	0,1	2,3	0,2	1,3

Fonte: Próprio autor.

As diferenças entre as metodologias podem ser melhores avaliadas por meio da análise das linhas de corrente na região do difusor radial. A captura das principais características do escoamento nesta região é que define a qualidade dos resultados numéricos. A principal característica do escoamento nesta região é a dimensão da região de recirculação do fluido na entrada do difusor radial, que ocorre devido à curvatura acentuada do escoamento e ao descolamento e, em algumas configurações, o recolamento da camada limite. A metodologia que conseguir capturar com melhor qualidade este efeito, sempre irá fornecer resultados mais comparáveis aos resultados experimentais.

3.4.4 Linhas de corrente do escoamento na região do difusor radial

As Figuras 50 a 60 mostram as linhas de corrente para os afastamentos de $s/d=0,01$, $s/d=0,03$, $s/d=0,05$ e $s/d=0,09$, considerando os mesmos números de Reynolds avaliados anteriormente, os dois tipos de função de parede e escoamento compressível.

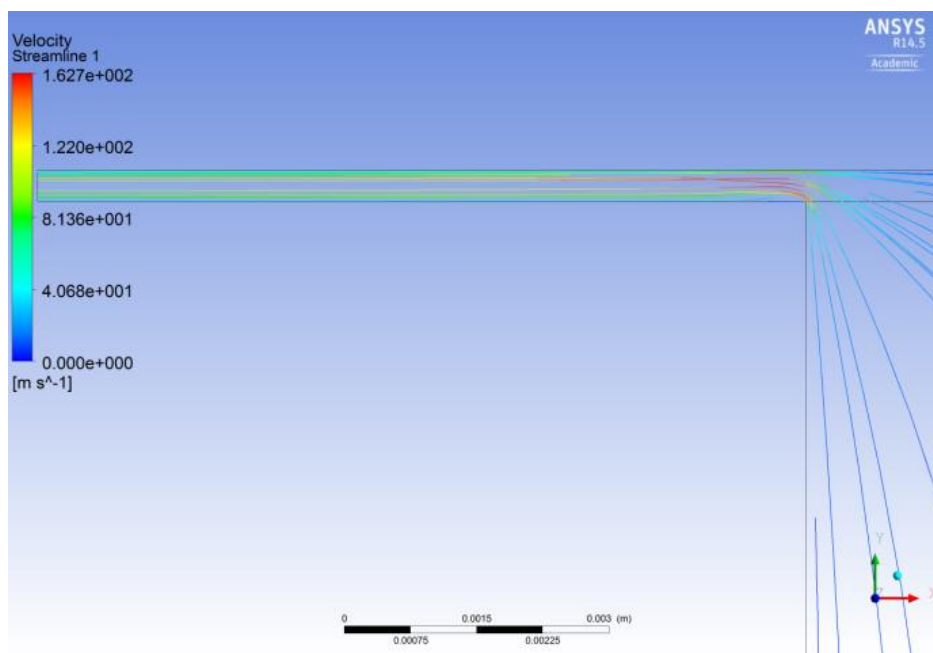
A Figura 50 e a Figura 51 mostram as linhas de corrente para o afastamento de $s/d=0,01$. Note-se que para este pequeno afastamento, a região de recirculação é muito pequena e que o recolamento da camada limite ocorre a uma curta distância da borda de entrada do difusor radial. Observa-se ainda que as linhas de corrente são paralelas em quase toda extensão do difusor radial. Isto é um bom indicativo da laminaridade do escoamento, o que pode explicar os melhores resultados das simulações do escoamento sem a modelagem de turbulência. Pode-se notar, também, que após a queda brusca de pressão, devida à aceleração elevada do escoamento, a recuperação ocorre a uma curta distância da borda de entrada do difusor. Isto ocorre porque a velocidade do escoamento diminui conforme se aproxima da região de saída do difusor radial para que o princípio da conservação da massa seja satisfeito. E como a energia cinética do escoamento varia com o

quadrado na velocidade, sua redução é ainda mais acentuada. Portanto, como a pressão se comporta de maneira inversa à da energia cinética do escoamento, pelo menos nesta região de elevados efeitos de inércia (assumindo escoamento invíscido), seu aumento é acentuado. Após esta região de recuperação de pressão, o balanço entre as forças viscosas e de inércia define se a pressão continua aumentando com a redução da velocidade (efeitos de inércia) ou se diminui em função da ação das forças viscosas.

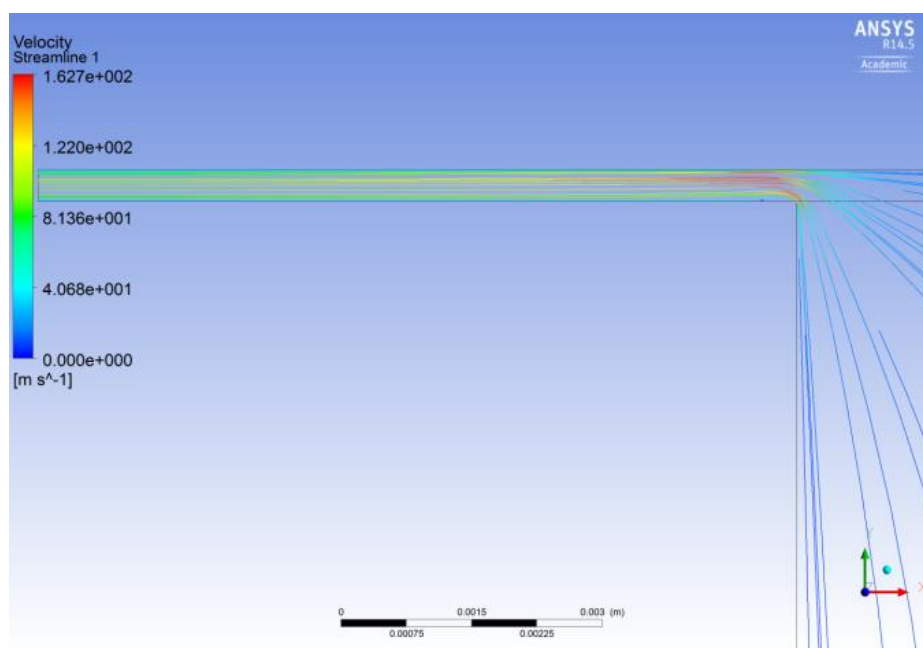
As Figuras 52 a 60 mostram as linhas de corrente para os afastamentos de $s/d=0,03$ a $s/d=0,09$. Observa-se que a região de recirculação aumenta com o aumento do afastamento entre os discos, alcançando a saída do difusor para $s/d=0,09$. Neste caso, não ocorre o recolamento da camada limite. Isto acontece devido à menor curvatura que o escoamento pode efetuar para entrar no difusor, uma vez que a área de seção transversal disponível para o escoamento ocorrer é maior. Em função disso, a recuperação de pressão do escoamento ocorre até uma distância maior da borda de entrada do difusor, atingindo toda a região do difusor para $s/d=0,09$. Neste caso, o escoamento se comporta quase como um jato livre incidindo sobre o disco frontal.

De uma maneira geral, pode-se concluir que a simulação do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo pode ser realizada com relativo sucesso usando uma formulação de escoamento incompressível, com modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ e usando a função de parede padrão. Deve-se investigar com maior profundidade a aplicabilidade da formulação de escoamento compressível para os casos de pequenos afastamentos entre os discos frontal e anterior. Além disso, deve-se avaliar a aplicabilidade de outros modelos de turbulência para os casos de afastamentos mais elevados entre os discos.

Figura 50 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,01$ e $Re=10.000$.



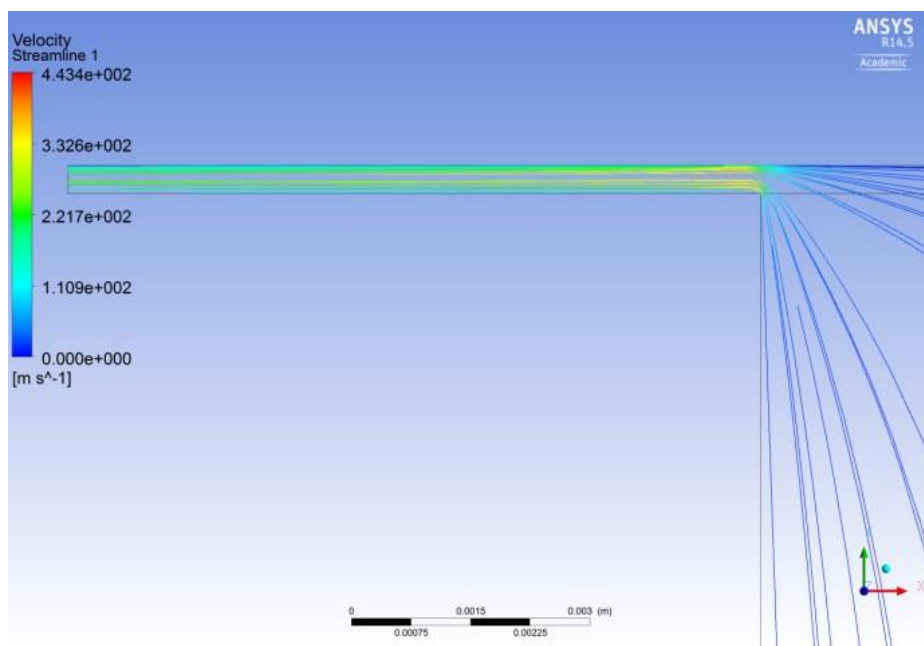
(a) RNG $k-\epsilon$ com função de parede padrão



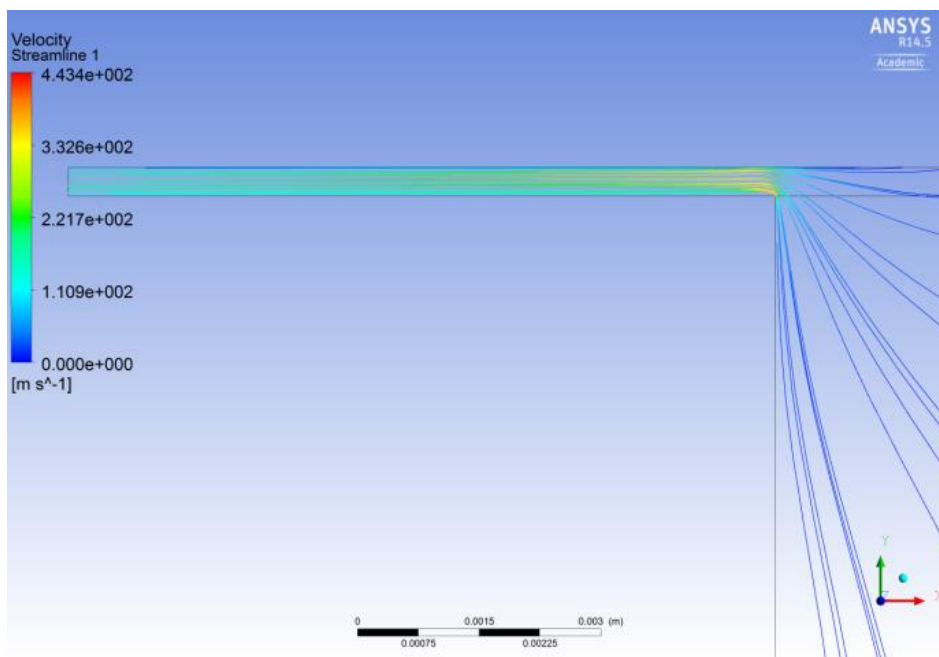
(b) RNG $k-\epsilon$ com função de parede EWT

Fonte: Próprio autor.

Figura 51 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,01$ e $Re=20.000$.



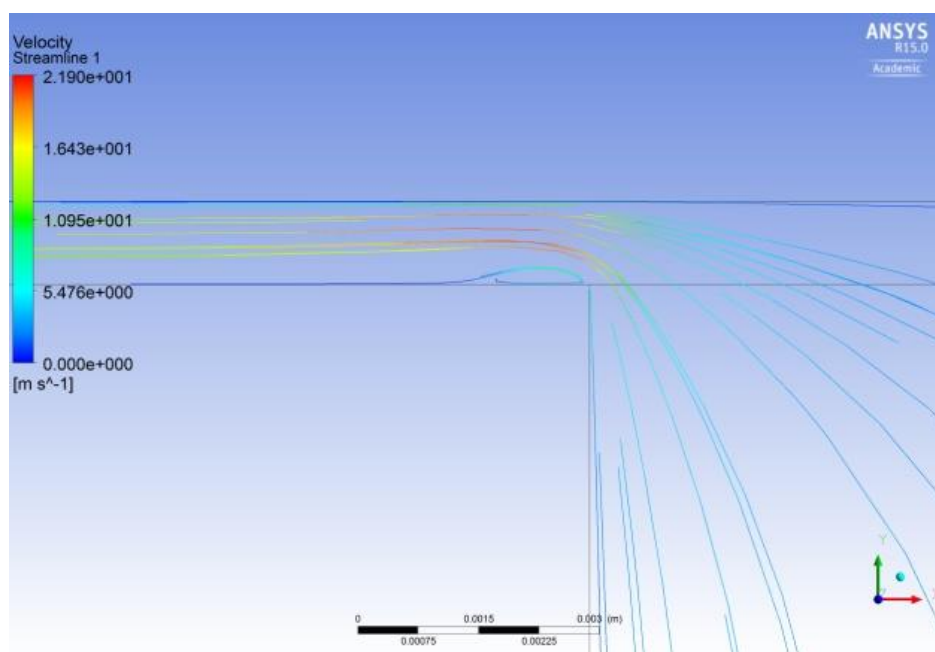
(a) RNG k- ϵ com função de parede padrão



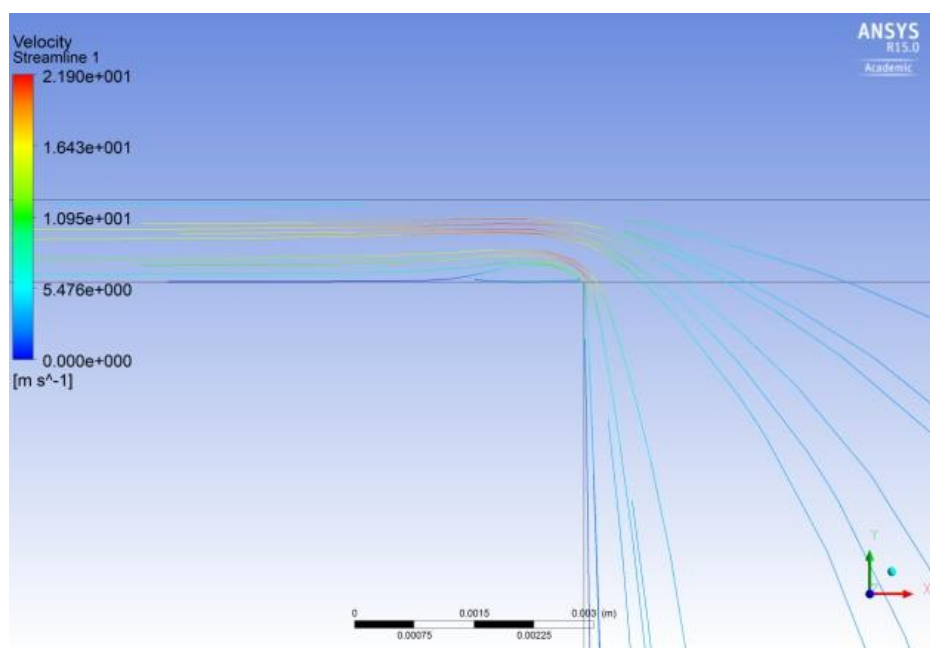
(b) RNG k- ϵ com função de parede EWT

Fonte: Próprio autor

Figura 52 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=4.000$.



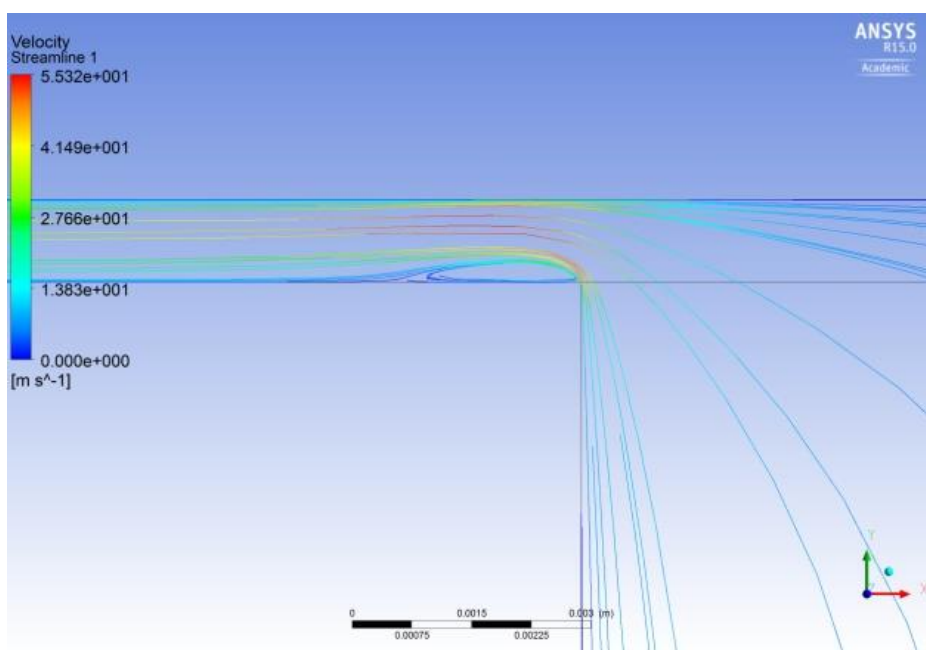
(a) RNG k- ϵ com função de parede padrão



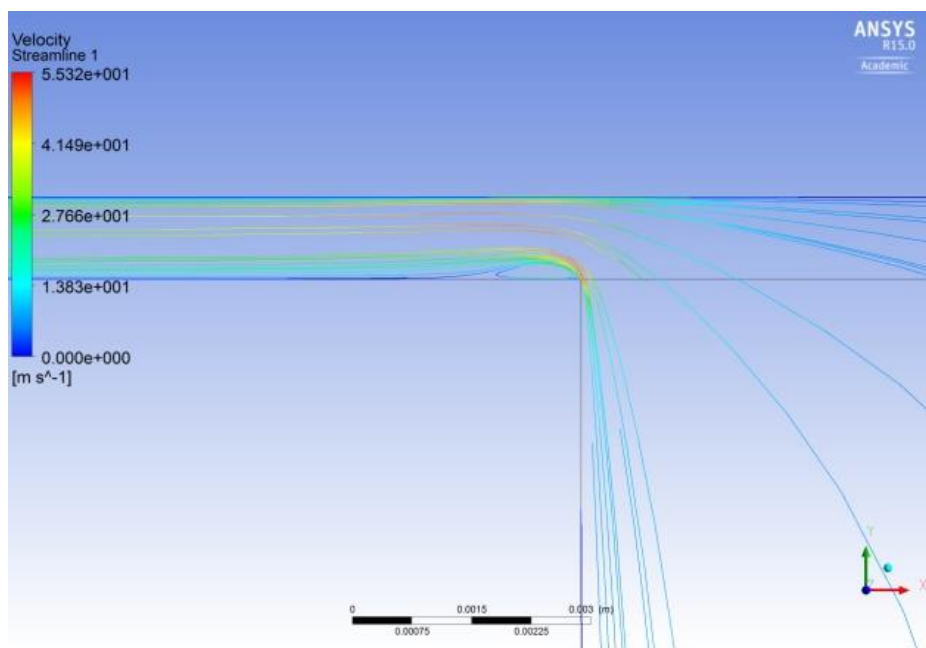
(b) RNG k- ϵ com função de parede EWT

Fonte: Próprio autor

Figura 53 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=10.000$.



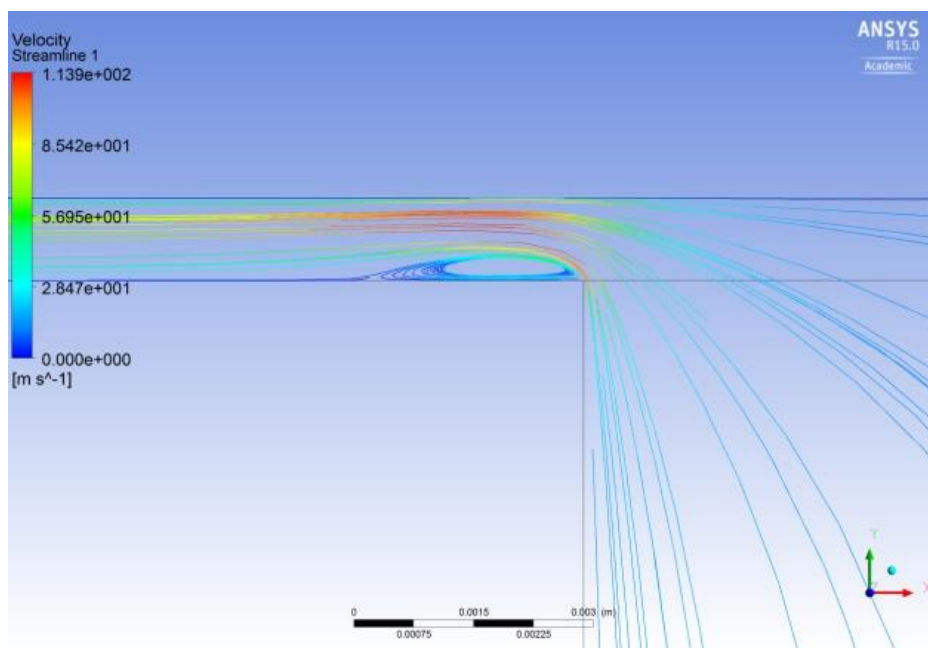
(a) RNG k- ϵ com função de parede padrão



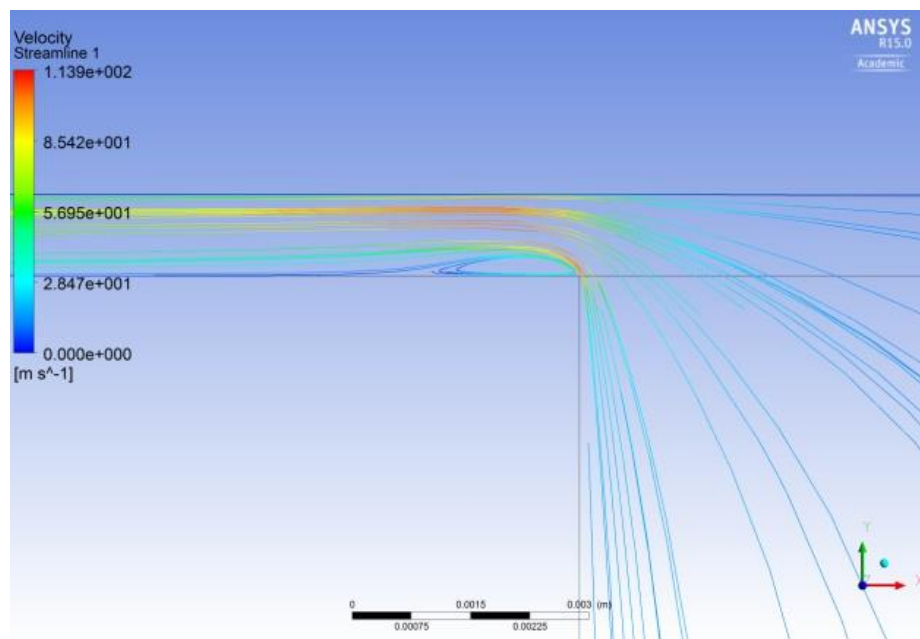
(b) RNG k- ϵ com função de parede EWT

Fonte: Próprio autor

Figura 54 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,03$ e $Re=20.000$.



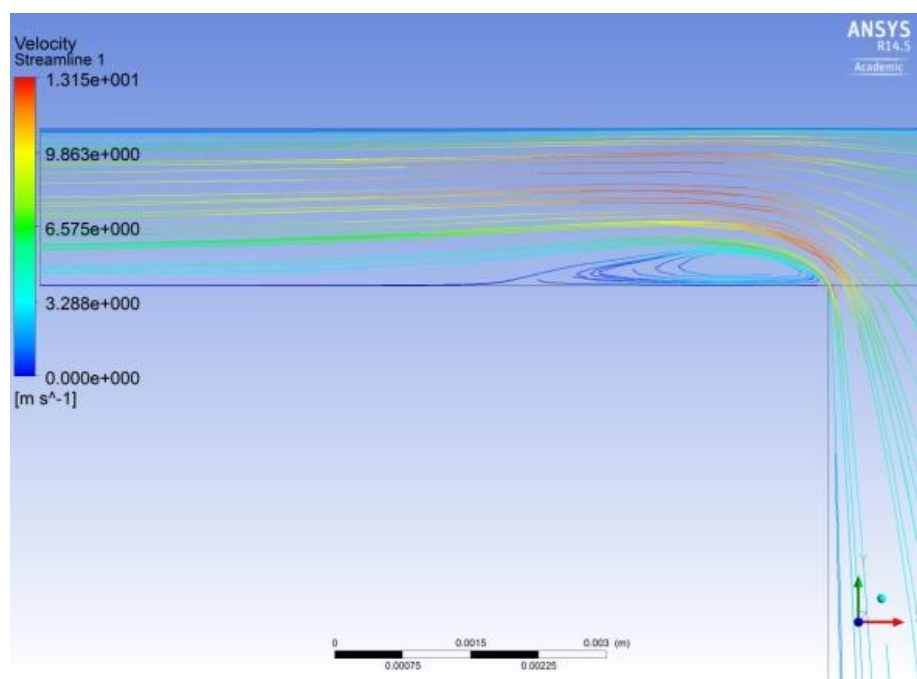
(a) RNG k- ϵ com função de parede padrão



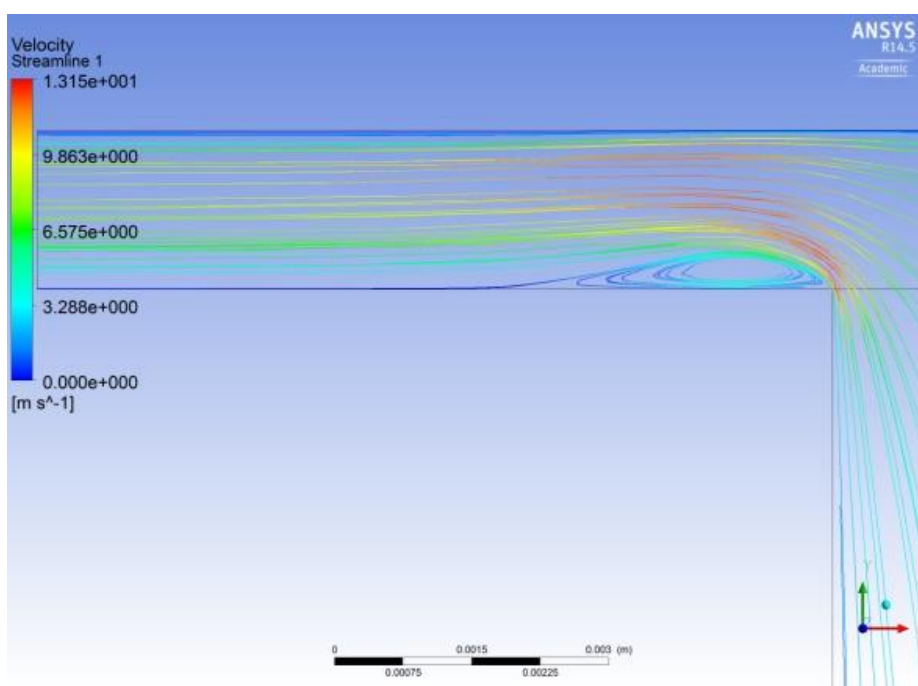
(b) RNG k- ϵ com função de parede EWT

Fonte: Próprio autor

Figura 55 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=4.000$.



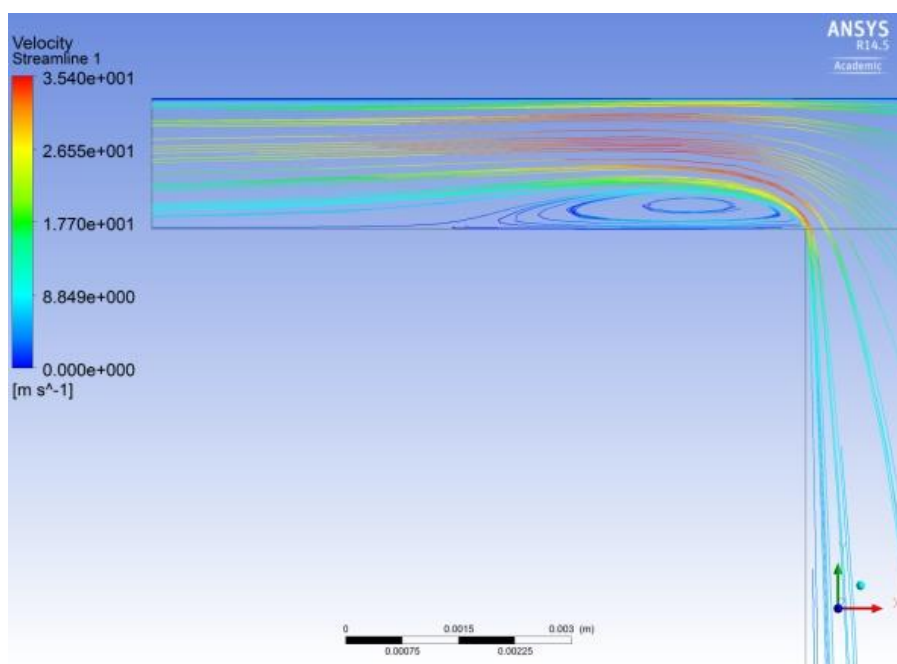
(a) RNG k- ϵ com função de parede padrão



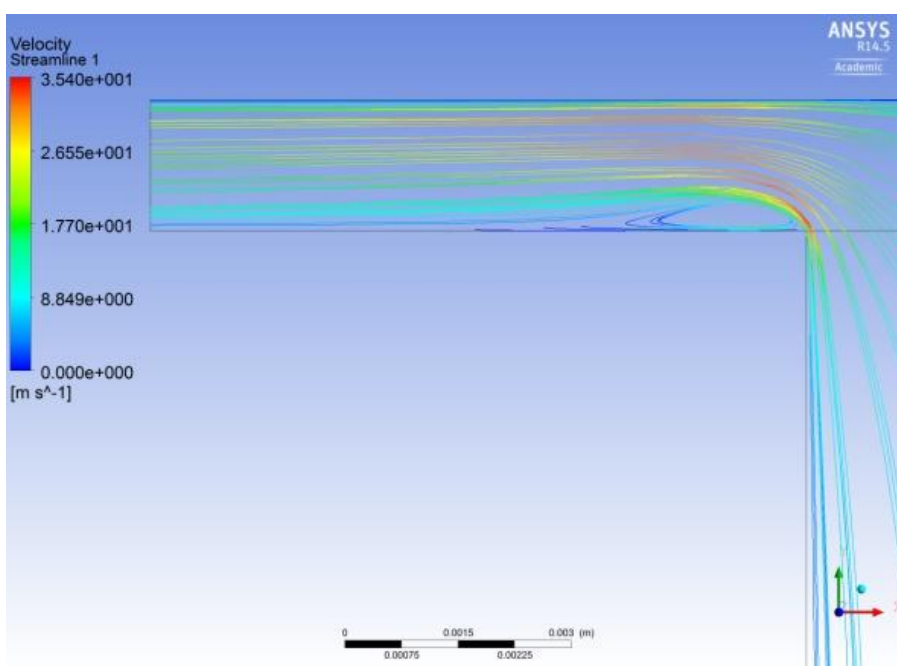
(b) RNG k- ϵ com função de parede EWT

Fonte: Próprio autor

Figura 56 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=10.000$.



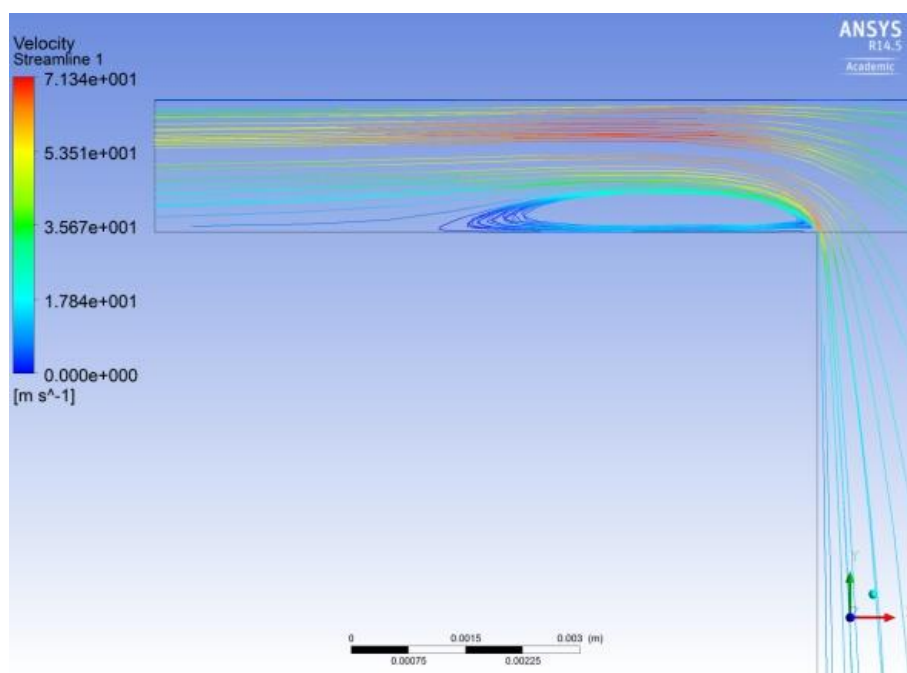
(a) RNG k- ϵ com função de parede padrão



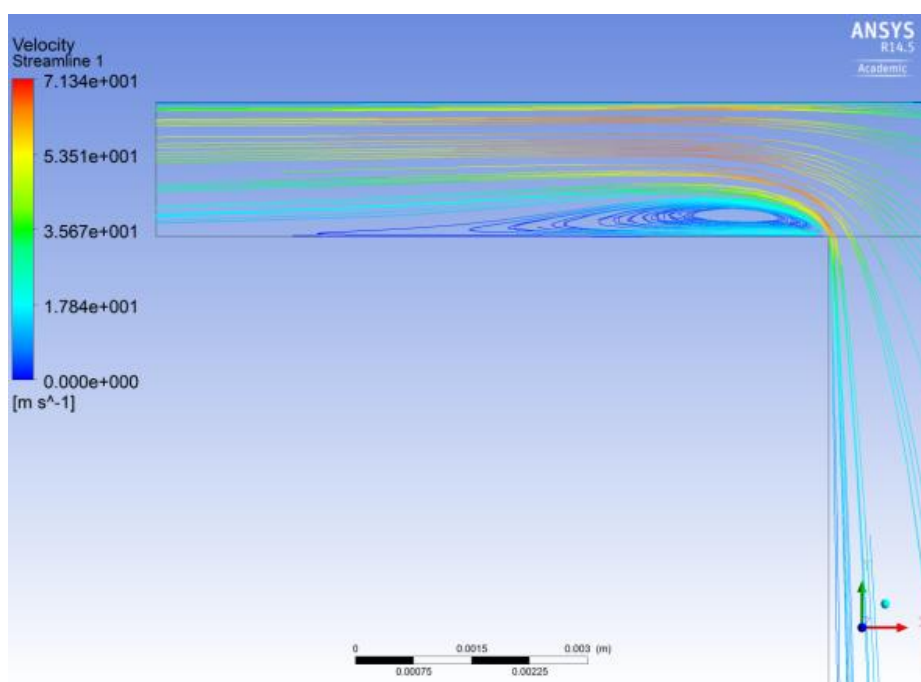
(b) RNG k- ϵ com função de parede EWT

Fonte: próprio autor

Figura 57 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,05$ e $Re=20.000$.



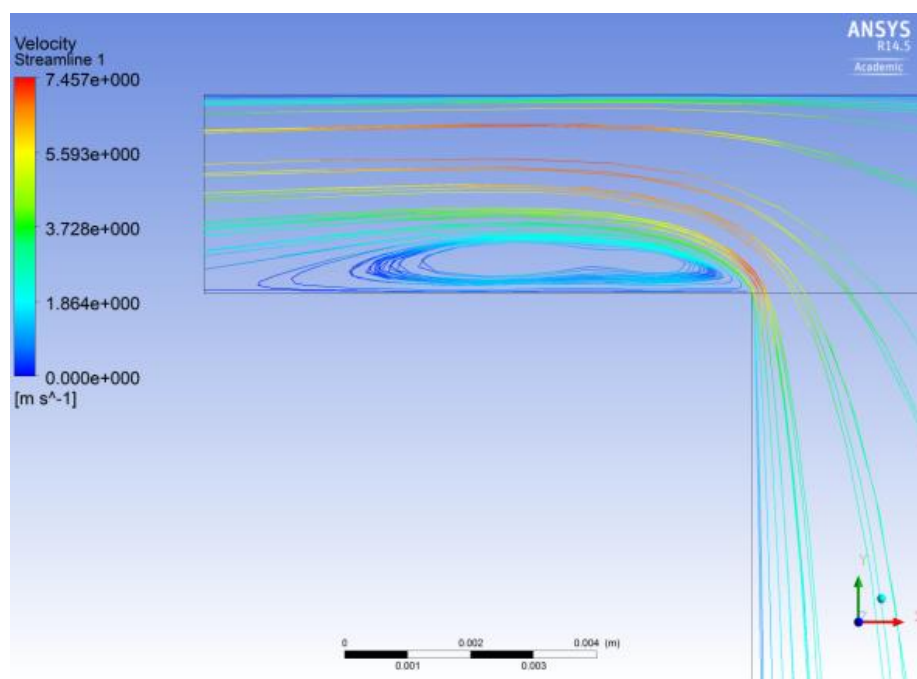
(a) RNG k- ϵ com função de parede padrão



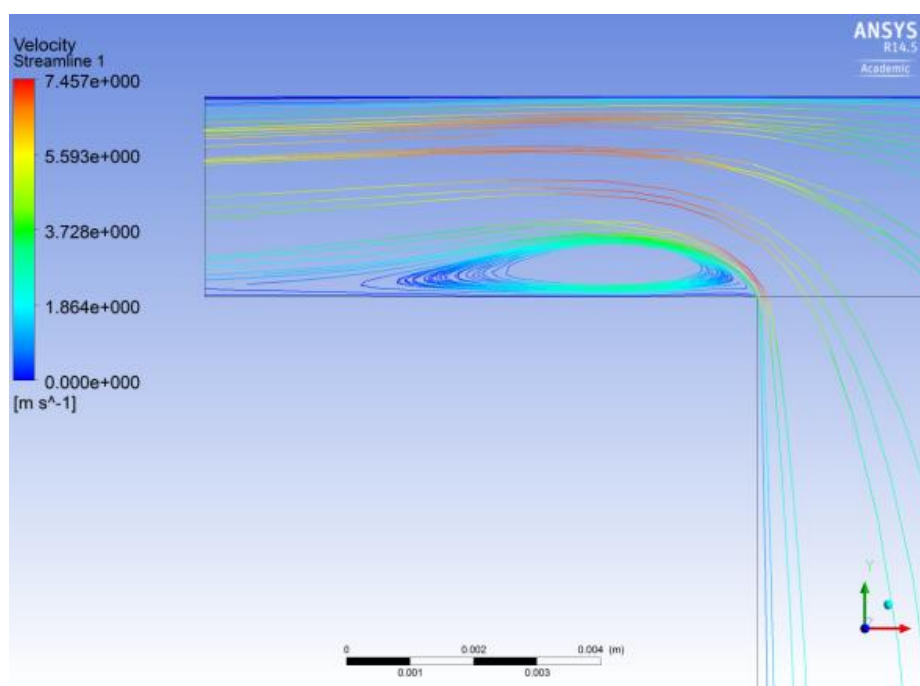
(b) RNG k- ϵ com função de parede EWT

Fonte: Próprio autor.

Figura 58 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=4.000$.



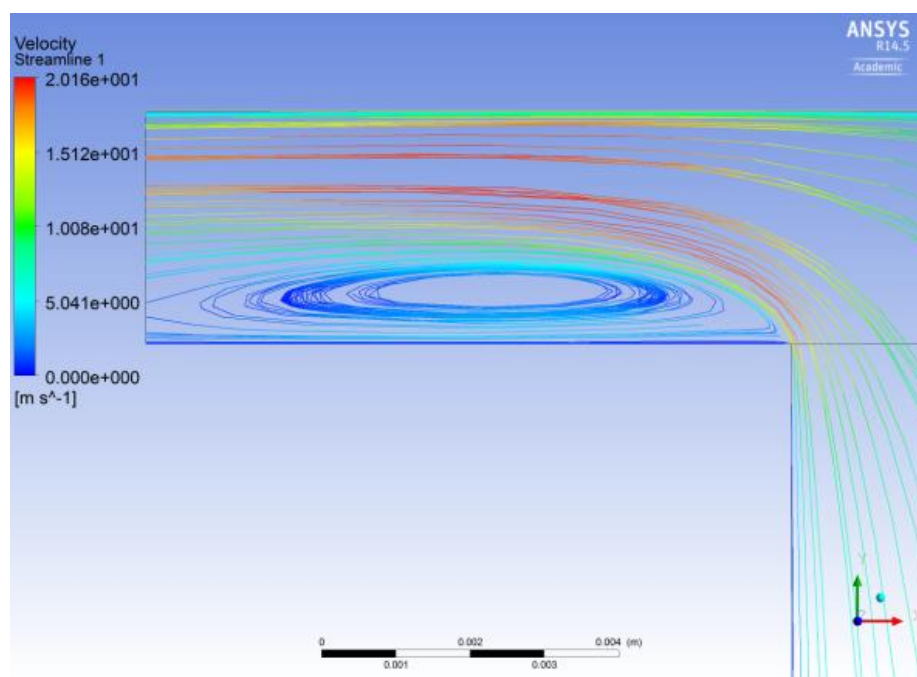
(a) RNG k- ϵ com função de parede padrão



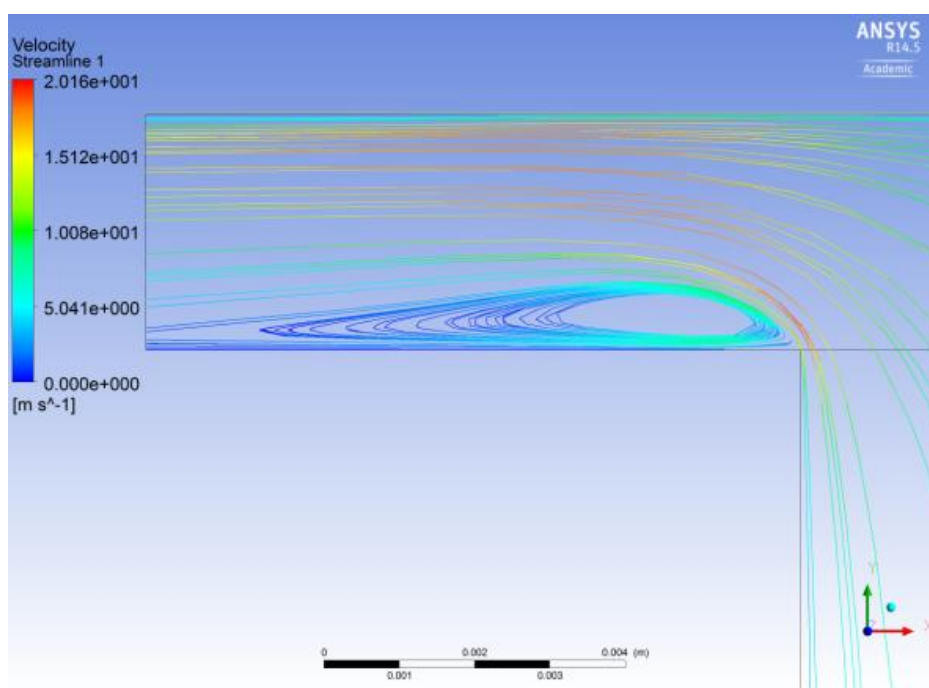
(b) RNG k- ϵ com função de parede EWT

Fonte: Próprio autor.

Figura 59 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=10.000$.



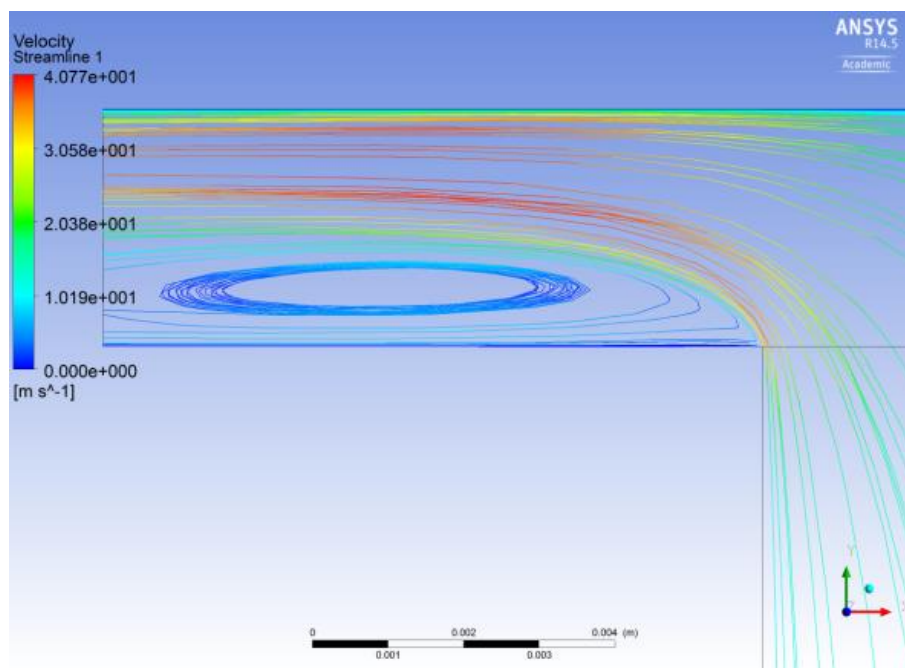
(a) RNG k- ϵ com função de parede padrão



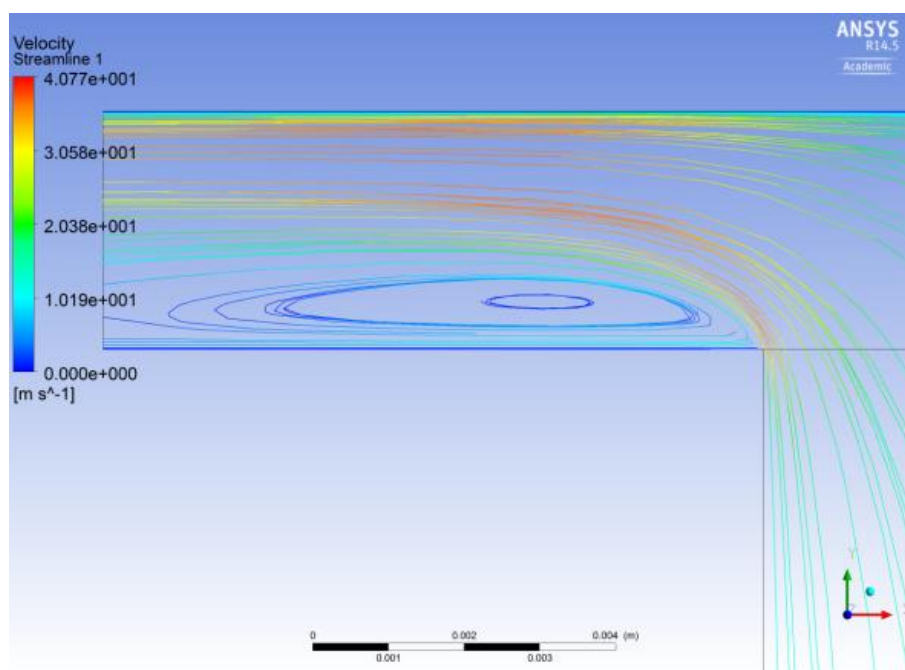
(b) RNG k- ϵ com função de parede EWT

Fonte: Próprio autor.

Figura 60 - Linhas de corrente para o afastamento adimensional $s/d=0,09$ e $Re=20.000$.



(a) RNG k- ϵ com função de parede padrão



(b) RNG k- ϵ com função de parede EWT

Fonte: Próprio autor.

4 DIFUSOR RADIAL COM DISCO FRONTAL MÓVEL

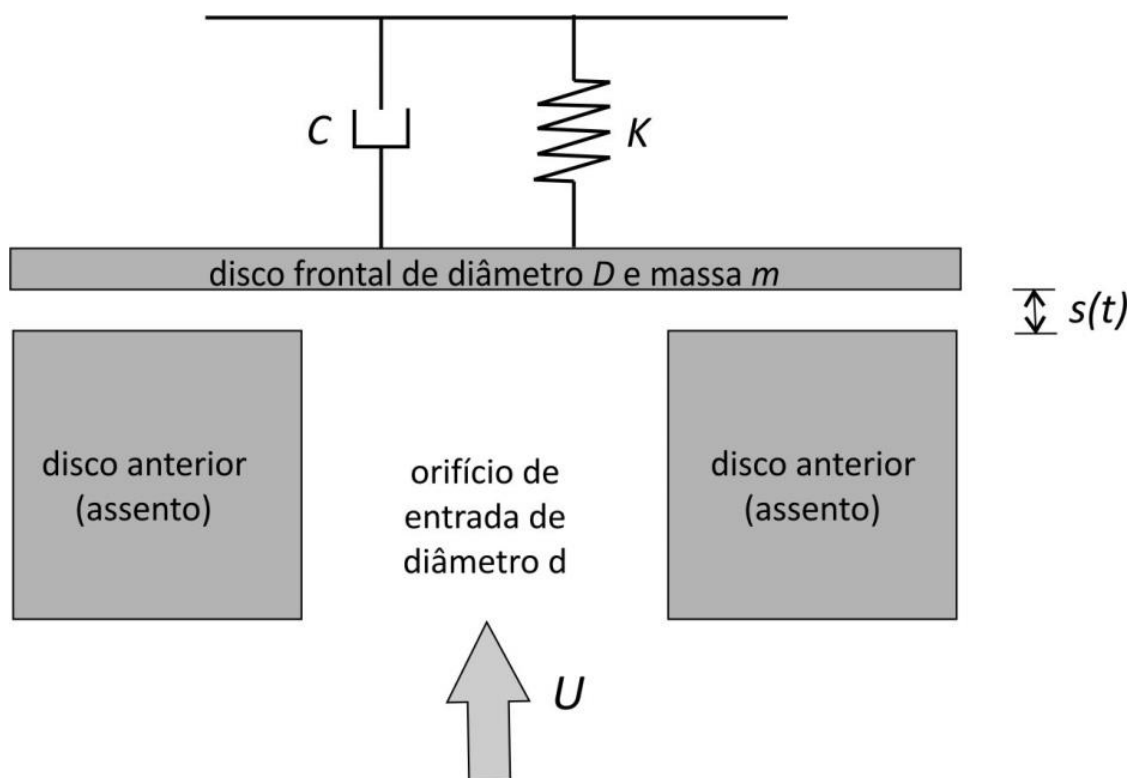
Como comentado na Introdução há muitos trabalhos, tanto experimentais quanto numéricos, que estudaram o comportamento do escoamento em difusores radiais com o disco frontal fixo. Mais recentemente, o interesse tem sido em estudar o escoamento em modelos mais reais, tal como o difusor com disco frontal móvel, a fim de estudar o fenômeno da interação fluido-estrutura. O grande problema dos trabalhos que já abordaram este fenômeno por meio de uma metodologia numérica de dinâmica dos fluidos computacional é a ausência de validação experimental da metodologia adotada. Neste capítulo é apresentada uma metodologia numérica para estudar o escoamento em um difusor radial com disco frontal móvel, procurando validar a metodologia desenvolvida com dados experimentais para a dinâmica do disco frontal. Inicialmente, a geometria do difusor radial é apresentada, com informações dos principais parâmetros que definem o problema. Em seguida, as equações governantes do problema são apresentadas, assim como as condições de contorno usadas nas suas soluções. Posteriormente, a metodologia numérica adotada é apresentada, seguida de sua validação por meio dos dados experimentais obtidos por Abrego (2014).

4.1 Modelagem matemática

A Figura 61 mostra a geometria do difusor radial adotada. Nesta figura, descrevem-se os parâmetros geométricos que definem o problema. O disco frontal de diâmetro “ D ” é usado para representar a palheta de um sistema de válvulas, enquanto o disco anterior com um orifício de diâmetro “ d ” modela o assento do sistema de válvulas. O afastamento entre os discos, $s(t)$, agora é variável no tempo, dependendo da dinâmica do disco frontal. O número de Reynolds baseado nas

condições do escoamento na região do orifício de entrada, dado pela Equação (3.1) continua sendo usado para caracterizar o escoamento.

Figura 61 - Geometria do difusor radial com disco frontal móvel.



Fonte: Próprio autor.

As equações governantes do escoamento são dadas pela equação da conservação da massa e equação da quantidade de movimento, equações (3.2) e (3.3), sendo o termo $\vec{\nabla} \cdot \vec{u}$ considerado nulo. O escoamento é considerado incompressível e de um fluido Newtoniano. Nenhum modelo de turbulência foi utilizado, pois analisaram-se apenas escoamentos com baixos números de Reynolds ($Re \sim 2.000$).

4.2 Metodologia de Solução

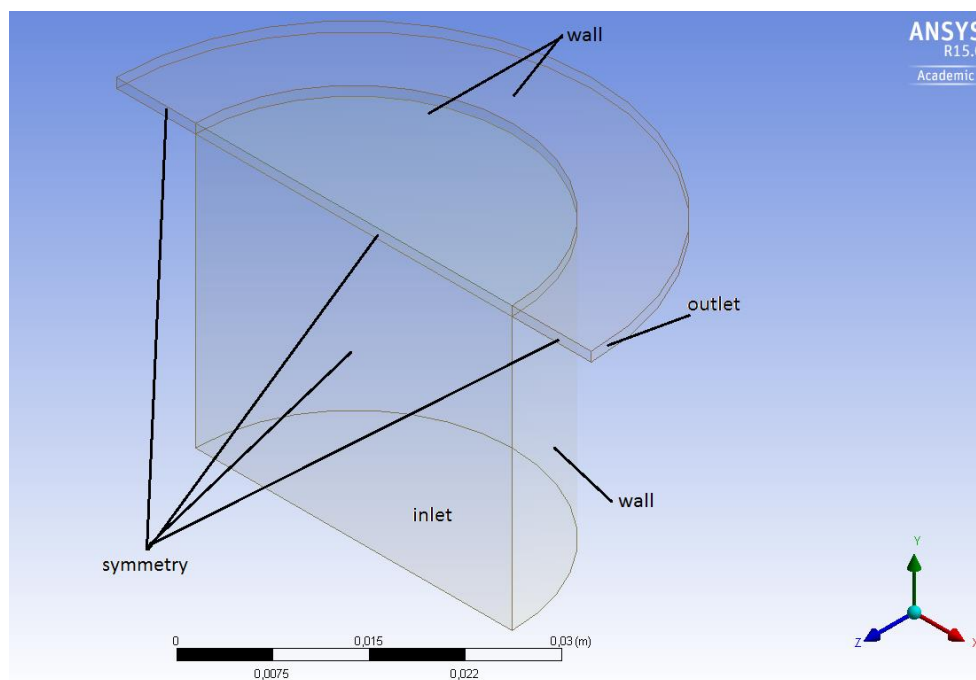
As soluções das equações governantes são obtidas com o código computacional ANSYS Fluent®, versão 15.0, que utiliza o método de volumes finitos para integrar as equações governantes e condições de contorno em um número de volumes de controle discretos representando a geometria do problema. Nesta seção são apresentados os aspectos relacionados à geometria, malha, condições de contorno, funções de interpolação e métodos de acoplamento utilizados.

4.2.1 Geometria e condições de contorno

A Figura 62 mostra a geometria em sua forma tridimensional, indicando os tipos de condições de contorno adotadas. Como no caso do difusor radial com disco frontal fixo, apenas metade do difusor radial foi usado como domínio computacional com o objetivo de reduzir o tempo computacional das simulações. O difusor radial foi construído para uma razão de diâmetros de $D/d=1,5$, considerando $d=34,9$ mm. O ar é usado como fluido de trabalho em todas as simulações realizadas.

As condições de contorno indicadas na Figura 62 são idênticas àquelas descritas no Capítulo 3, com exceção da condição de contorno no disco frontal que, agora, é uma condição de contorno de velocidade normal prescrita ao longo do tempo, cujo valor depende da solução do problema de interação fluido-estrutura. A componente de velocidade tangencial continua sendo a condição de não deslizamento.

Figura 62 - Geometria e condições de contorno adotadas nas simulações numéricas do difusor radial com disco frontal móvel.



Fonte: Próprio autor.

4.2.2 Funções de interpolação e método de acoplamento pressão-velocidade

A função de interpolação *upwind* de segunda ordem foi usada para calcular os fluxos convectivos nas faces dos volumes de controle. O algoritmo SIMPLEC foi usado para tratar o problema de acoplamento entre os campos de pressão e de velocidade, o equacionamento para este esquema de interpolação é apresentado no Apêndice C.

4.2.3 Modelo para a dinâmica do disco frontal

A dinâmica do disco frontal pode ser descrita por meio de um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade, como descrito por Lopes e Prata (1997). A grande maioria dos trabalhos neste tema usa este mesmo modelo para prever o comportamento de válvulas de compressores. No caso deste trabalho, este modelo representa muito bem a seção de testes desenvolvida por Abrego (2014), cujos resultados são usados aqui para a validação da metodologia numérica.

Neste modelo, assume-se que o disco frontal se comporta como uma placa rígida que se movimenta na direção paralela ao assento. Portanto, utilizando a segunda lei de Newton, a equação para o movimento do disco frontal é dada por:

$$m_{eq}\ddot{y} + C\dot{y} + Ky = F_0 - F_p \quad (7)$$

onde m_{eq} , C e K são a massa equivalente, o coeficiente de amortecimento e a constante elástica do sistema. A força F_p é a força resultante sobre o disco frontal causada pelo escoamento. O termo F_0 representa o somatório de outras forças inerentes ao escoamento, tal como uma pré-tensão prevista em projeto e a força de colamento decorrente da presença de óleo entre as superfícies do assento e da palheta, as quais serão desconsideradas neste trabalho. Os termos y , \dot{y} e \ddot{y} são o afastamento entre disco, a velocidade e a aceleração do disco frontal, respectivamente.

A força sobre o disco frontal é resultante do campo de pressão do escoamento atuando sobre sua superfície e é obtida pela seguinte equação:

$$F_p = \int_0^{2\pi} \int_0^{D/2} p r dr d\theta \quad (8)$$

Como esta força é variável no tempo, por depender da solução do próprio escoamento, sua solução analítica não é possível. Entretanto, considerando que

esta força é constante em um pequeno intervalo de tempo de integração, pode-se obter uma solução analítica da seguinte forma (KREYSZIG, 1993):

$$y = e^{-\alpha \Delta t} \left[y_c \cos(\omega \Delta t) + \frac{\alpha y_c + \dot{y}^0}{\omega} \sin(\omega \Delta t) \right] + \frac{F_p}{K} \quad (9)$$

onde:

$$\alpha = \frac{C}{2M} \quad (10)$$

$$\omega = \frac{\sqrt{4MK - C^2}}{2M} \quad (11)$$

$$y_c = y^0 - \frac{F_p}{K} \quad (12)$$

onde os termos y^0 e \dot{y}^0 são o afastamento e a velocidade no instante de tempo anterior.

A velocidade de deslocamento do disco frontal, que é usada como condição de contorno na superfície do disco frontal, é obtida derivando-se a equação do afastamento em relação ao tempo, o que resulta em:

$$\dot{y} = e^{-\alpha \Delta t} \left[\dot{y}^0 \cos(\omega \Delta t) - \left(y_c \omega + \frac{\alpha^2 y_c + \alpha \dot{y}^0}{\omega} \right) \sin(\omega \Delta t) \right] \quad (13)$$

Estas equações são implementadas no código Fluent como uma função definida pelo usuário (UDF-*user defined function*) e é usada em cada instante de tempo para fornecer a posição e a velocidade do disco frontal. A UDF usada neste trabalho, escrita na linguagem C, é apresentada no Apêndice E. O código Fluent contém funções pré-definidas que transferem informações da solução do escoamento, neste caso a pressão sobre o disco frontal, para a UDF, assim como transferem informações da UDF para serem usadas na solução do escoamento, neste caso, a velocidade do disco frontal em cada instante de tempo.

Para a solução analítica utilizou-se a massa equivalente e a constante elástica do sistema estudado experimentalmente por Abrego (2014). O coeficiente de amortecimento é calculado através da Equação (4.5) considerando $\omega = 1$.

Como a posição do disco frontal é variável com o tempo, a malha necessita um tratamento especial, visto que deve acompanhar esta evolução.

4.2.4 Tratamento Malha Móvel

O código Fluent contém várias metodologias que podem ser usadas para abordar problemas que necessitam malhas móveis. A metodologia mais simples, denominada de modelo de camadas dinâmicas (*dynamic layering mesh method*), é a mais simples e aplicada a malhas quadrangulares, ou hexaédricas e prismáticas em problemas tridimensionais. Neste método, adicionam-se ou removem-se camadas de volumes na vizinhança das fronteiras móveis de acordo com a altura da camada adjacente de volumes.

A Figura 63 mostra parte de uma malha próxima a uma fronteira móvel, onde observam-se duas camadas de volumes adjacentes à fronteira móvel, camada j de altura h e sua camada vizinha i. Neste método, a camada j pode ser dividida ou pode ser fundida à camada i de acordo com o valor da altura h. Se a fronteira móvel se deslocar no sentido do aumento da altura h, a camada j é segmentada quando:

$$h_{min} > (1 + \alpha_s)h_{ideal} \quad (14)$$

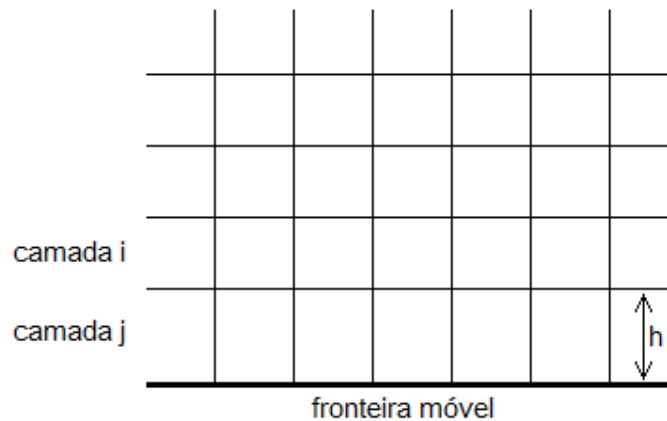
onde h_{min} é a menor altura dos volumes na camada j, h_{ideal} é a altura ideal especificada no Fluent e α_s é um fator de divisão. Quando esta condição é satisfeita, os volumes de controle da camada j são divididos de tal forma que a razão entre as alturas dos novos volumes é igual a α_s . Se o movimento da fronteira móvel ocorrer no sentido contrário de forma a comprimir os volumes da camada j, a união dos volumes das duas camadas, i e j, ocorrerá se:

$$h_{\min} < \alpha_c h_{\text{ideal}} \quad (15)$$

onde α_c é denominado de fator de colapso.

A malha inicial, similar àquela utilizada na discretização do difusor radial com disco frontal fixo, contém 384.900 volumes de controle. Para iniciar o regime transiente, especificou-se uma distância mínima, entre o assento e o disco frontal, de $s(t)=0,355$ mm com 20 volumes de controle na direção transversal ao escoamento na região do difusor radial.

Figura 63 - Geometria e condições da malha móvel próxima a uma fronteira móvel.



Fonte: Pereira (2006).

4.3 Validação experimental da metodologia numérica

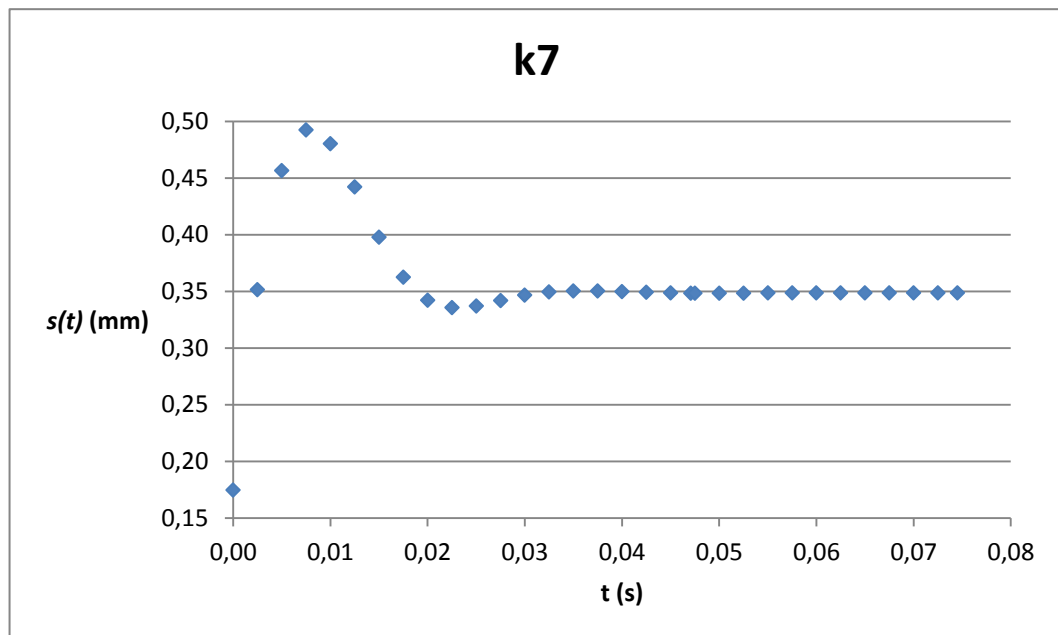
As simulações numéricas foram realizadas para um difusor radial com razão de diâmetros de $D/d=1,5$ para escoamentos com números de Reynolds em torno de 2.000. Dois sistemas massa-mola-amortecimento diferenciados apenas pela constante de elasticidade, k , foram analisados. As constantes de elasticidade usadas são iguais àquelas determinadas experimentalmente por Abrego (2014),

denominadas pelo autor de k_7 ($k=2.029,8$ N/m) e k_{12} ($k=1.217,1$ N/m), assim definidas em função do número de espiras das molas montadas na seção de testes. O coeficiente de amortecimento é determinado pela Equação (4.5), fazendo-se $\omega = 1$. Este procedimento foi adotado para reduzir o tempo computacional exigido para a obtenção do regime permanente do processo, ou seja, até a obtenção da posição de equilíbrio do disco frontal.

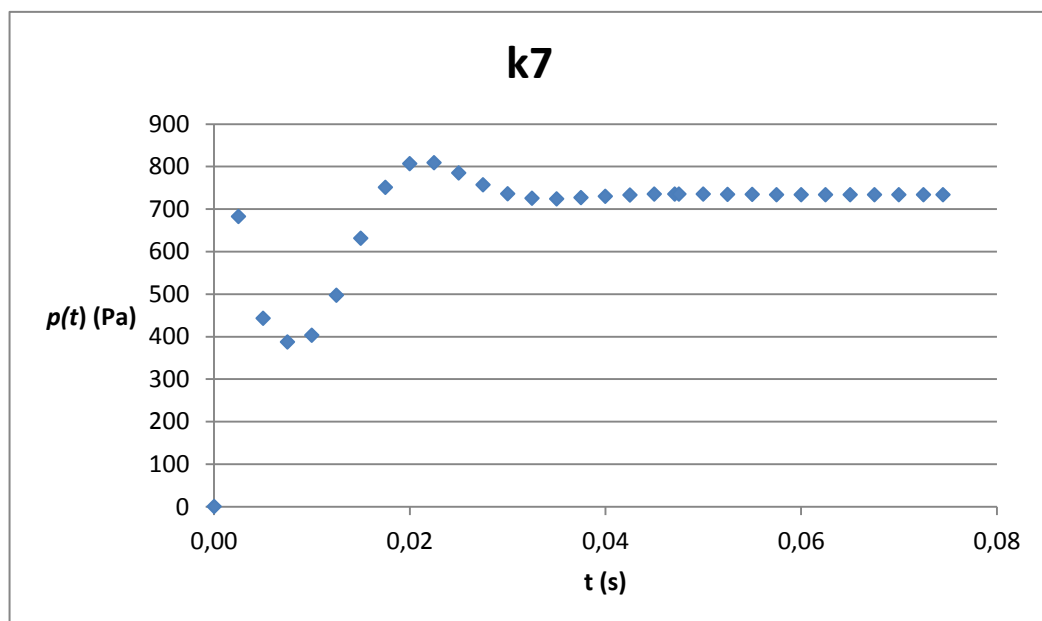
Assume-se que a posição de equilíbrio é atingida quando a velocidade do disco frontal é numericamente zero ao longo de pelo menos 1000 ciclos. As Figura 64 e Figura 65 mostram os comportamentos transientes da posição do disco frontal, $s(t)$, e da pressão atuando sobre sua superfície, $p(t)$, para os dois valores da constante de elasticidades avaliadas.

As Figura 64 (a) e Figura 65 (a) mostram o comportamento transiente da posição do disco frontal em relação ao disco anterior. Nota-se que o movimento do disco frontal é oscilatório como resultado da solução da equação massa-mola-amortecimento com um grau de liberdade. Entretanto, em função do elevado coeficiente de amortecimento, o disco frontal atinge o equilíbrio rapidamente. As Figura 64(b) e Figura 65 (b) mostram o comportamento dinâmico da pressão atuando sobre a superfície do disco frontal. Como era esperado, observa-se que o comportamento da pressão é inverso ao da posição, visto que menores afastamentos significam maior resistência ao escoamento, o que equivale a maiores quedas de pressão ao longo do difusor radial e, conseqüentemente, maiores pressões sobre o disco frontal.

Figura 64 - Posição e pressão sobre o disco frontal para a constante de elasticidade k_7 e $Re=2.220$.



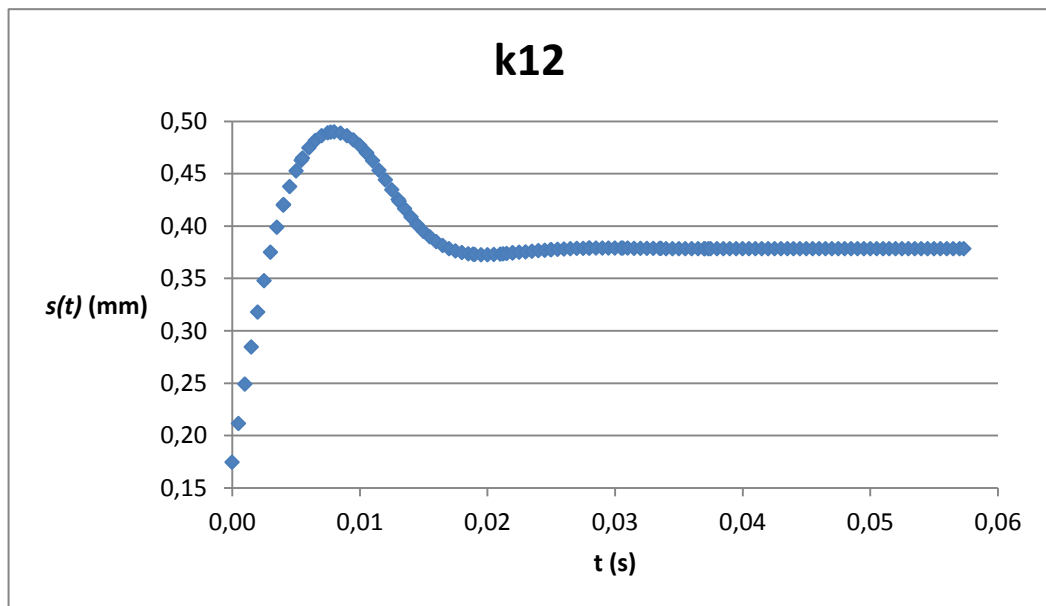
(a) Posição instantânea do disco frontal



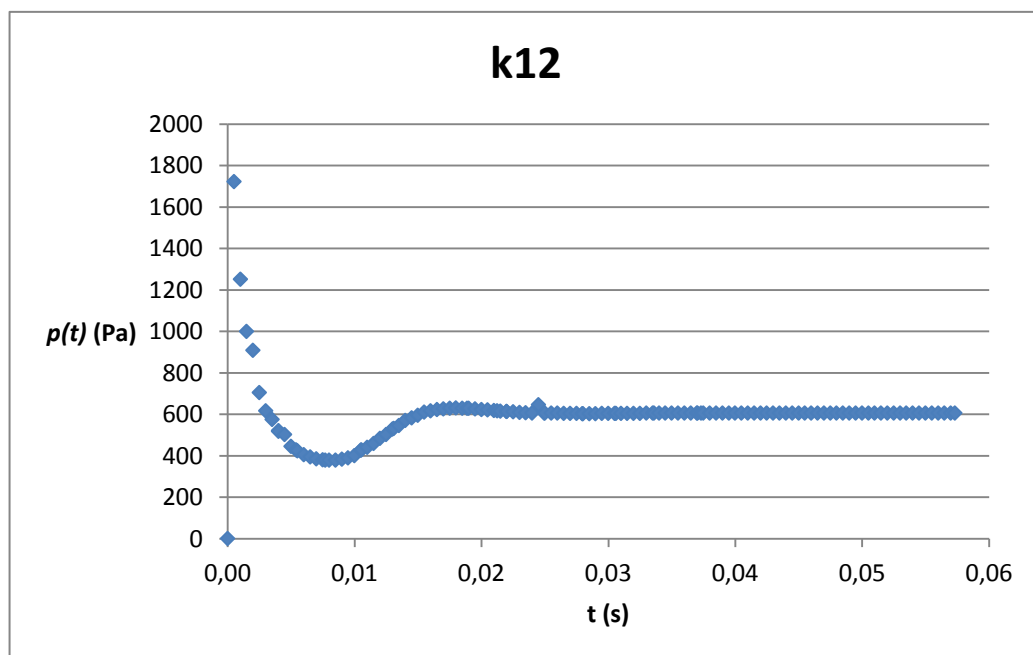
(b) Pressão instantânea atuando sobre a superfície do disco frontal

Fonte: Próprio autor.

Figura 65 - Posição e pressão sobre o disco frontal para a constante de elasticidade k_{12} e $Re=1.980$.



(a) Posição instantânea do disco frontal



(b) Pressão instantânea atuando sobre a superfície do disco frontal

Fonte: Próprio autor.

O comportamento transiente da posição do disco frontal não foi validado experimentalmente porque o coeficiente de amortecimento adotado nas simulações foi diferente daquele medido por Abrego (2014). Como já mencionado, este procedimento foi adotado por razões de limitação de *hardware* do computador usado nas simulações. Portanto, apenas a posição de equilíbrio atingida pelo disco frontal foi confrontada com os dados experimentais de Abrego (2014). A Tabela 11 apresenta estes dados.

Tabela 11 - Posição de equilíbrio do disco frontal para $Re=2.000$.

Tipo de dado	Posição de Equilíbrio (mm)	
	Mola k-7 Re=2.220	Mola k-12 Re=1.980
Experimental	0,30 ± 0,01	0,31± 0,01
Numérico	0,35	0,38

Fonte: Próprio autor.

Nota-se que as diferenças entre os resultados numéricos em relação aos dados experimentais são da ordem de 20%, que é um valor significativo. Deve-se considerar que os resultados numéricos não são contaminados com nenhum outro tipo de força adicional. O mesmo não ocorre com os resultados experimentais, que podem estar contaminados com as forças de atrito produzidas pelo rolamento axial usado na seção de testes experimentais de Abrego (2014). Levando-se isso em consideração, pode-se dizer que a metodologia numérica forneceu resultados satisfatórios.

Entretanto, para concluir que a metodologia numérica está validada são necessárias investigações mais aprofundadas. Para isso, escoamentos com números de Reynolds mais elevados devem ser simulados, o que fornecerá forças

de maior magnitude, aumentando a razão entre as forças do escoamento e as forças de atrito nos dados experimentais, podendo reduzir as discrepâncias entre os resultados.

Além disso, para que o regime transiente possa ser considerado validado, é necessário simular escoamentos usando os coeficientes de amortecimento medidos por Abrego (2014). Entretanto, para a consecução deste objetivo, são necessários computadores de maior capacidade de processamento e memória.

5 CONCLUSÃO

A revisão bibliográfica apresentada mostra que a geometria simplificada do difusor radial ainda é muito utilizada para modelar o problema de escoamento em válvulas de compressores de refrigeração. Este modelo de válvula tem sido usado para estudos de escoamentos em difusores com disco frontal fixo, mas também tem sido muito utilizado para estudar escoamentos em difusores com disco frontal em movimento. Uma lacuna observada desta revisão da literatura é a ausência de estudos de simulação numérica do escoamento em difusores radiais, quando na presença de interação fluido-estrutura no disco frontal, com a preocupação de validação da metodologia numérica por meio de dados experimentais.

Neste trabalho, os escoamentos em difusores radiais com discos frontais fixo e móvel foram investigados numericamente usando um código computacional baseado na metodologia de Volumes Finitos (código Fluent versão 15.0), com o objetivo de analisar detalhadamente as principais características do escoamento. Numa primeira etapa foi estudado o escoamento em um difusor radial com disco frontal fixo com razão de diâmetro de $D/d=1,5$. Posteriormente, a mesma geometria foi usada para estudar o problema de interação fluido-estrutura quando o disco frontal é móvel, onde a dinâmica do disco frontal é modelada por um sistema massa-mola-amortecimento com um grau de liberdade. Um diferencial importante deste trabalho em relação àqueles existentes na literatura é que ambas as metodologias são validadas experimentalmente.

Para o caso do difusor radial com disco frontal fixo, a metodologia numérica foi aplicada na solução do escoamento para números de Reynolds (baseados nas características de entrada do escoamento) na faixa de 4.000 a 20.000, considerando afastamentos entre o disco frontal e o disco anterior variando de $s/d=0,01$ a $s/d=0,09$. É importante destacar que os trabalhos disponíveis na literatura não abordam o problema nesta ampla faixa de operação. Duas formulações são usadas

para estudar o escoamento, uma formulação de escoamento incompressível e uma formulação de escoamento compressível. Os resultados numéricos foram confrontados com os dados experimentais de Arantes (2013).

Deste estudo, pode-se concluir que a simulação do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo pode ser realizada com relativo sucesso usando uma formulação de escoamento incompressível, com modelo de turbulência RNG $k-\epsilon$ e usando a função de parede padrão. O esquema upwind de segunda ordem é sugerido para a interpolação dos termos convectivos. Para os menores valores de afastamentos entre discos ($s/d=0,01$) e baixos números de Reynolds ($Re=4.000$) o escoamento pode ser modelado como incompressível e sem o uso de modelos de turbulência (escoamento laminar).

Para o caso do difusor radial com disco frontal móvel, o escoamento foi estudado para números de Reynolds em torno de 2.000, considerando o sistema massa-mola-amortecedor com dois valores de constante de elasticidade. Os escoamentos analisados foram simulados considerando a formulação incompressível, sem aplicação de modelo de turbulência.

Pode-se concluir que a metodologia numérica foi parcialmente validada. A posição de equilíbrio do disco frontal apresentou diferenças entre os resultados numéricos e os dados experimentais de Abrego (2014) da ordem de 20%. Considerando que os dados experimentais podem estar contaminados com efeitos de forças de atrito, o que não ocorre com os resultados numéricos, pode-se dizer que a metodologia numérica forneceu resultados satisfatórios. Entretanto, para concluir que a metodologia numérica está completamente validada são necessárias investigações mais aprofundadas.

5.1 Sugestão para trabalhos futuros

Para o caso do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo, deve-se investigar com maior profundidade a aplicabilidade da formulação de escoamento compressível para os casos de pequenos afastamentos entre discos ($s/d=0,01$), visto que as análises realizadas não permitiram revelar informações conclusivas. Além disso, deve-se avaliar a aplicabilidade de outros modelos de turbulência para os casos de afastamentos entre discos mais elevados, visto que o modelo RNG k- ϵ forneceu pequenas discrepâncias em relação aos dados experimentais na região do difusor radial.

Nos escoamentos em difusores radiais com disco frontal móvel, escoamentos com números de Reynolds mais elevados devem ser simulados, o que fornecerá forças de maior magnitude, aumentando a razão entre as forças do escoamento e as forças de atrito nos testes experimentais, podendo reduzir as discrepâncias entre os resultados numéricos e experimentais. Além disso, para que o regime transiente possa ser considerado validado, é necessário simular escoamentos usando os coeficientes de amortecimento medidos por Abrego (2014).

REFERÊNCIAS

- ABREGO, A. L. S. **Análise experimental da interação fluido-estrutura no escoamento em um difusor radial**. Relatório (Iniciação Científica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2014.
- ANHÊ JÚNIOR, S. A. **investigação numérica e experimental do escoamento em válvulas de compressores herméticos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2010.
- ARANTES, D. M., **Estudo experimental da interação fluido-estrutura em um modelo de válvula de compressor de refrigeração**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Ilha Solteira, 2013.
- ANSYS. Ansys Inc. Fluent 14.5. **User Guide**. Canonsburg, 2013.
- CHEN, H. C.; PATEL, V. C. Near-wall turbulence models for complex flows including separation. **American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal**, Reston, v. 26, n. 6, p. 641-648, 1988.
- DECHAMPS, C. J. et al. Turbulent flow through reed type valves of reciprocating compressors. ASME INTERNATIONAL CONGRESS AND EXPOSITION - SYMPOSIUM ON THE ANALYSIS AND APPLICATIONS OF HEAT PUMP & REFRIGERATION SYSTEMS, 1996, Texas. **Proceedings...** Texas: [s. n.], 1996. p. 151-161.
- DISCONZI, F. P. et al. An assessment of modelling approaches for predicting heat transfer in the cylinder of small reciprocating compressors. **International Congress of Refrigeration**, Praga, v. 23, p. 1-8, 2011.
- ELETROBRÁS. **Pesquisa de posse de equipamentos e hábitos de uso**. Rio de Janeiro, 2005.
- FERZIGER, J. H.; PERIC, M. **Computational methods for fluid dynamics**. 3 ed. Berlin: Springer, 2002.
- GASCHE, J. L.; ARANTES, D. M.; ANDREOTTI, T. Pressure distribution on the frontal disk for turbulent flow in a radial diffuser. **Experimental Thermal and Fluid Science**, Philadelphia, v. 60, p. 317-327, 2015.

GELADEIRAS ANTIGAS. **História da geladeira**. São Paulo, 2011. Disponível em : <<http://geladeirasantigas.com.br/conteudo.asp?idpag=183>>. Acesso em: 20 nov. 2011.

JAYATILLAKA, C. The influence of prandtl number and surface roughness on the resistance of the laminar sublayer to momentum and heat transfer. **Progress Heat Mass Transfer**, Herceg Novi, v. 1, p. 193–321, 1969.

KREYSZIG, E. **Advanced engineering mathematics**. 7 ed. New York: John Wiley e Sons, 1993.

LACERDA, J.; GASCHE, J. L. Analysis of the flow in hermetica compressor valves using the immersed boundary method. **International Compressor Engineering Conference**, Purdue, v. 20, p. 1295, 2010.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The numerical computation of turbulent flows, **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, Philadelphia, v. 3, n. 2, p. 269-289, 1974.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. **Mathematical models of turbulence**. London: Academic, 1972.

LINK, R.; DECHAMPS, C. J. Numerical analysis of transient effects on effective flow and force areas of compressor valves. **International Compressor Engineering Conference**, Purdue, v. 20, p. 1319, 2010.

LINK, R.; DECHAMPS, C. J. Theoretical analysis of transient effects on the flow through reed type valves. **Brazilian Congress of Mechanical Engineering**, Natal, v. 21, p. 1-7, 2011.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**, 2 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

MARIANI, V. C.; PRATA, A. T.; DESCHAMPS, C. J. Numerical analysis of fluid flow through radial diffusers in the presence of a chanfer in the feeding orifice with a mixed eulerian-lagrangian method. **Journal Computer & Fluids**, Philadelphia, v. 39, n. 9, p. 1672-1684, 2010.

MUSHYAM, A.; BERGADA, J. M. A numerical simulation of fluid-structure interaction for flow through valves of a hermetic compressor with immersed boundary methods. **International Compressor Engineering Conference**, Purdue, v. 21, p. 1567, 2012.

ORZAG, S. A. et al. Renormalization group modeling and turbulence simulations. In: SPEZIALE, R. M. C; LAUNDER, C. G. (Ed.). **Near-wall turbulent flows**. Amstersam: Elsevier Science Publisher, 1993.

PANTAKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. New York: Hemisphere, 1980.

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

PEREIRA, L. L. E. **Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos**. 2006. 123 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

PEREIRA, E. L. L. et al. A comparative analysis of numerical simulation approaches for reciprocating compressor. **International Compressor Engineering Conference**, Purdue , v. 19, p. 1303, 2008.

PEREIRA, L. L. E. et al. A simplified computational dynamics model for the suction process of reciprocating compressor. **International Compressor Engineering Conference**, Purdue , v. 21, p. 1276, 2012.

POSSAMAI, F. C.; TODESCAT, M. L. A review of household compressor energy performance. **International Compressor Engineering Conference**, Purdue, v. 17, p. C067, 2004.

RASMUSSEN, B. D.; JAKOBSEN, A. review of compressor models and performance characterizing variables. **International Compressor Engineering Conference** , Purdue, v. 1, p. 515-522, 2000.

RIBAS, F. A.; DECHAMPS, C. J. A simplified numerical methodology for in-cylinder flow at the top-center crank position. **International Compressor Engineering Conference**, Purdue, v. 18, p. C054, 2006.

SARKAR, S.; BALAKRISHNAN, L. Application of a Reynolds-stress turbulence model to the compressible shear layer. **National Aeronautics and Space Administration**, Hampton, v. 9, n. 5, p. 743-749, 1990.

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

SILVA, A. L. F. de L. e. **Desenvolvimento e implementação de uma nova metodologia para modelagem de escoamentos sobre geometria complexas:**

método da fronteira imersa com modelo físico virtual. 2002. 142 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2002.

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

STOCKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill, 1985.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. 2. ed. Londres: Longman Scientific & Technical, 1995.

YAKOHOT, V.; ORZAG, S. A. Renormalization group analysis of turbulence, basic theory. **Journal of Scientific Computing**, New York, v. 1, n. 1, 1986.

WOLFSHTEIN, M. The velocity and temperature distribution of one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient. **International Journal Heat Mass Transfer**, Philadelphia, v. 12, p. 301–318, 1969.

APÊNDICE A – MODELOS DE TURBULÊNCIA

Acreditava-se que um escoamento turbulento em um tubo só podia ser mantido para Reynolds acima de 2.300, porém, hoje sabe-se que este valor crítico pode variar dependendo da forma como o escoamento é perturbado. Em determinado ponto uma série de eventos acontecem levando o escoamento a ter um comportamento randômico e caótico, caracterizando-o assim como turbulento, sendo sempre um fenômeno transiente e tridimensional. Todas as propriedades do escoamento variam de forma randômica e caótica.

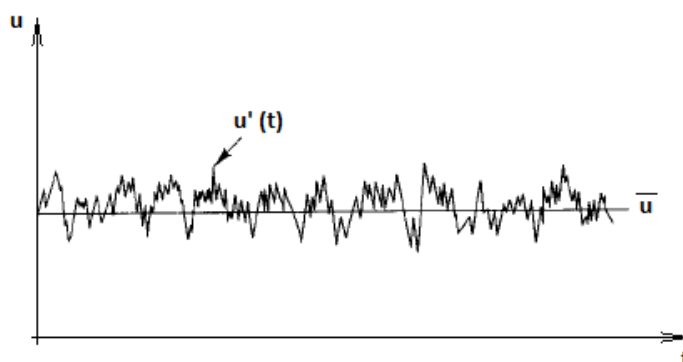
Para estudar este fenômeno é necessário analisar o problema utilizando um modelo de turbulência, ou seja, uma formulação que seja capaz de prever os efeitos de turbulências em um escoamento. O escoamento turbulento é governado pelas mesmas equações que em regime laminar, equação da conservação de massa, quantidade de movimento e de energia.

A simulação numérica é um meio possível de estudar a turbulência. Através de uma simulação é possível resolver todo o espectro de escalas de turbulência em um escoamento, procedimento este conhecido como Simulação Numérica Direta, Direct numerical simulation – DNS. Porém para a engenharia este não é um método viável de resolver escoamentos com elevados números de Reynolds já que o custo computacional para resolver todas as escalas de turbulência é muito alto.

No entanto, para o engenheiro muitas vezes conhecer o comportamento do valor médio de uma variável é o suficiente. Assim, o conceito de média foi introduzido por Reynolds, Reynolds-averaged Navier-Stokes – RANS. Este conceito diz que os valores médios das variáveis analisadas devem ser obtidos em um intervalo de tempo que seja suficientemente grande para incluir um número significativo de flutuações que não impeça que detalhes importantes passem despercebidos.

De forma geral pode-se decompor uma variável turbulenta em duas componentes sendo uma o valor médio no tempo e a outra que corresponde à flutuação em torno desse valor médio. A Figura 66 - Gráfico para a velocidade em um escoamento turbulento. ilustra esta decomposição para a velocidade.

Figura 66 - Gráfico para a velocidade em um escoamento turbulento.



Fonte: An Introduction to Computational Fluid Dynamics – Versteeg, H. and Malalasekera, W..

$$\phi = \phi' + \bar{\phi} \quad (16)$$

Podemos então reescrever as equações da continuidade, Navier-Stokes e conservação de energia fazendo a média para todas as propriedades, as quais compõe estas equações, que apresentam flutuações devido a turbulência, e são mostradas a seguir. As variações da massa específica ρ , a viscosidade molecular μ e condutividade térmica k são tão pequenas que são desconsideradas.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + F_i \quad (18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i}(U_i \rho H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \overline{u'_i h'}) \quad (19)$$

O termo $\overline{u'_i u'_j}$, que aparece na equação da quantidade de movimento (A.3), é denominado tensor de Reynolds. Os modelos de turbulência têm como objetivo formular este termo. Uma alternativa é o conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq, considerando que

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} * \left(\frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \right) \quad (20)$$

Para a conservação da energia a contribuição da turbulência pode ser modelada da seguinte forma:

$$-\rho \overline{u'_i h'} = \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (21)$$

Onde C_p é o calor específico do fluido a pressão constante, μ_t é a viscosidade turbulenta e Pr_t é número de Prandtl turbulento.

As equações da conservação de quantidade de movimento e de energia, portanto, podem ser reescritas como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P_t}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) + F_i \quad (22)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i}(U_i \rho H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(k + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (23)$$

Sendo que μ_{eff} é a viscosidade efetiva, definida como

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (24)$$

A avaliação da viscosidade turbulenta é realizada com os modelos de turbulências. Para a solução do escoamento em um difusor radial o modelo de turbulência de duas equações, o qual utiliza cálculos a partir dos termos de energia cinética turbulenta e taxa de dissipação de energia turbulenta, conhecido como $k-\varepsilon$, é o método que tem sido mais amplamente aplicado e validado, devido à robustez, economia e bons resultados que tem tido para vários tipos de escoamentos simulados em aplicações industriais.

Entretanto este modelo é conhecido por não obter resultados muito bons para situações que envolvem curvatura, aceleração e separação, todos estes presentes no escoamento em difusor radial. Assim, Orzag et al. (1993) desenvolveu uma nova forma para as equações governantes utilizando o método estatístico Grupo de Renormalização. Neste modelo, conhecido como RNG $k-\varepsilon$, as constantes e funções não são mais empíricas e sim avaliadas a partir da teoria, podendo, assim, ser aplicado em regiões perto da parede. Em alguns trabalhos, os quais este modelo foi utilizado, obtiveram-se melhores resultados, incluindo escoamentos que apresentam separação, curvatura e estagnação do escoamento. Sendo assim este modelo foi escolhido para simular o escoamento em difusor radial neste trabalho. A seguir serão descritos os método RNG $k-\varepsilon$.

Como outros modelos de turbulência, o modelo $k-\varepsilon$ foca no mecanismo que afeta a energia cinética turbulenta.

As equações exatas para o modelo $k-\varepsilon$ contêm vários termos desconhecidos e imensuráveis, assim para uma aplicação mais prática o modelo $k-\varepsilon$ padrão, desenvolvido por Launder and Spalding (1974), é baseado no conhecimento que se tem sobre os processos mais relevantes da turbulência, apresentando assim um conjunto de equações que podem ser aplicadas a vários problemas que envolvem turbulência.

O modelo RNG $k-\varepsilon$ utiliza uma técnica matemática conhecida como grupo de renormalização, Re-normalization group-RNG, formulada por Yakohot e Orzag

(1986). As equações de transporte para a energia cinética turbulenta e sua dissipação são reescritas como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon - Y_M \quad (25)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (26)$$

Onde u_i representa a componente da velocidade na direção correspondente, G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade, Y_M representa a contribuição da flutuação sobre a taxa de dissipação em escoamentos turbulentos e compressíveis.

Os termos α_k e α_ε são o inverso do número de Prandtl para k e ε , respectivamente e são aproximadamente $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1,393$. As equações também contêm constantes ajustáveis, que por padrão são: $C_{1\varepsilon} = 1,42$, $C_{2\varepsilon} = 1,68$.

O termo G_k é definido como:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \mu_t S^2 \quad (27)$$

Sendo S o módulo do tensor taxa de deformação definido como

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (28)$$

sendo S_{ij} o tensor taxa de deformação.

Para a viscosidade turbulenta o modelo é o mesmo utilizado no $k - \varepsilon$ padrão para escoamentos com alto número de Reynolds, descrito por Salinas-Casanova (2001):

$$\mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (29)$$

Sendo $C_\mu = 0,0845$ para a teoria do grupo de renormalização.

O termo Y_M insere os efeitos de compressibilidade sobre a turbulência, avaliado por Sarkar e Balakrishnan (1990) como

$$Y_M = 2\rho\varepsilon \frac{k}{\gamma RT} \quad (30)$$

Em relação ao $k - \varepsilon$ padrão, o modelo RNG apresenta um termo adicional na equação de ε referente à taxa de deformação do escoamento e é dado por

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (31)$$

Onde $\eta = S k/\varepsilon$, $\eta_0 = 4,38$ e $\beta = 0,012$. Segundo Salinas-Casanova (2001), este termo adicional seria responsável pelas melhorias em escoamentos que apresentam regiões de separação, verificadas por ele.

Para o escoamento perto da parede utiliza-se um conjunto de funções e fórmulas semi-empíricas, as quais são conhecidas como funções de parede. Por padrão no Fluent, utiliza-se o modelo Standard Wall Function, o qual é baseado no trabalho de Launder e Spalding (1972); este modelo tem sido amplamente aplicado em soluções numéricas para escoamentos indústrias.

Assim para a velocidade do escoamento médio paralelo à parede tem-se que:

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (32)$$

Onde U^+ e y^+ são a velocidade e a distância da parede de forma adimensional, definidas como:

$$U^+ \equiv \frac{U_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\tau_w/\rho} \quad (33)$$

$$y^+ \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \quad (34)$$

Sendo:

κ : constante de von Kármán, 0,4187

E : constante empírica, 9,793

U_P : velocidade média do fluido na parede no centro do volume adjacente, P

k_P : energia cinética turbulenta na parede no centro do volume adjacente, P

y_P : distância ao centro do volume adjacente, P

μ : viscosidade dinâmica do fluido

A faixa de valores para y^+ depende do número de Reynolds do escoamento. O limite mínimo inferior é de aproximadamente 15, abaixo deste valor as funções de parede irão tipicamente deteriorar e a precisão da solução não pode ser mantida. O limite máximo depende fortemente do número de Reynolds. Para valores muito altos de Reynolds a lei logarítmica pode estender para valores altos da ordem de mil, porém para baixos Re o limite máximo pode ser pequeno da ordem de 100. No Fluent a lei de parede para o campo de velocidade e temperatura é aplicado quando $y^* > 11.225$, caso seja menor que este valor no volume adjacente a parede, o Fluent aplica relação laminar para a tensão.

$$U^* = y^* \quad (35)$$

Para o campo médio de temperatura também se aplica a função de parede, corrigida para escoamentos compressíveis, que é expressa da seguinte forma, (Fluent 14.5 User Guide, 2013):

$$T^+ \equiv \frac{(T_w - T_P) \rho c_P C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\dot{q}} \quad (36)$$

$$T^+ = \begin{cases} Pr y^+ + \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\dot{q}} U_P^2 & se(y^+ < y_T^+) \\ Pr_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) + P \right] + \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\dot{q}} \{Pr_t U_P^2 + (Pr - Pr_t) U_c^2\} & se(y^+ > y_T^+) \end{cases} \quad (37)$$

Onde

T_P : a temperatura no volume adjacente à parede

T_w : temperatura na parede

\dot{q} : o fluxo de calor na parede

Pr_t : número de Prandtl turbulento, na parede $Pr_t = 0,85$

U_c : magnitude da velocidade média em $y^+ = y_T^+$

O termo P é avaliado usando a proposta de Jayatillaka (1969):

$$P = 9,24 \left[\left(\frac{Pr}{Pr_t} \right)^{3/4} - 1 \right] [1 + 0,28 e^{-0,007 Pr/Pr_t}] \quad (38)$$

A espessura da subcamada térmica y_T^+ é obtida a partir da intersecção dos perfis linear e logarítmico de temperatura, conforme equação (37).

Por outro lado, para malhas refinadas perto da parede, onde se tem os volumes adjacentes à parede com $y^+ \cong 1$, o Fluent combina o modelo de duas camadas com *Enhanced Wall Function* para resultar em *Enhanced Wall Treatment*.

Idealmente deseja-se uma formulação para perto da parede que possa ser usado tanto para malhas grosseiras quanto refinadas, além do mais para malhas intermediárias não deve incorrer erros para o primeiro volume em regiões turbulentas onde as funções de paredes são apropriadas, nem na vizinhança da parede onde $y^+ \approx 1$, onde malhas refinadas são mais adequadas.

Esta aproximação é usada para especificar ε e a viscosidade turbulenta nos volumes perto da parede. Todo o domínio é subdividido em uma região que possui a viscosidade afetada e outra região totalmente turbulenta. A demarcação destas duas regiões é determinada baseada na distância da parede, ou número de Reynolds turbulento.

$$Re_y = \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (39)$$

Onde y é a distância normal a parede calculada no centro de cada volume. No Fluent, y é interpretado como a distância mais perto da parede, permitindo uma forma complexa que pode envolver múltiplas paredes. Além disso, y definido desta forma é independente do tipo de malha.

Na região perto da parede onde há viscosidade afetada, a viscosidade turbulenta μ_t é computada através do modelo de uma equação proposto por Wolfstein (1969)

$$\mu_{t,2layer} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{k} \quad (40)$$

sendo l_μ o comprimento de escala calculado por Chen e Patel (1988):

$$l_\mu = y C_l^* (1 - e^{-Re_y/A_\mu}) \quad (41)$$

Onde $C_l^* = k C_\mu^{-3/4}$, $A_\mu = 70$, $A_\varepsilon = 2 C_l^*$

A viscosidade turbulenta é então calculada combinando os valores obtidos pela equação (A.25) e o valor obtido pelo modelo RNG k- ε , o qual é calculado pela equação (A.14). Sendo assim

$$\mu_t = \lambda_\varepsilon \mu_{RNG\ k-\varepsilon} + (1 - \lambda_\varepsilon) \mu_{t,2layer} \quad (42)$$

O parâmetro λ_ε foi formulado para prevenir instabilidades numéricas e é definido de forma que seja igual a 1 longe da parede e 0 próximo à parede.

$$\lambda_\varepsilon = \frac{1}{2} \left[1 + \tanh \left(\frac{Re_y - Re_y^+}{A} \right) \right] \quad (43)$$

Onde $A = [|\Delta Re_y| / \tanh^{-1}(0,98)]$.

A dissipação da energia cinética turbulenta, ε , na região de viscosidade afetada ($Re_y < Re_y^+$) é calculada como

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \quad (44)$$

Onde $l_\varepsilon = y C_l^+ (1 - e^{-Re_y/A_\varepsilon})$ e $A_\varepsilon = 2 C_l^+$.

Para a solução do escoamento, com as duas funções de parede, assume-se como condição de contorno que a difusão de energia cinética turbulenta na parede é nula. Para o volume adjacente à parede prevalece a condição de equilíbrio local, sendo assim o termo de produção G_k é igual a taxa de dissipação viscosa ε . Assim, tem-se que:

$$G_k \approx \tau_w \frac{\partial U}{\partial n} = \tau_w \frac{\tau_w}{\kappa \rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/4} y_P} \quad (45)$$

E ε é calculado como:

$$\varepsilon_P = \frac{C_\mu^{3/4} k_P^{3/2}}{\kappa y_P} \quad (46)$$

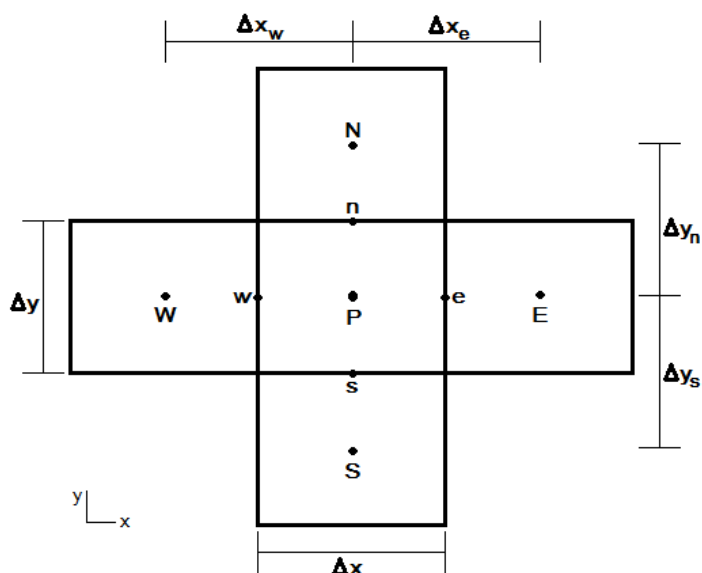
APÊNDICE B – MÉTODO DE VOLUMES FINITOS E INTERPOLAÇÃO UPWIND

Neste trabalho optou-se por aplicar o método de volume finitos, apresentado por Pantakar em 1980, pois este tem sido o método mais utilizado para analisar numericamente os escoamentos e a transferência de calor. Para a solução das equações governantes é utilizado o código computacional Fluent® v.15.0.

O domínio é subdividido em vários volumes de controle, gerando assim a malha computacional. Sobre cada volume de controle as equações diferenciais de conservação da massa, energia e quantidade de movimento são integradas em função do espaço e do tempo, obtendo assim um sistema de equações algébricas.

A discretização das equações governantes diferenciais para uma variável genérica pode ser escrita na forma integral para um volume de controle, em condição de regime permanente, como mostra a Figura 67 a seguir

Figura 67 – Domínio discretizado.



Fonte: Próprio autor.

$$\oint \rho \vec{u} \phi \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int S_{\phi} dV \quad (47)$$

Onde \vec{A} é o vetor área, Γ_{ϕ} é coeficiente de difusão para a propriedade ϕ , $\nabla \phi$ é o gradiente de ϕ e S_{ϕ} é o termo fonte. Esta equação resume a contribuição dos termos advectivos, difusivos e a geração, ou destruição, da propriedade genérica ϕ por volume de controle.

Considerando o volume de controle, com a propriedade no centro, ponto a equação de transporte discretizada pode ser escrita como

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + S_u \quad (48)$$

Sendo nb o número de volumes adjacentes, a_p e a_{nb} são coeficientes para a propriedade ϕ no centro do volume avaliado e no centro dos volumes adjacentes, estes ponderam a importância dos valores da propriedade ϕ dos volumes adjacentes sobre o ponto P. E S_u é o termo fonte.

$$a_p = \sum_{nb} (a_{nb} - S_p) \quad (49)$$

As variáveis das equações de conservação são avaliadas no centro do volume de controle e interpolações são necessárias para defini-las na superfície de cada volume, pois para analisar o transporte difusivo e advectivo é preciso conhecer o valor das variáveis e suas derivadas na superfície do volume de controle.

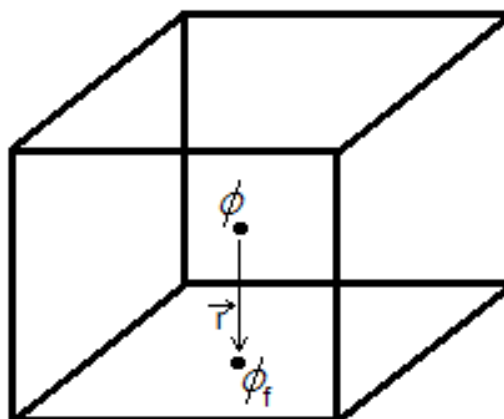
Para malhas não estruturadas e problemas que envolvem escoamentos complexo é recomendado que se utilize uma função de interpolação de maior precisão. Uma vez que no escoamento do modelo de difusor radial ocorrem fenômenos como recirculação e gradientes adversos de pressão é indicado utilizar uma função de interpolação de segunda ordem. O Fluent disponibiliza o esquema Upwind de segunda ordem como uma das funções de interpolação de maior

precisão. Neste esquema é realizada uma expansão de série de Taylor a partir do valor da variável no centro do volume de controle para obter os valores nas faces, sendo estes valores calculados como

$$\phi_f = \phi + \nabla\phi \cdot \vec{r} \quad (50)$$

Onde ϕ e $\nabla\phi$ é o valor da variável e seu gradiente ao centro do volume a montante e \vec{r} o vetor deslocamento entre o centro do volume a montante e o centro da face do volume analisado.

Figura 68 – Variável genérica para o centro e superfície do volume de controle.



Fonte: Próprio autor.

O gradiente, $\nabla\phi$, para cada volume é calculado a partir do Teorema Green-Gauss descrito a baixo

$$\nabla\phi = \frac{1}{V} \sum_f \vec{\phi}_f \vec{A}_f \quad (51)$$

Sendo $\vec{\phi}_f$ é o valor de ϕ no centro da face, calculado a partir da média entre os valores centrais dos volumes adjacentes à face f .

APÊNDICE C – ACOPLAMENTO PRESSÃO-VELOCIDADE

Acoplamento pressão-velocidade pelo esquema SIMPLEC

O algoritmo SIMPLEC utiliza uma relação entre as correções de velocidade e pressão para corrigir a equação da continuidade e obter um campo de pressão. Se a equação da quantidade de movimento é solucionada por um campo p^* , resulta num fluxo pela face do volume de controle como

$$J_f^* = J_f^* + d_f(p_{c0}^* - p_{c1}^*) \quad (52)$$

Esta equação não satisfaz a equação da conservação da massa, consequentemente, é necessário fazer uma correção

$$J_f = J_f^* + J_f' \quad (53)$$

Dessa forma a equação da continuidade é satisfeita. O termo de correção adicionado é computado como

$$J_f' = d_f(p_{c0}^* - p_{c1}^*) \quad (54)$$

Sendo que p' é a correção da a pressão para o volume de controle. O termo d_f é calculado como a equação abaixo

$$d_f = \frac{1}{a_p - \sum_{nb} a_{nb}} \quad (55)$$

Substituindo as equações (C.2) e (C.3) na equação discretizada da continuidade obtém-se a correção da pressão

$$a_p p' = \sum_{nb} a_{nb} p'_{nb} + b \quad (56)$$

Senão b o termo fonte escrito como

$$b = \sum_f^{N_{faces}} J_f^* A_f \quad (57)$$

Uma vez que a solução é obtida a pressão para o volume de controle é corrigida como a seguir

$$p = p^* + a_p p' \quad (58)$$

E o fluxo corrigido na face do volume de controle como

$$J_f = J_f^* + d_f (p_{c0}^* - p_{c1}^*) \quad (59)$$

Acoplamento pressão-velocidade pelo esquema Coupled

O Fluent possui a aproximação Coupled que oferece algumas vantagens quando comparado à metodologia de solução segregada. O esquema Coupled é uma metodologia robusta e eficiente para simular escoamentos em regime permanente, com performance superior ao esquema segregado.

O método segregado soluciona as equações da continuidade e da conservação de quantidade de movimento separadamente resultando em uma lenta convergência. Enquanto, o método Coupled soluciona estas equações simultaneamente. É realizada através de uma discretização implícita dos termos de gradiente de pressão na equação da quantidade de movimento, e uma discretização implícita para o fluxo de massa.

O gradiente de pressão na equação de quantidade de movimento nas faces dos volumes de controle é calculado como

$$\sum_f p_f A_k = - \sum_j a^{u_{kp}} p_j \quad (60)$$

Sendo f o índice para a face do volume, k o índice para a direção analisada, a^{ukp} é o coeficiente derivado do Teorema da Divergência de Gauss e dos coeficientes dos esquemas de interpolação para a pressão. E para um volume qualquer, i , a forma discretizada da equação da quantidade de movimento para a velocidade em uma direção, componente u_k é computado como a equação descrita a baixo

$$\sum_j a_{ij}^{u_k u_k} u_{kj} + \sum_j a_{ij}^{u_k p} p_j = b_i^{u_k} \quad (61)$$

Como resultado dessa discretização, o sistema de equações a ser resolvido pode ser escrito como

$$\sum_k [A]_{ij} \vec{X}_j = \vec{B}_i \quad (62)$$

Onde a influência do volume i sobre o volume j tem a forma:

$$A_{ij} = \begin{bmatrix} a_{ij}^{pp} & a_{ij}^{pu} & a_{ij}^{pv} & a_{ij}^{pw} \\ a_{ij}^{up} & a_{ij}^{uu} & a_{ij}^{uv} & a_{ij}^{uw} \\ a_{ij}^{vp} & a_{ij}^{vu} & a_{ij}^{vv} & a_{ij}^{vw} \\ a_{ij}^{wp} & a_{ij}^{wu} & a_{ij}^{wv} & a_{ij}^{ww} \end{bmatrix} \quad (63)$$

Onde os vetores das variáveis a serem calculadas e os resíduos são escritos como:

$$\vec{X}_j = \begin{bmatrix} p'_i \\ u'_i \\ v'_i \\ w'_i \end{bmatrix} \quad (64)$$

$$\vec{B}_i = \begin{bmatrix} -r_i^p \\ -r_i^u \\ -r_i^v \\ -r_i^w \end{bmatrix} \quad (65)$$

APÊNDICE D – FORMULAÇÃO PARA OS RESÍDUOS

É dito que a simulação numérica convergiu quando a solução obtida numericamente se aproxima da solução real do problema. Existem vários critérios de convergência e neste trabalho é considerado que a simulação numérica convergiu quando os resíduos das equações governantes atingem o valor de 10^{-6} .

O Fluent possui duas formulações para escoamento, uma com performance melhor para escoamento incompressível, chamada de Pressure-Based Solver, e outra para escoamento compressível, a Density-Based Solver. O método utilizado para calcular os resíduos das equações discretizadas para cada formulação é demonstrado a seguir.

Definição de Resíduo para o “Solver” baseado em Pressão

O resíduo é o desequilíbrio da equação para todo os volumes do domínio. O resíduo calculado desta forma é conhecido como “sem escala” e pode ser escrito como

$$R^\phi = \sum_P \left| \sum_{nb} (a_{nb}\phi_{nb} + b - a_p\phi_p) \right| \quad (66)$$

Para a equação da continuidade, o resíduo “sem escala” para o “Solver” baseado em pressão é definido como:

$$R^c = \sum_{\text{elementos } P} |taxa \text{ de criação de massa no elemento } P| \quad (67)$$

O fator de escala local é a mesma para todas as equações. Entretanto, a escala global trata a continuidade de forma diferente e é definida como:

$$\frac{R^c_{\text{iteração } N}}{R^c_{\text{iteração } S}} \quad (68)$$

O denominador é o maior valor absoluto do resíduo da continuidade nas cinco primeiras iterações.

O resíduo é calculado dessa forma para modelos que não tenham um fluxo de entrada de ϕ com o qual possa ser comparado. O Fluent, então, utiliza dois fatores de escalas, o global e local, desde que representem o fluxo de ϕ através do domínio. O fator de escala pode ser selecionado pelo usuário. A seguir é mostrado os resíduos escalados com fator local.

$$R^\phi = \frac{\sum_P |\sum_{nb} (a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_P)|}{\sum_P |a_p \phi_P|} \quad (69)$$

Para a equação de Quantidade de Movimento o termo $a_p \phi_P$ é substituído por $a_p v_p$, onde v_p é a magnitude da velocidade no elemento P.

Os resíduos na forma global é escalado como:

$$R^\phi = \frac{\sqrt{\sum_{\text{volume}}^n \left(\frac{1}{n}\right) \left(\frac{\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_P}{a_p}\right)^2}}{(\phi_{\max} - \phi_{\min})_{\text{dominio}}} \quad (70)$$

Assim como na escala global, para a equação quantidade de movimento, o termo ϕ é substituído por v .

O resíduo escalado é um indicador mais apropriado da convergência para a maioria dos problemas e o como padrão para o Fluent o resíduo é exibido em escala global.

Definição de Resíduo para “Solver” baseado em Densidade

Um resíduo para o “Solver” baseado em Densidade é simplesmente a taxa de tempo de mudança da variável conservada (W). O resíduo é dado através do valor RMS, como mostra a equação abaixo.

$$R(W) = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial W}{\partial t}\right)^2} \quad (71)$$

A Equação (D.6) é a soma do resíduo “sem escala” reportado para todas as equações acopladas resolvidas pelo “Solver” baseado em Densidade da ANSYS Fluent.

Assim como no “Solver” baseado em Pressão, ANSYS Fluent utiliza dois tipos de escalas para o “Solver” baseado em Densidade. O resíduo escalado globalmente é definido como:

$$\frac{R(W)_{\text{iteração } N}}{R(W)_{\text{iteração } 5}} \quad (72)$$

O denominador é o maior valor absoluto do resíduo nas cinco primeiras iterações.

O resíduo “escalado localmente” é calculado através do desequilíbrio do fluxo local no elemento. É calculado usando a equação a seguir:

$$R_{\phi} = \frac{\sqrt{\sum_{n}^{\text{elementos}} \left(\frac{1}{n}\right) \left(\frac{\partial w}{\partial t} V\right)^2}}{(w_{\max} - w_{\min})_{\text{dominio}}} \quad (73)$$

Sendo w a variável conservativa e V o volume do elemento.

Os resíduos em escala descritos acima são indicadores úteis da convergência da solução. Em algumas ocasiões é útil determinar quanto o resíduo diminuiu durante os cálculos como uma medida adicional de convergência. Com este propósito, ANSYS Fluent permite ao usuário normalizar o resíduo (tanto com escala

quanto sem escala) dividindo o resíduo máximo após M iterações, sendo M um valor selecionado pelo usuário na caixa de diálogo Monitor de Resíduo no campo de Iterações em Valores Residuais.

APÊNDICE E – CÓDIGO NUMÉRICO PARA A INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA DO DISCO FRONTAL

Para a simulação do difusor radial com disco frontal móvel é utilizado um código em C++ para solucionar a parte estrutural do modelo e assim consegue-se simular a interação fluido-estrutura. O software Fluent permite que se crie códigos com funções já pré definidas de forma a modificar o escoamento, este programa é chamado de UDF – user define function.

A seguir é mostrado o código utilizado para simular o movimento da palheta.

```

/*****
*
* 1-degree of freedom equation of motion (x-direction)
* compiled UDF
*
*****/
#include "udf.h"
#include "dynamesh_tools.h"
#include "math.h"

# define lim_max 0.8
# define lim_min 0.00001
# define k 2029.8
# define m 0.04465
# define c 19
# define CA 1 /* coeficiente amortecimento de choque*/

/*static real v_prev = 0.0;
static real y_prev = 0.0001745;*/

real p_force, pressao, area;

DEFINE_INIT(myfunc,d)
{
    v_prev = 0.0;
    y_prev = 0.0001745;
}

```

```

DEFINE_CG_MOTION(valve, dt, vel, omega, time, dtime)
{
  Thread *t;
  face_t f;
  real NV_VEC(A);
  real a, w, yv, pressao, area;

  /*static real v_prev = 0.0;
  static real y_prev = 0.0001745;*/

  NV_S(vel,=,0.0);
  NV_S(omega,=,0.0);

  if (!Data_Valid_P())
    return;

  t=DT_THREAD(dt);

  p_force=0;
  pressao=0;
  area=0;

  begin_f_loop(f,t)
  {
    F_AREA(A,f,t);
    p_force+=F_P(f,t)*NV_MAG(A);
    pressao+=F_P(f,t);
  }
  end_f_loop(f,t)

  p_force= p_force*2;

  a = c/(2*m);
  w = sqrt((4*m*k)-(c*c))/(2*m);
  yc = y_prev - (p_force/k);

  y = ((exp(-a*dtime))*( yc*cos(w*dtime)) + ( ((v_prev + (a*yc))/w)*sin(w*dtime)) )
+ (p_force/k);

  v=(y-y_prev)/dtime;

  if (y < lim_min)
  {y=lim_min;
  v=-CA*v;
  y=v*dtime+y_prev;
  Message ("\n v=%f \n", v);
  Message ("\n Atingiu lim_min, y=%f \n", y);}

  if (y > lim_max)
  {y=lim_max;
  v=-CA*v;
  y=v*dtime+y_prev;
  Message ("\n v=%f \n", v);
}

```

```

    Message ("\n Atingiu lim_max, y=%f \n", y);}

yv=v*dtime+y_prev;

Message("\n\n***** VALVE INFO *****");
Message ("\n y=%f, yv=%f, y_prev=%f ", y, yv, y_prev);
Message ("\n v=%f, v_prev=%f ", v, v_prev);
Message ("\n p_force = %f pressao = %f \n ",p_force, pressao);

vel[1] = v;

y_prev=y;

v_prev = v; /*velocidade no instante anterior para o calculo da comparacao */

}

DEFINE_RW_FILE(writer,fp)
{
    Message0("Writing UDF data to data file...\n");
    Message ("\n y=%f, y_prev=%f, v=%f, v_prev=%f ", y, y_prev, v, v_prev);
    fprintf(fp, "%lf", y);
    fprintf(fp, "%lf", y_prev);
    fprintf(fp, "%lf", v);
    fprintf(fp, "%lf", v_prev);
    fprintf(fp, "%lf", yc);
    fprintf(fp, "%lf", p_force);
}

DEFINE_RW_FILE(reader,fp)
{
    Message0("Reading UDF data from data file...\n");
    Message ("\n y=%f, y_prev=%f, v=%f, v_prev=%f ", y, y_prev, v, v_prev);
    fscanf(fp, "%lf", &y);
    fscanf(fp, "%lf", &y_prev);
    fscanf(fp, "%lf", &v);
    fscanf(fp, "%lf", &v_prev);
    fscanf(fp, "%lf", &yc);
    fscanf(fp, "%lf", &p_force);
}

```