

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Estudo experimental da interação fluido-estrutura no escoamento em um difusor radial

Thiago Andreotti

Orientador: Prof. Dr. José Luiz Gasche

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.

Ilha Solteira
2013

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

- A559e Andreotti, Thiago.
Estudo experimental da interação fluido-estrutura no escoamento em um difusor radial / Thiago Andreotti. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2013
115 f. : il.
- Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira. Área de conhecimento: Mecânica dos Flúidos, 2013
- Orientador: José Luiz Gasche
Inclui bibliografia
1. Difusor radial. 2. Interação fluido-estrutura. 3. Válvulas. 4. Compressores.
5. Refrigeração.



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

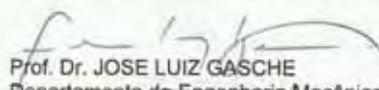
CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

TÍTULO: Estudo experimental da interação fluido-estrutura no escoamento em um difusor radial

AUTOR: THIAGO ANDREOTTI

ORIENTADOR: Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE

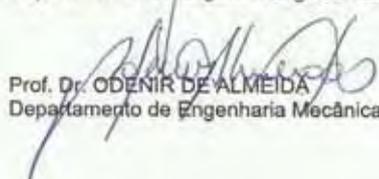
Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica ,
Área: CIÊNCIAS TÉRMICAS, pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. JOSE LUIZ GASCHE

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. CASSIO ROBERTO MACEDO MAIA

Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira


Prof. Dr. ODENIR DE ALMEIDA

Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Federal de Uberlândia

Data da realização: 28 de fevereiro de 2013.

Dedico este trabalho
aos meus pais, Adilson e Eliza,
ao meu irmão Felipe,
à Arthur Conde Passarelli, guerreiro da vida
e à minha namorada Jocasta,
sempre presentes quando precisei.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por todas as bênçãos e maravilhas que me concedeu na vida.

Agradeço a todos da empresa TECUMSEH, parceiros nesta jornada, em especial a Marcelo Real que foi fundamental para a construção deste trabalho.

Ao meu professor orientador José Luiz Gasche, exemplo de profissionalismo e honestidade, por todos os conselhos, lições e cobranças, pela grande amizade desenvolvida e principalmente pela oportunidade de vida que me proporcionou.

A todos os funcionários e alunos da Unesp que fizeram parte da minha estória, nos sete anos que passei em Ilha Solteira, especialmente ao técnico mecânico Edvaldo Silva de Araújo.

À: Rodrigo Augusto Ferreira, Arthur Conde Passarelli, Jório Melo Rios, Lucas Vitti, Marcelo Camargo da Silva, Victor Suman Guirao, Vínicius Brandani Labigalini, Franco Barbi, Fábio Kenji Suguimoto, Camila Bim, Cristiane Vítório Octaviani, pela cumplicidade, ajuda e amizade, especialmente a Jesus Fernandes Junior, que me incentivou fortemente a cursar o mestrado e a Danilo Martins Arantes cujo apoio foi fundamental para que este trabalho exista.

A todos professores do departamento de engenharia mecânica, especialmente: Ricardo Alan Verdú Ramos, André Luiz Seixlack e Cássio Roberto Macedo Maia, pela amizade.

E por ultimo, mas não menos importante, a meus pais Adilson Geraldo Andreotti e Maria Eliza Russo Andreotti, que foram minhas pernas e luz desta caminhada, pelo apoio, compreensão, ajuda, por todo carinho e zelo. A Felipe Andreotti, que sempre torceu por mim. À meu eterno amor Jocasta Bernardo Silva de Castro, que me acompanhou desde a graduação, por todo o apoio, carinho e amor incondicional.

Meus sinceros agradecimentos.

RESUMO

Compressores alternativos herméticos são amplamente utilizados em sistemas de refrigeração por compressão de vapor de pequeno e médio porte. Uma das principais partes deste tipo de compressor é o sistema de válvulas automáticas utilizadas para controlar os processos de sucção e descarga. O estudo experimental ou analítico/numérico destes processos é bastante complexo, principalmente pela presença do problema de interação fluido-estrutura durante o funcionamento das válvulas e pela complexidade geométrica de todo sistema. Por isso, modelos simplificados como os difusores radiais têm sido usados para representar o sistema de válvulas. O presente trabalho consiste em uma investigação experimental do problema de interação fluido-estrutura em um difusor radial com relação de diâmetro de 1,2, no qual o disco frontal se movimenta sob a ação das forças do escoamento e da força de restituição de uma mola. Uma bancada experimental foi reformada e inicialmente validada com resultados de distribuição de pressão sobre um disco frontal fixo. Após a validação da bancada, o escoamento neste difusor radial com disco frontal fixo foi estudado para afastamentos adimensionais entre discos variando de 0,01 a 0,09, para uma faixa de número de Reynolds de 2.000 a 20.000. Além da análise da distribuição de pressão sobre o disco frontal, a área efetiva de força e o coeficiente de descarga também foram estudados. Finalmente, o problema de interação fluido-estrutura foi estudado considerando a posição de equilíbrio atingida pelo disco frontal e força sobre o disco frontal em função do número de Reynolds do escoamento. Usando-se estes mesmos dados, determinou-se o comportamento da área efetiva de força e do coeficiente de descarga para toda faixa de operação dos testes. Estes dados podem ser usados para a validação de códigos computacionais usados na solução de problemas gerais de interação fluido-estrutura.

Palavras-Chave: Refrigeração. Compressor. Válvula. Difusor radial. Interação fluido-estrutura.

ABSTRACT

Hermetic reciprocating compressors are widely used in small and medium size vapor compression refrigeration systems. One of the main parts of this type of compressor is the automatic valve system used for controlling the suction and discharge processes. The experimental or analytical/numerical study of these processes is very complex, mainly because the occurrence of the fluid-structure interaction problem during the operation of the valves and due to the geometric complexity of the whole system. Thus, simplified models as radial diffusers have been used to represent the valve system. This work consists in an experimental investigation of the fluid-structure interaction problem in a radial diffuser with diameter ratio equal to 1.2, in which the frontal disk moves due to the flow forces and the restitution force of a spring connected in the frontal disk. An experimental setup was refurbished and initially validated with results for pressure distributions on the surface of a fixed frontal disk. After validating the experimental setup, the flow through the radial diffuser with fixed frontal disk was studied for dimensionless gaps between disks varying from 0.01 to 0.09, for Reynolds numbers in the range of 2,000 to 20,000. In addition, the effective force area and the discharge coefficient were studied. Finally, the fluid-structure problem was studied considering the equilibrium position reached by the frontal disk and the force acting on the frontal disk as a function of the Reynolds number of the flow. Using the same data, the effective force area and the discharge coefficient behavior were determined for the whole operating range of the tests. These results can be used for validating computational codes used for the solution of general fluid-structure problems.

Palavras-Chave: Refrigeration. Compressor. Valve. Radial diffuser. Fluid-structure interaction.

Lista de Ilustração

Figura 1.1 – (a) Esquema de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, (b) Diagrama Pressão-Entalpia dos ciclos de compressão a vapor real e ideal.....	19
Figura 1.2 – Distribuição de perdas para um compressor hermético.....	20
Figura 1.3 – Esquema do movimento do pistão em função do ângulo de manivela.	21
Figura 1.4 – Distribuição das perdas termodinâmicas (Ribas et al., 2008).....	22
Figura 1.5 – Exemplos de válvulas usadas em compressores de refrigeração.....	24
Figura 1.6 – Difusor Radial.	24
Figura 3.1 – Esquema da bancada experimental.....	31
Figura 3.2 – Fotografias da bancada experimental (a) Vista panorâmica, (b) Reservatórios de ar comprimido, (c) Seção de testes e sistema de movimento da haste de tomada de pressão (d) Válvula reguladora de vazão e filtro regulador de pressão.....	32
Figura 3.3 – Seção de testes para o estudo do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo.....	34
Figura 3.4 – Esquema da união entre o disco anterior (assento) e o tubo de alimentação da seção de teste.....	34
Figura 3.5 – Disco frontal com haste deslizante.....	35
Figura 3.6 – Fotografias do disco frontal móvel.....	37
Figura 3.7 – Posição de instalação do sensor de vazão Rheonik RHM 04.....	39
Figura 3.8 – Sistema de posicionamento da haste deslizante.	40
Figura 3.9 – Sensor óptico (a) – ponta do sensor, (b) – Software DMS Control, (c) – Rack multicanal para alimentação e medições simultâneas com diferentes sensores.....	41
Figura 3.10 – Tela principal do sistema de monitoramento e aquisição de dados.....	42
Figura 4.1 – Ilustração da indicação da distância de referência medida pelos sensores 1 e 2.....	45
Figura 4.2 – Posicionamento da distância de referência, X, e do afastamento do disco frontal, $s = (X1 - X2)$	45
Figura 4.3 – Posicionamento do disco frontal utilizando o micrômetro digital.....	46

Figura 4.4 – Tela do programa de aquisição de dados mostrando os valores do número de Reynolds e do afastamento adimensional, s/d	46
Figura 4.5 – Comparação dos resultados experimentais com os resultados de Souto (2002), para $Re=8000$, $s/d=0,05$ e $D/d=1,66$	49
Figura 4.6 – Influência da técnica de posicionamento do disco frontal na distribuição de pressão sobre a superfície do disco frontal para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$	50
Figura 4.7 – Influência do diâmetro do orifício da tomada de pressão da haste deslizante sobre a distribuição de pressão na superfície do disco frontal, para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$	51
Figura 4.8 – Influência da regularidade do perfil de velocidade na entrada da seção de testes, para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$	52
Figura 4.9 – Influência do tipo de borda do disco anterior sobre a distribuição de pressão na superfície do disco frontal, para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$	53
Figura 4.10 – Comparação da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os resultados de Souto (2002), para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$	54
Figura 4.11 – Comparação da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os resultados de Souto (2002), para $Re=14.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$	55
Figura 4.12 – Comparação da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os resultados de Souto (2002), para $Re=14.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,10$	55
Figura 4.13 – Comparação da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os resultados de Salinas Casanova (2001), para $Re=5.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,03$	56
Figura 4.14 – Comparação da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os resultados de Salinas Casanova (2001), para $Re=5.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$	56
Figura 4.15 – Comportamento das linhas de correntes na região de entrada do difusor radial.....	57
Figura 5.1 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=4.000$ e afastamentos $s/d=0,01$, $0,02$ e $0,03$	61
Figura 5.2 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=4.000$ e afastamentos $s/d=0,04$, $0,05$, $0,07$ e $0,09$	61

Figura 5.3 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=8.000$ e afastamentos $s/d=0,01, 0,02$ e $0,03$	62
Figura 5.4 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=8.000$ e afastamentos $s/d=0,04, 0,05, 0,07$ e $0,09$	62
Figura 5.5 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=12.000$ e afastamentos $s/d=0,01, 0,02$ e $0,03$	63
Figura 5.6 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=12.000$ e afastamentos $s/d=0,04, 0,05, 0,07$ e $0,09$	63
Figura 5.7 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=16.000$ e afastamentos $s/d=0,01, 0,02$ e $0,03$	64
Figura 5.8 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=16.000$ e afastamentos $s/d=0,04, 0,05, 0,07$ e $0,09$	64
Figura 5.9 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=20.000$ e afastamentos $s/d=0,01, 0,02$ e $0,03$	65
Figura 5.10 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=20.000$ e afastamentos $s/d=0,04, 0,05, 0,07$ e $0,09$	65
Figura 5.11 – Variação de pressão imposta ao escoamento, ao passar pelo difusor radial de relação de diâmetros $D/d = 1,5$, para afastamentos adimensionais: $0,01$ e $0,02$	66
Figura 5.12 – Variação de pressão imposta ao escoamento, ao passar pelo difusor radial de relação de diâmetros $D/d = 1,5$, para afastamentos adimensionais: $0,05; 0,07$ e $0,09$	66
Figura 5.13 – Área efetiva de força adimensional em função do afastamento adimensional para $Re=3.000$	69
Figura 5.14 – Área efetiva de força adimensional em função do afastamento adimensional para $Re=10.000$	69
Figura 5.15 – Área efetiva de força adimensional em função do afastamento adimensional para $Re=18.000$	70
Figura 5.16 – Ajuste do coeficiente x em função do número de Reynolds.	71
Figura 5.17 – Ajuste do coeficiente y em função do número de Reynolds.	71
Figura 5.18 – Ajuste do coeficiente z em função do número de Reynolds.	72
Figura 5.19 – Comparação entre os resultados experimentais e os resultados calculados pela Equação (5.3) para a área efetiva de força.	73

Figura 5.20 – Coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional, para $Re=3.000$	74
Figura 5.21 – Coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional, para $Re=10.000$	75
Figura 5.22 – Coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional, para $Re=18.000$	75
Figura 5.23 – Comparação entre os valores experimentais e calculados pela Equação (5.5) para o coeficiente de descarga.....	76
Figura 6.1 – Difusor radial com disco frontal móvel.....	78
Figura 6.2 – Configuração para a calibração da mola do difusor radial.....	79
Figura 6.3 – Configuração para o teste do problema de interação fluido-estrutura....	80
Figura 6.4 – Calibração da mola do difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.....	82
Figura 6.5 – Dados e curva de tendência de deslocamento do disco frontal em função do número Reynolds para o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.....	83
Figura 6.6 – Dados e curva de tendência de força sobre o disco frontal em função do número de Reynolds para o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.....	83
Figura 6.7 – Área efetiva de força dimensional em função do número de Reynolds para o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.....	84
Figura 6.8 – Área efetiva de força adimensional em função do número de Reynolds para o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.....	84
Figura 6.9 – Coeficiente de descarga em função do número de Reynolds par o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.....	85
Figura 6.10 – Equação para o coeficiente de descarga em função do número de Reynolds para o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.....	86
Figura 6.11 – Calibração do difusor radial DF1, com óleo lubrificante.....	87
Figura 6.12 – Dados e curva de tendência de deslocamento do disco frontal em função do número Reynolds para o difusor radial DF1 com óleo lubrificante.....	88
Figura 6.13 – Dados e curva de tendência de força sobre o disco frontal em função do número de Reynolds para o difusor radial DF1 com óleo lubrificante.....	88

Figura 6.14 – Área efetiva de força dimensional para o difusor radial DF1 com óleo lubrificante.....	89
Figura 6.15 – Área efetiva de força adimensional para o difusor radial DF1 com óleo lubrificante.....	89
Figura 6.16 – Coeficiente de descarga em função de Reynolds para o difusor radial DF1 com óleo.	90
Figura 6.17 – Calibração do difusor radial DF2 com óleo lubrificante.....	91
Figura 6.18 – Dados e curva de tendência de deslocamento do disco frontal em função do número de Reynolds para DF2 com óleo lubrificante.....	92
Figura 6.19 – Dados e curva de tendência de força sobre o disco frontal em função do número de Reynolds para o difusor radial DF2 com óleo lubrificante.....	93
Figura 6.20 – Área efetiva de força em função de Reynolds para o difusor radial DF2 com óleo lubrificante.....	94
Figura 6.21 – Área efetiva de força adimensional em função do número de Reynolds para o difusor radial DF2 com óleo lubrificante.	95
Figura 6.22 – Coeficiente de descarga em função do Reynolds para DF2 com óleo. ..	95
Figura A1 – Formas dos sistemas de tubos usualmente encontradas em medidores de vazão do tipo Coriolis.	103
Figura A2 – Curva de calibração do medidor de vazão Rheonik modelo RHM 04.	104
Figura A3 – Oscilações típicas da do escoamento em função do número de Reynolds.....	105
Figura B1 – Lados do sensor contendo os feixes de fibra-ótica.....	106
Figura B2 – Dimensões do sensor óptico em mm.....	107
Figura B3 – Movimentos permitidos do alvo em relação ao sensor tipo RC.....	107
Figura B4 – Curvas de calibração e curva de repetibilidade do sensor.....	108
Figura D1 – Escoamento Isentrópico em um orifício.....	114

Lista de Tabela

Tabela 4.1	– Incertezas para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$	58
Tabela 4.2	– Incertezas para $Re=10.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$	58
Tabela 4.3	– Incertezas para $Re=14.000$, $D/d=1,5$ e $s/d=0,07$	59
Tabela 6.1	– Efeito do óleo lubrificante nas medições fornecidas pelos dois sensores de deslocamento.	87
Tabela 6.2	– Diferença entre as medida fornecidas pelos sensores ópticos, considerando as três configurações de difusor radial testadas.	92
Tabela A1	– Desvio padrão das medidas de vazão observadas.	105
Tabela B1	– Dados do sensor óptico RC100.	107
Tabela C1	– Incertezas dos parâmetros primários.	110

Lista de Símbolos

Letras Latinas

A_{ef}	Área efetiva de força [m^2]
C	Velocidade do som [m/s]
C_D	Coefficiente de descarga
COP	Coefficiente de performance
C_p	Calor Específico a pressão constante [kJ/(kg K)]
d	Diâmetro do orifício de alimentação [m]
D	Diâmetro do disco frontal [m]
DF1	Disco frontal 1
DF2	Disco frontal 2
F_v	Força real atuando sobre a válvula [N]
K	C_p/C_v para o ar $k=1,4$
h	entalpia [kJ/(kg K)]
IRG	Incertezas associadas a parâmetros dependentes
$k_1 k_2 k_3$	Constantes da Equação 4.5
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
\dot{m}_{th}	Vazão teórica para escoamento isentrópico [kg/s]
M	Número de Mach
M_u	Massa molar do ar
P_{adm}	Pressão adimensional
P_{atm}	Pressão atmosférica [Pa]
$P(r)$	Pressão manométrica atuando sobre o disco frontal [Pa]
P_v	Pressão absoluta a jusante [Pa]
P_u	Pressão absoluta a montante [Pa]
ΔP_v	Diferencial de pressão do escoamento pela válvula [Pa]
Re	Número de Reynolds
\dot{Q}_l	Taxa de transferência de calor retirado do ambiente a ser resfriado [W]
\bar{R}	Constante universal dos gases [kJ/(kmol K)]
Re	Número de Reynolds.
RMS	Desvio médio quadrático
s	Afastamento entre os discos [m]

T_u	Temperatura do ar a montante [K]
\bar{V}	Velocidade média do escoamento [m/s]
x,y,z	Coefficientes utilizados na correlação de A_{ef}
x_i	Parâmetro independente
X	Distância do sensor óptico até a superfície inferior do disco frontal [m]
\dot{W}	Potência consumida pelo compressor [W]
w_i	Incertezas associadas aos parâmetros independentes.

Letras Gregas.

ρ	Massa específica do ar [kg/m^3]
σ	Desvio padrão.
μ	Viscosidade dinâmica do ar [Pa s]

Sub Índices.

adm	Adimensional.
atm	Atmosférico.
u	Região a montante.
v	Região a jusante.

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	18
1.1	Motivação.....	18
1.2	Objetivos.....	25
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
3	METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....	30
3.1	Bancada Experimental.....	31
3.1.1	Seção de testes para validação da bancada experimental.....	33
3.1.2	Seção de testes com disco frontal móvel.....	36
3.2	Instrumentação.....	38
3.2.1	Medição de pressão	38
3.2.2	Medição de vazão e temperatura	38
3.2.3	Medição da posição da tomada de pressão sobre o disco frontal.....	39
3.2.4	Medição da distância entre o disco frontal e o disco anterior	40
3.2.5	Sistema de Tratamento de Dados	41
4	VALIDAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	43
4.1	Procedimento Experimental	44
4.1.1	Preparação	44
4.1.2	Execução.....	47
4.1.3	Pós-processamento	47
4.2	Resultados preliminares de Teste da bancada experimental	48
4.2.1	Influência da técnica de posicionamento do disco frontal.....	49
4.2.2	Influência do diâmetro do orifício da tomada de pressão da haste.....	50

4.2.3	Influência do perfil de velocidades na entrada da seção de testes.....	52
4.2.4	Influência do tipo de borda do disco anterior	53
4.3	Resultados finais de validação da bancada experimental.....	54
4.3.1	Estimativa das incertezas experimentais	58
4.3.2	Análise final dos resultados de validação da bancada experimental	59
5	ANÁLISE DO ESCOAMENTO EM UM DIFUSOR RADIAL COM DISCO FRONTAL FIXO	60
5.1	Distribuição de pressão sobre a superfície do disco frontal	60
5.2	Área efetiva de força e coeficiente de descarga	68
5.2.1	Área efetiva de força.....	68
5.2.2	Coeficiente de descarga.....	73
6	ANÁLISE DO PROBLEMA DE INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA NO ESCOAMENTO EM UM DIFUSOR RADIAL COM DISCO FRONTAL EM MOVIMENTO.....	77
6.1	Procedimento experimental	78
6.1.1	Procedimento de calibração da mola.....	78
6.1.2	Procedimento de teste para o problema de interação fluido-estrutura.....	79
6.3	Resultados experimentais	81
6.3.1	Resultados para o primeiro difusor radial (DF1) sem óleo lubrificante.....	81
6.3.2	Resultados para o primeiro difusor radial (DF1) com óleo lubrificante.....	86
6.3.3	Resultados para o segundo difusor radial (DF2) com óleo lubrificante.....	90
7	CONCLUSÕES	97
7.1	Conclusões Principais.....	97
7.3	Sugestões para trabalhos futuros	99

8	REFERÊNCIAS	100
9	APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS DO MEDIDOR DE VAZÃO	103
10	APÊNDICE B – CARACTERÍSTICAS DOS SENSORES ÓPTICOS	106
11	APÊNDICE C – ANÁLISE DE INCERTEZA.....	109
11.1	C.1 Incertezas associadas às medições dos parâmetros primários.	109
11.2	C.2 Incertezas associadas às medições dos parâmetros dependentes.....	110
12	APÊNDICE D – COEFICIENTE DE DESCARGA	114

CAPITULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

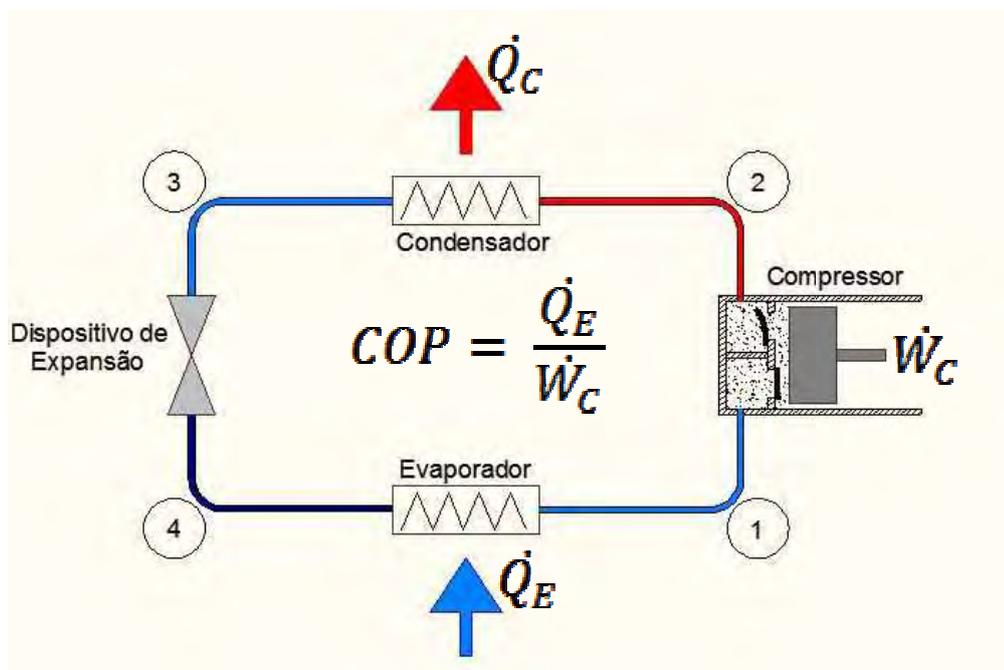
Geralmente, define-se refrigeração como qualquer processo de remoção de calor. Mais especificamente, a refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço, ou material, abaixo da temperatura do ambiente circundante (DOSSAT, 2004).

O processo de refrigeração mais comumente encontrado, tanto industrialmente como domesticamente, é o processo baseado no ciclo de compressão de vapor. A função básica do ciclo é retirar energia na forma de calor do ambiente a ser refrigerado, mantendo-o em baixa temperatura, e transferir esta energia para um ambiente que se encontra em temperatura mais elevada. Esta transferência de energia é conseguida por meio da utilização de quatro equipamentos básicos (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador) e um fluido denominado de fluido refrigerante. Um bom fluido refrigerante deve apresentar pressão e temperatura de saturação moderadas, elevada entalpia de vaporização, volume específico relativamente baixo, estabilidade química, além de ser não poluente e não tóxico.

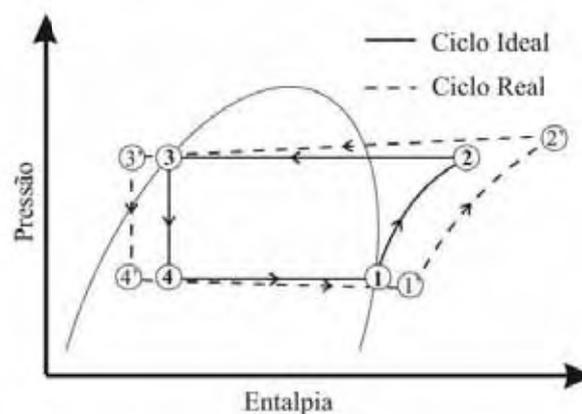
No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, mostrado esquematicamente na Figura 1.1, o fluido refrigerante entra saturado (mistura de líquido e vapor em equilíbrio termodinâmico) no evaporador (que nada mais é do que um trocador de calor), mas com título reduzido (pequena quantidade de vapor), em baixa temperatura e pressão. À medida que o fluido refrigerante escoar pelo evaporador em baixa temperatura, ele absorve energia (na forma de calor) da substância a ser resfriada (que se encontra em uma temperatura mais elevada), causando a mudança de fase do líquido para vapor. O evaporador é projetado para permitir a evaporação total do líquido, de tal forma que, no final deste processo, o fluido refrigerante se encontra totalmente na fase de vapor. Em seguida, o fluido refrigerante escoar para o compressor, ainda em baixa temperatura e pressão, mas levemente superaquecido. A função do compressor é de aumentar a pressão e temperatura do fluido refrigerante e proporcionar o seu escoamento pelo ciclo. O vapor superaquecido na saída do compressor encontra-se em uma temperatura maior do que a temperatura do ambiente externo, de tal forma que pode transferir energia (na forma de calor) para este ambiente. Este processo ocorre no condensador (que também é um trocador de calor),

denominado assim pelo fato do fluido refrigerante superaquecido condensar ao longo do escoamento, deixando o condensador no estado de líquido subresfriado, mas ainda em elevada pressão e temperatura. Para fechar o ciclo, o fluido refrigerante deve retornar ao seu estado na entrada do evaporador. Para que isso ocorra, ele deve ter sua pressão e temperatura reduzidas novamente. Isto é conseguido por meio de um dispositivo de expansão, que na verdade é um dispositivo que causa uma queda de pressão por atrito no escoamento (perda de carga), fazendo com que o fluido refrigerante retorne ao seu estado inicial.

Figura 1.1– (a) Esquema de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, (b) Diagrama Pressão-Entalpia dos ciclos de compressão a vapor real e ideal.



(a)



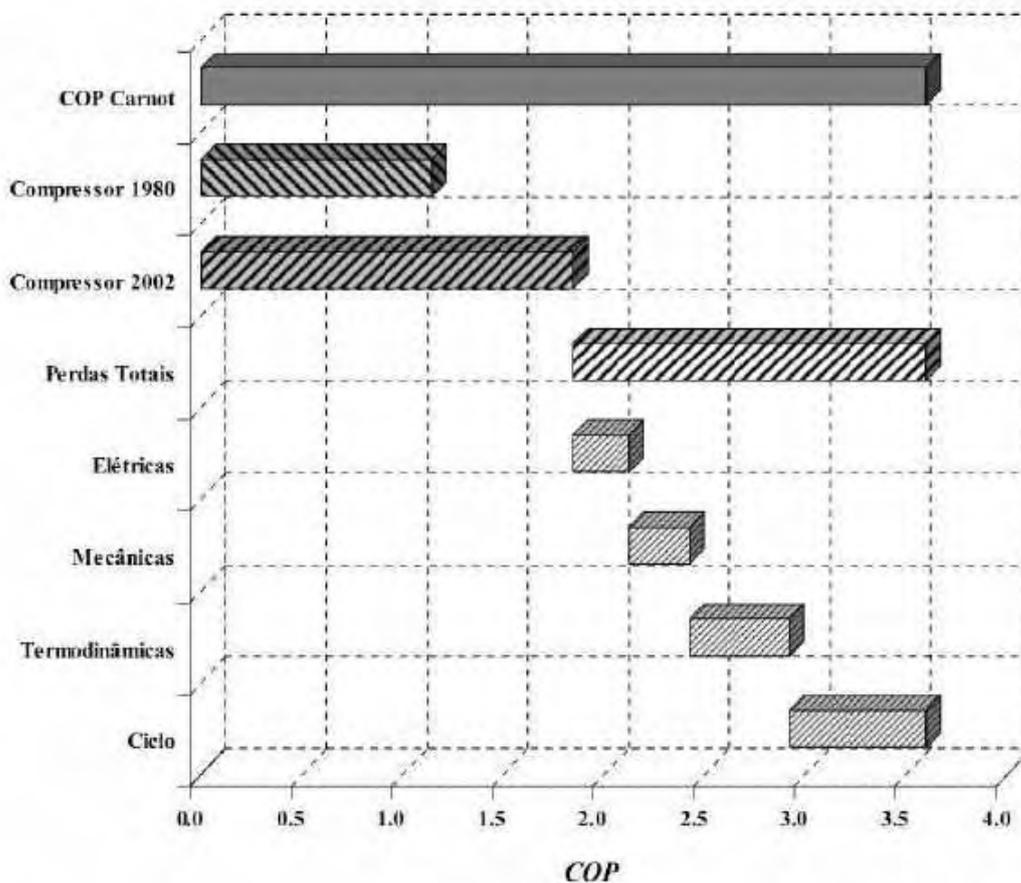
(b)

Fonte: (a) – Elaboração do próprio autor.

A eficiência do ciclo de refrigeração é medida pelo coeficiente de performance (COP), que é dado pela razão entre a energia retirada na forma de calor do ambiente a ser resfriado, \dot{Q}_e , e a energia consumida pelo sistema (compressor) para gerar o efeito de refrigeração, \dot{W} .

A eficiência máxima é dada pelo ciclo de refrigeração ideal de Carnot, que desconsidera a existência de irreversibilidades em todo ciclo. As irreversibilidades existentes em cada componente do sistema implicam, portanto, em uma redução da eficiência geral do ciclo. Um levantamento interessante realizado por Possamai e Todescat (2004), mostrou que os compressores herméticos tiveram um aumento de eficiência de cerca de 60% nos vinte anos anteriores a 2004, porém, apenas cerca de 50% da eficiência do ciclo ideal havia sido atingida. Os autores divulgaram um mapa de perdas, mostrado na Figura 1.2, onde as perdas estão divididas em perdas de ciclo, perdas termodinâmicas, perdas mecânicas e perdas elétricas. A análise foi feita para um compressor hermético operando em 60 Hz, utilizando R134a como fluido refrigerante.

Figura 1.2 – Distribuição de perdas para um compressor hermético.

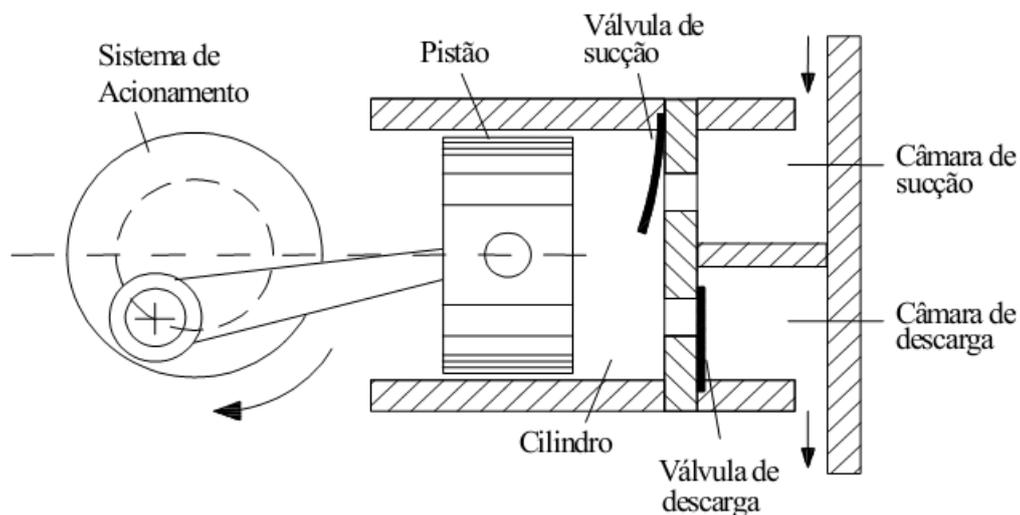


Fonte: Possamai e Todescat (2004).

No ciclo de Carnot, o trabalho produzido na expansão é aproveitado como trabalho útil, enquanto no ciclo de compressão real este trabalho é totalmente perdido. No ciclo de Carnot, o processo de compressão é isentrópico, enquanto no ciclo real o processo é politrópico. Além disso, os processos de transferência de calor no condensador e evaporador são isotérmicos no ciclo de Carnot e isobáricos no ciclo real. Estas perdas são denominadas de perdas do ciclo.

Possamai e Todescat (2004) classificam como perdas termodinâmicas as perdas causadas pelo escoamento do gás ao longo do compressor. No sistema de sucção, as principais perdas são devidas ao superaquecimento do gás na mufla de sucção, as perdas devidas ao escoamento na mufla e na válvula de sucção (perdas por atrito viscoso) e o escoamento reverso na válvula de sucção (Figura 1.3). No sistema de descarga, as principais perdas são devidas ao escoamento pela válvula de descarga e mufla de descarga (perdas por atrito viscoso) e ao escoamento reverso na válvula de descarga. Ainda nesta categoria, os autores incluem as perdas devido aos vazamentos de gás pelas folgas existentes entre o cilindro e o pistão.

Figura 1.3 – Esquema do movimento do pistão em função do ângulo de manivela.



Fonte: Possamai (1994).

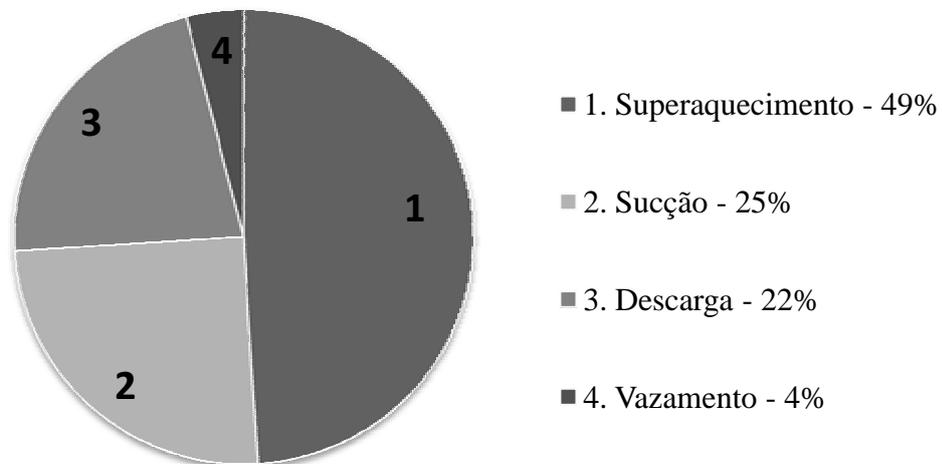
As perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito nos componentes mecânicos envolvidos no funcionamento do compressor. As perdas elétricas estão ligadas as perdas no sistema do motor elétrico e seus equipamentos auxiliares.

Ribas et al. (2008) realizaram uma análise semelhante para um compressor hermético alternativo de elevada eficiência, com capacidade de 900 BTU/h e operando com

refrigerante R134a, mas com o foco nas perdas termodinâmicas. A Figura 1.4 apresenta a distribuição das perdas termodinâmicas para este compressor. Observa-se que as perdas devido ao superaquecimento do gás contribuem com grande parcela para as perdas termodinâmicas (49%). Por outro lado, as perdas nas linhas de sucção e descarga, que são devidas ao atrito viscoso no escoamento do gás, também são bastante significativas, contribuindo com 47% para as perdas termodinâmicas.

Embora os problemas relacionados às perdas nas linhas de sucção e descarga tenham sido muito investigados ao longo dos últimos anos, eles ainda merecem muita atenção pelas possibilidades de aumento de eficiência que ainda podem ser conseguidos por meio de suas soluções. Um dos problemas que merece atenção especial é o problema de interação fluido-estrutura que ocorre nas válvulas de sucção e descarga, tanto pela contribuição que pode ser dada à melhoria de eficiência do compressor, como pelos desafios inerentes à formulação física e solução do problema.

Figura 1.4 – Distribuição das perdas termodinâmicas (Ribas et al., 2008).



Fonte: Ribas et al. (2010).

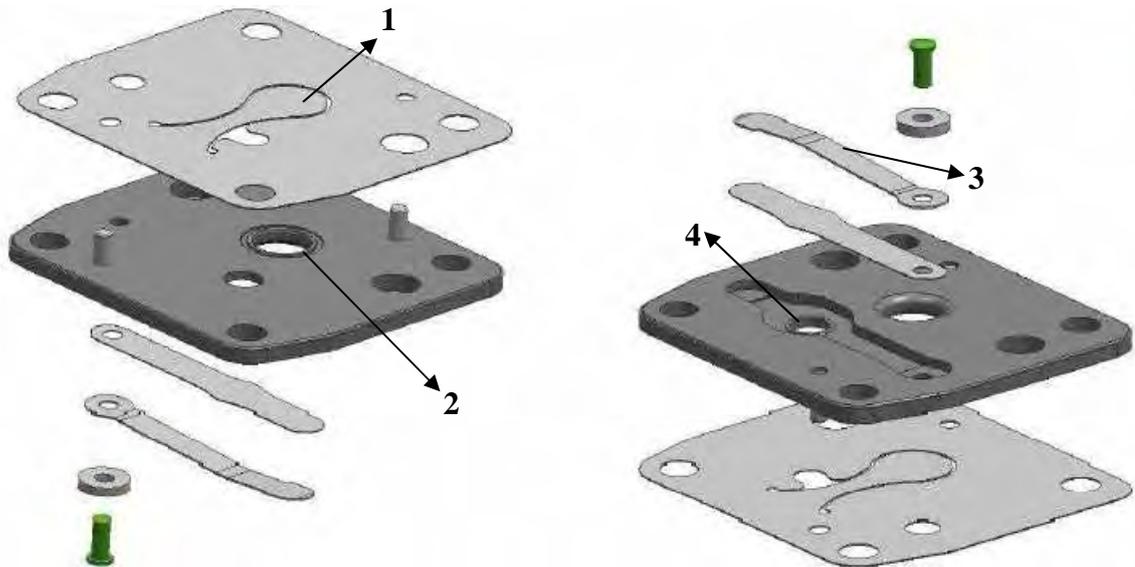
Os sistemas de válvula empregados nos compressores de refrigeração não possuem dispositivos que comandam a abertura e o fechamento das válvulas. Por razões de redução de custo, as válvulas são lâminas engastadas, como aquelas mostradas na Figura 1.5, que são operadas pelas forças causadas pelo próprio escoamento do fluido refrigerante. Inicialmente, deve haver uma diferença de pressão entre a câmara de sucção (no caso da

válvula de sucção) ou câmara de descarga (no caso da válvula de descarga) e a câmara de compressão suficiente para promover a abertura da válvula. Após a abertura, a dinâmica do movimento da válvula é ditada pela forte interação existente entre o escoamento do fluido refrigerante e a estrutura da válvula, o que é denominado de interação fluido-estrutura.

A modelagem física deste problema e sua solução são bastante complexas, por envolver geometrias complexas, escoamento com elevados transientes, escoamentos compressíveis e turbulentos, agravados pela existência de uma estrutura sólida inserida no interior do domínio de cálculo, cujo movimento também deve ser determinado. Ainda existem necessidades de aperfeiçoamentos dos modelos físicos, assim como das técnicas numéricas necessárias para a solução do problema.

Muitos avanços de modelagem e solução deste problema foram conseguidos adotando-se um modelo simplificado para a geometria da válvula, denominado de difusor radial. O difusor radial, mostrado na Figura 1.6, é um conjunto formado por dois discos concêntricos posicionados paralelos um ao outro. O disco inferior com um orifício circular (orifício de alimentação) representa o assento da válvula, enquanto que o disco frontal representa a própria válvula. Neste caso, o escoamento do fluido refrigerante entra pelo orifício de alimentação e é defletido pelo disco superior, escoando radialmente na região entre o disco frontal e o disco anterior. Mesmo nesta geometria mais simples, o escoamento é bastante complexo, apresentando descolamento de camada limite, gradientes adversos de pressão e formação e desprendimento de vórtices. As dimensões principais desta geometria são o diâmetro do disco frontal, D , o diâmetro do orifício de alimentação, d , e a distância entre os discos, s , também denominada de afastamento entre discos.

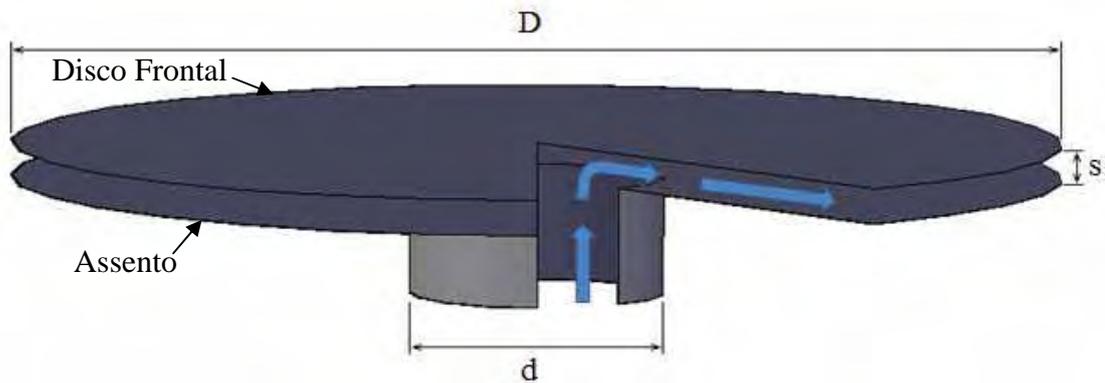
Figura 1.5 – Exemplos de válvulas usadas em compressores de refrigeração.



- 1 – Válvula de descarga.
- 2 – Orifício de alimentação da válvula de descarga.
- 3 – Válvula de Sucção.
- 4 – Orifício de alimentação da válvula de sucção.

Fonte: Rodrigues (2010).

Figura 1.6 – Difusor Radial.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Existem muitos trabalhos experimentais e de simulação numérica realizados usando a geometria do difusor radial, cujos resultados auxiliaram no desenvolvimento dos sistemas de válvulas usados atualmente. Entretanto, os trabalhos experimentais até então realizados consideraram o escoamento com o disco frontal fixo; portanto, sem envolver o problema de interação fluido-estrutura. Resultados experimentais deste problema são importantes,

tanto para o estudo de válvulas, como para a validação de metodologias numéricas destinadas à solução de problemas de interação fluido-estrutura.

1.2 Objetivos

Os objetivos deste trabalho são construir e testar uma bancada experimental para o estudo do escoamento em um difusor radial com disco frontal móvel, com a intenção de produzir dados para a validação de metodologias numéricas destinadas à solução de problemas de interação fluido-estrutura.

CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em função da concorrência internacional e necessidades de redução de custo e aumento de eficiência pelo apelo ambiental, tem havido muitas pesquisas envolvendo assuntos relacionados aos compressores de refrigeração herméticos. Como consequência, os compressores de refrigeração herméticos atingiram um grau de eficiência elevado, além de ter propiciado o surgimento de tecnologias alternativas.

Dentro deste contexto, o sistema de válvula, por ser importante do ponto de vista de eficiência do compressor, tem sido um dos elementos mais pesquisados nos últimos 30 anos. Uma revisão da literatura foi realizada e mostrou a existência de trabalhos experimentais e de simulação envolvendo tanto válvulas em funcionamento no compressor, como modelos de válvulas. Um dos modelos de válvulas mais utilizados é a geometria denominada de difusor radial. 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), que citou 29 trabalhos realizados desde 1960. O próprio autor realizou um estudo de simulação numérica, com validação experimental, do escoamento pulsante em difusores radiais. Um aspecto desta revisão, importante para o presente trabalho, é que nenhum autor realizou estudos experimentais sobre o problema de interação fluido-estrutura usando esta geometria.

Outro trabalho que merece atenção é o trabalho realizado por Pereira (2006), que usou um código comercial de simulação numérica 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, foi realizado um levantamento bibliográfico cuidadoso sobre modelagem da dinâmica de válvulas de compressores, citando os principais trabalhos desde a década de 1950:

(COSTAGLIOLA, 1950; SCHWERZLER; HAMILTON, 1972; TRELLA; SOEDEL, 1974; USSYK, 1984; ISHISAWA et al., 1987; LOPES; PRATA, 1997; MATOS, 2002).

A conclusão mais importante da revisão realizada por Pereira (2006), tendo em vista o tema abordado neste trabalho, é que não foi citado nenhum trabalho experimental direcionado ao estudo do problema de interação fluido-estrutura no modelo de válvula denominado de difusor radial.

Após este período, surgiram diversos trabalhos, tanto experimentais como de simulação numérica, voltados ao estudo de válvulas reais e de modelos de válvulas, incluindo o difusor radial, mas também sem o enfoque experimental no problema de interação fluido-estrutura em difusores radiais. Matos, Prata e Deschamps (2006) realizaram simulações numéricas dos processos de sucção e descarga, incluindo na modelagem o escoamento no interior dos cilindros e a dinâmica das válvulas, de modo a representar mais fielmente todo o ciclo de compressão.

Rovaris e Deschamps (2006) estenderam os estudos de Matos, Prata e Deschamps (2006) objetivando reduzir o custo computacional de simulação. A redução do custo computacional foi obtida através da divisão da solução numérica em duas abordagens: diferencial e integral. A solução diferencial de Matos, Prata e Deschamps (2006) foi aplicada unicamente para capturar detalhes do escoamento através da válvula, enquanto que o restante do ciclo do compressor, incluindo a variação da pressão devido ao deslocamento do pistão e abertura da válvula, foi modelada através da solução integral.

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 Lima e Silva et al. (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. Dando continuidade ao trabalho de Lacerda (2009), Gasche, Rodrigues e Militzer (2010) usaram a mesma metodologia para modelar o disco frontal do difusor radial. Com a aplicação do modelo físico-virtual ao disco frontal foi possível impor um movimento ao disco dentro de uma faixa de abertura pré-determinada. O trabalho permitiu perceber padrões no escoamento que não são observados em simulações do difusor com disco frontal estático. Os autores concluíram que o método apresenta um grande potencial para a solução de problemas envolvendo interação fluido-estrutura.

Anhê Junior (2010) realizou um estudo experimental do escoamento em um difusor radial com disco frontal estático, medindo a distribuição radial da pressão atuando sobre o disco frontal. Dentre várias conclusões importantes sobre o comportamento do experimento, 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.

Um estudo experimental do problema de interação fluido-estrutura em válvulas de compressores foi realizado por Nagata, Nozaki e Akizawa (2010). Os autores usaram *strain gage* para medir o movimento da válvula de sucção de um compressor hermético de velocidade variável em operação. Este é um trabalho importante, pois fornece dados experimentais para o funcionamento da válvula para a operação real de um compressor, onde todos os efeitos físicos do problema são considerados, incluindo o efeito da presença do óleo lubrificante no funcionamento da válvula, um efeito difícil de ser incluído nos modelos numéricos. Por outro lado, por esta mesma razão, estes resultados não podem, a rigor, serem usados na validação de metodologias numéricas pelas dificuldades de inclusão de todos os efeitos físicos nos modelos.

A geometria do difusor radial, em sua forma bidimensional axisimétrica, 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 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 disco anterior chanfrado. 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° .

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. 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.

A revisão bibliográfica apresentada mostra claramente que a geometria simplificada do difusor radial 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 tanto para estudos de escoamentos em regime permanente, com disco frontal estático, como escoamentos em regime transiente, 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 nesta revisão da literatura é a ausência de dados experimentais para a validação de metodologias numéricas usadas para estudar o escoamento na geometria do difusor radial, quando na presença de interação fluido-estrutura no disco frontal. Este é o contexto deste trabalho, cujo objetivo principal é produzir dados experimentais da dinâmica do disco frontal de um difusor radial, por meio da medição do deslocamento do disco em função da vazão do escoamento.

CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA EXPERIMENTAL

A concepção, projeto e construção de uma bancada experimental para estudo de válvulas ou de modelos de válvulas de compressores não é uma tarefa simples. Em se tratando de válvulas de compressores, as maiores dificuldades estão relacionadas ao acesso à válvula, uma vez que o posicionamento da válvula no compressor dificulta esta operação, e às dimensões reduzidas, tanto da válvula, como da câmara de compressão. Considerando apenas estes dois aspectos, a escolha dos instrumentos de medição deve ser feita com muito critério. Um agravante a estes aspectos é o tempo de resposta, que deve ser pequeno para capturar adequadamente as variações dos parâmetros a serem medidos.

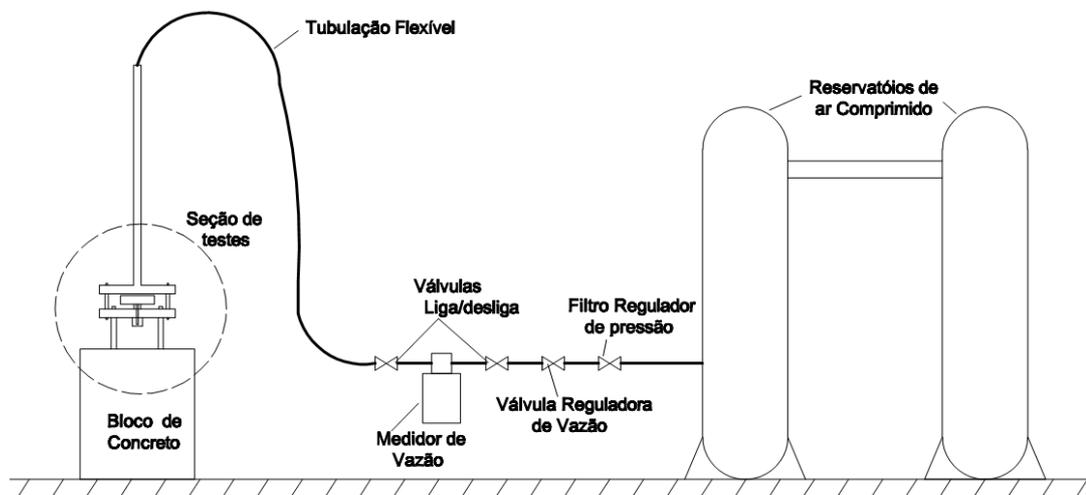
Se o objetivo for experimentar modelos de válvulas, as dificuldades são menores, mas alguns cuidados são essenciais. A revisão de trabalhos sobre o tema indica que o comportamento do escoamento é muito sensível em relação à distância entre o disco frontal e o disco anterior, principalmente para os menores valores. Portanto, um dos principais parâmetros a ser controlado e medido com exatidão é a distância entre discos, s . Neste trabalho, optou-se por usar um sistema óptico para medir este parâmetro, uma vez que ele pode ser usado tanto para o estudo do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo, como para difusores radiais com disco frontal móvel, que é o objeto do presente trabalho. Além disso, este sistema de medição pode ser usado para o estudo do escoamento de modelos de válvulas do tipo lâmina, semelhante às válvulas reais, que é objeto de futuros trabalhos.

Anhê Junior (2009) projetou e construiu uma bancada experimental para estudar o escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo. Naquela bancada, o autor utilizou um micrômetro como sistema de medição da distância entre discos, s , o que limitava a exatidão da medição, além de não permitir o estudo do escoamento em difusores radiais com disco frontal móvel ou modelos de válvulas do tipo lâmina. A seguir, apresenta-se a nova concepção desta bancada experimental, que foi reconstruída para atender os requisitos necessários para o estudo do escoamento, tanto em difusores com disco frontal móvel, como em modelos de válvula do tipo lâmina.

3.1 Bancada Experimental

A Figura 3.1 mostra um esquema da bancada experimental concebida para estudar o escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo ou móvel. Neste esquema é possível observar a configuração de montagem dos principais equipamentos e dispositivos usados. A Figura 3.2 apresenta fotografias da bancada experimental.

Figura 3.1 – Esquema da bancada experimental.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A bancada experimental é composta por dois reservatórios de ar comprimido, um medidor de vazão, uma mangueira flexível, um tubo de alumínio, duas válvulas de esfera, uma válvula reguladora de vazão, um filtro regulador de pressão, pela seção de testes, pelo sistema de posicionamento e pelos instrumentos de medição.

A bancada experimental, projetada para operar com ar comprimido, foi instalada em uma sala com condicionamento de ar para possibilitar a realização dos testes numa temperatura aproximadamente constante. O ar é inicialmente armazenado em dois reservatórios de 500 litros de capacidade conectados em paralelo. A pressão de armazenamento é escolhida de maneira a proporcionar uma vazão de ar constante durante a aquisição de dados. Um compressor alternativo de dois estágios, marca Wayne, modelo w7208-H, serie 62865, com pressão máxima de 12,1 bar é usado para abastecer os dois reservatórios.

O ar esco dos reservatórios para o sistema de controle do escoamento, que é constituído pelo filtro regulador de pressão e válvula reguladora de vazão. O filtro

regulador de pressão possui duas funções, a de filtrar possíveis impurezas do ar e retirar parte de sua umidade, assim como a de manter constante a pressão da saída do escoamento. Desta forma, é possível manter uma vazão constante na seção de testes, apesar da redução de pressão nos reservatórios de ar comprimido à medida que ocorre o seu esvaziamento. Um teste padrão com o difusor fixo demora em média um minuto, com o difusor móvel o teste leva cerca de trinta segundos. A válvula reguladora de vazão instalada a jusante do filtro regulador tem a função de ajustar a vazão desejada do escoamento em cada teste. Em seguida, o ar escoa pelo medidor de vazão tipo Coriolis, cuja função é medir a vazão e temperatura do escoamento.

Figura 3.2 – Fotografias da bancada experimental (a) Vista panorâmica, (b) Reservatórios de ar comprimido, (c) Seção de testes e sistema de movimento da haste de tomada de pressão (d) Válvula reguladora de vazão e filtro regulador de pressão.



(a)



(b)



(c)



(d)

Fonte: Elaboração do próprio autor.

Após escoar pelo medidor de vazão, o ar é transportado para a seção de testes por meio de uma mangueira flexível e um tubo de alumínio com 2 m de comprimento, 34,9 mm de diâmetro interno e 38,1 mm de diâmetro externo. Na entrada do tubo de alumínio são instaladas duas telas de malha fina com o objetivo de iniciar a regularização do perfil de velocidade do escoamento. Esta regularização é completada com o uso do tubo de 2 m de comprimento, cuja função é produzir um escoamento com perfil de velocidade completamente desenvolvido na entrada da seção de testes.

Foram utilizadas duas seções de teste diferentes, uma para a validação da bancada e outra para realizar os testes com disco frontal em movimento. A seguir serão descritas estas duas seções de testes.

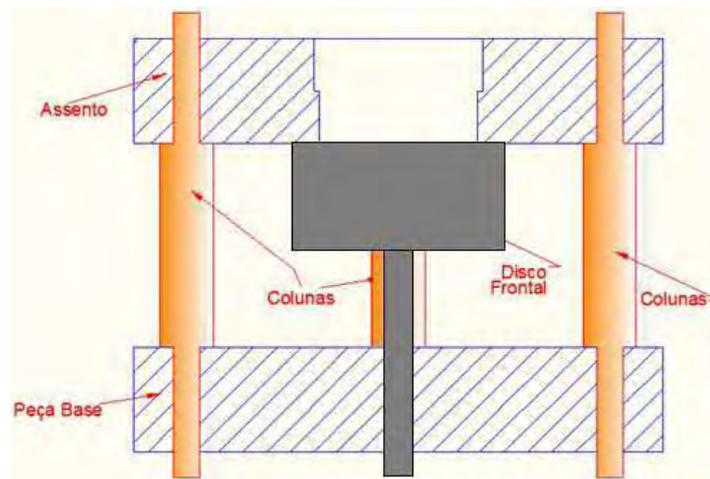
3.1.1 Seção de testes para validação da bancada experimental

A seção de testes foi concebida principalmente para garantir o paralelismo entre o disco frontal e o disco anterior (assento), permitindo ainda a fácil substituição dos discos para o estudo de diferentes geometrias do difusor radial. Isto é de fundamental importância para a obtenção de resultados satisfatórios de distribuição de pressão sobre o disco frontal. Estudos anteriores mostram que, dependendo da vazão do escoamento e da distância ajustada entre os discos, a distribuição de pressão sobre o disco frontal pode ser significativamente alterada por pequenas inclinações entre os discos e por pequenas variações no afastamento entre os discos. Dessa forma, é necessária uma montagem que garanta o paralelismo entre os discos, além de uma medição com elevada exatidão do valor do afastamento.

Um detalhe da seção de testes é mostrado na Figura 3.3. A peça base é montada em uma base de concreto para minimizar os efeitos de vibração transmitida pelo solo. O disco anterior (assento) do difusor é montado na peça base por meio de três colunas de 39 mm de comprimento distanciadas de 120° umas das outras. O disco frontal possui um eixo que é usado para montá-lo à peça base por meio de um furo usinado, e o disco frontal é fixado por meio de um parafuso instalado na direção perpendicular ao eixo. O diâmetro do eixo foi escolhido para fornecer rigidez ao sistema, assim como para propiciar uma montagem consistente com a busca do paralelismo desejado. Na peça base, são instalados os dois sensores ópticos de distância. Para garantir o melhor paralelismo possível, todas as peças foram retificadas.

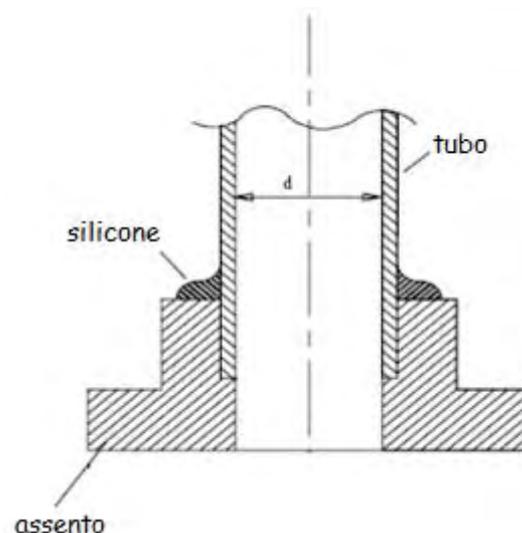
O disco anterior, que representa o assento do sistema de válvulas, possui diâmetro interno de 34,9 mm, diâmetro externo de 130 mm e altura de 30 mm, sendo projetado de maneira a se ajustar ao diâmetro externo do tubo e assegurar que a face externa do assento seja perpendicular à linha de centro do tubo, conforme ilustra a Figura 3.4. Para evitar vazamento de ar, o assento é unido ao tubo de alumínio por meio de cola de silicone. O material escolhido para a fabricação do assento é o alumínio, que facilita o processo de construção da peça, garantindo menor irregularidade das medidas. A utilização do alumínio também evita o processo de corrosão.

Figura 3.3 – Seção de testes para o estudo do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

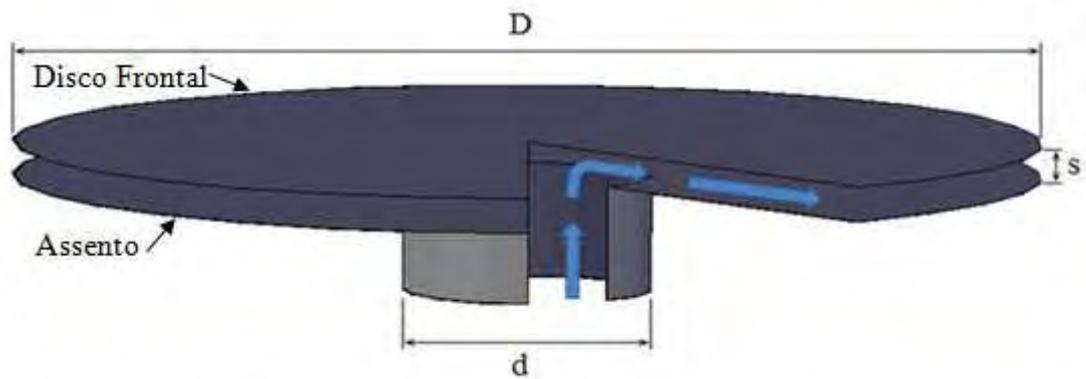
Figura 3.4 – Esquema da união entre o disco anterior (assento) e o tubo de alimentação da seção de teste.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A Figura 1.6 é mostrada aqui novamente para ilustrar a geometria do difusor radial para o leitor.

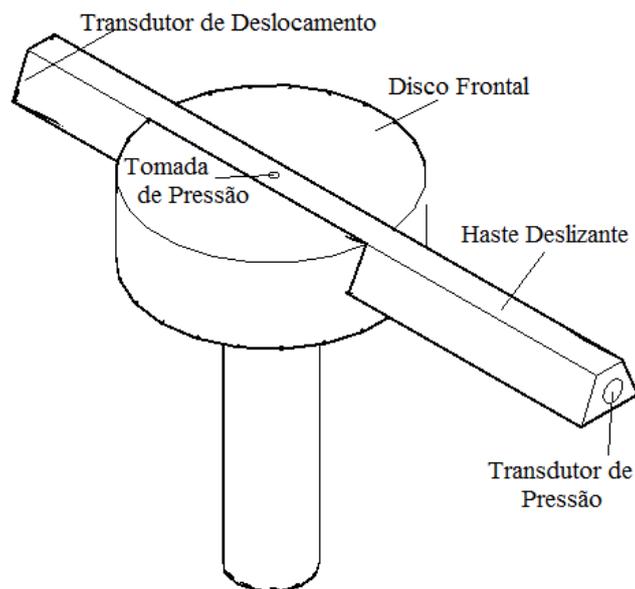
Figura 1.6 – Difusor Radial.



Fonte: Elaborado pelo Próprio autor.

Para a realização dos testes de validação da bancada, foi utilizado um disco frontal com uma haste deslizante de aço para permitir a medição da distribuição radial de pressão, como mostra a Figura 3.5. Os testes de validação foram realizados com dois discos frontais, que fornecem relações de diâmetro (razão entre os diâmetros do disco frontal, D , e do orifício de alimentação do disco anterior, d), iguais a $D/d=1,5$ e $D/d=1,66$.

Figura 3.5 – Disco frontal com haste deslizante.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

A haste funciona como um cursor, devendo ser ajustada de forma a deslizar suavemente sem oscilações. No centro da haste há um orifício de 0,7 mm de diâmetro para a tomada de pressão estática do escoamento. Este orifício é ligado através de um canal interno até uma extremidade da haste onde, através de uma mangueira flexível, é conectado um transdutor indutivo de pressão. Na outra extremidade da haste é fixado um transdutor indutivo de deslocamento para registro da posição radial da tomada de pressão. A haste é movida por um eixo movimentado por um motor de passo. Assim, à medida que a haste é movida, a distribuição de pressão sobre o disco frontal é obtida. O objetivo dos testes com disco frontal fixo é comparar esta distribuição de pressão para diversas vazões (números de Reynolds) e várias distâncias entre discos, s , com resultados obtidos da literatura.

3.1.2 Seção de testes com disco frontal móvel

A seção de testes utilizada para os testes com o movimento do disco frontal é semelhante àquela usada para os testes com disco frontal fixo. A diferença entre elas é a mudança da concepção do disco frontal. A Figura 3.6 mostra a nova concepção, onde observa-se a existência de três elementos básicos: o disco frontal, a mola e o cilindro de suporte do disco frontal (Figura 3.6a). O disco frontal possui um pistão que acomoda a mola em seu interior (Figura 3.6b) que, por sua vez, é montado no interior do cilindro para permitir o seu movimento (Figura 3.6c). Para evitar a compressão no ar aprisionado no interior do cilindro, foi usinado um orifício na parte inferior do cilindro, com mostrado na Figura 3.5d. Este conjunto é montado em uma base rígida (Figura 3.6d) instalada em um bloco de concreto de 300 kg por meio de três colunas de aço. O deslocamento axial do disco frontal depende essencialmente da força de restauração da mola utilizada e é medido por dois sensores ópticos instalados na base, em um posicionamento tal que define um ângulo relativo de 120° entre eles (Figura 3.6d).

Figura 3.6 – Fotografias do disco frontal móvel.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Os testes foram realizados com um disco frontal apresentando diâmetro externo igual a $D=41,9$ mm, o que define uma relação de diâmetros no valor de $D/d=1,2$. O diâmetro interno do cilindro do disco frontal é de 15,0 mm. Foram confeccionados dois discos frontais, denominados DF1 e DF2, diferentes entre si pelas dimensões do diâmetro externo do pistão. Isto foi necessário em função das instabilidades (deslocamentos radiais) observadas nos testes realizados com o disco frontal DF1, que foram causadas pela excessiva folga entre o pistão e o cilindro. O diâmetro externo do pistão do disco frontal DF1 é de 14,9 mm, ocasionando uma folga radial de 0,05 mm. O diâmetro externo do pistão do disco frontal DF2 é de 14,95 mm, ocasionando uma folga radial de 0,025 mm.

3.2 Instrumentação

Durante a realização de um teste são medidos vários parâmetros: temperatura do ar, para a determinação da densidade e viscosidade; pressão à montante da seção de testes, para o cálculo da densidade do ar, da área efetiva de força e coeficiente de descarga (a serem definidos posteriormente); vazão do escoamento; pressão na superfície do disco frontal, posição da tomada de pressão da haste deslizante, pressão atmosférica e afastamento entre disco frontal e disco anterior.

Os sinais dos instrumentos de medição, com exceção do barômetro, são conduzidos a um sistema de aquisição de dados da *National Instruments* e tratados pelo *software LabView*. Apresentam-se a seguir as informações da instrumentação utilizada na bancada.

3.2.1 Medição de pressão

A medição da pressão atmosférica é realizada por meio de um barômetro marca Feingerätebau Fischer, com incremento de escala de 0,1 kPa. A pressão manométrica sobre a superfície do disco frontal é medida por um transdutor indutivo de pressão da marca Honeywell, com fundo de escala de 0,035 bar e incerteza de 0,1% do fundo de escala. A pressão manométrica do escoamento à montante do difusor radial é medida por um transdutor indutivo de pressão da marca Honeywell, com fundo de escala de 1 bar e incerteza de 0,1% do fundo de escala. Para os testes realizados para as maiores vazões e os menores afastamentos, nos quais os níveis de pressão são maiores, é utilizado um transdutor indutivo de pressão da marca Honeywell para a medição da distribuição de pressão sobre o disco frontal, com fundo de escala de 0,1 bar e incerteza de 0,1% do fundo de escala. Os transdutores de pressão foram aferidos por meio da utilização de um manômetro de coluna de água, mostrando o bom funcionamento dos transdutores. Por esta razão e pela ausência de padrões de calibração de maior exatidão, optou-se por usar as curvas de calibração fornecidas pelo fabricante.

3.2.2 Medição de vazão e temperatura

Um medidor de vazão do tipo Coriolis, modelo RHM 04 do fabricante RHEONIK, é responsável por medir não só os valores instantâneos de vazão, mas também os valores de

temperatura do fluido de trabalho. O medidor mede a vazão por meio da deformação que uma força de Coriolis gerada pelo escoamento causa em um sistema de tubos com baixa rigidez. A Figura 3.7 mostra a posição de instalação do sensor na bancada experimental. As características metrológicas do medidor de vazão são descritas no Apêndice A.

Figura 3.7 – Posição de instalação do sensor de vazão Rheonik RHM 04.

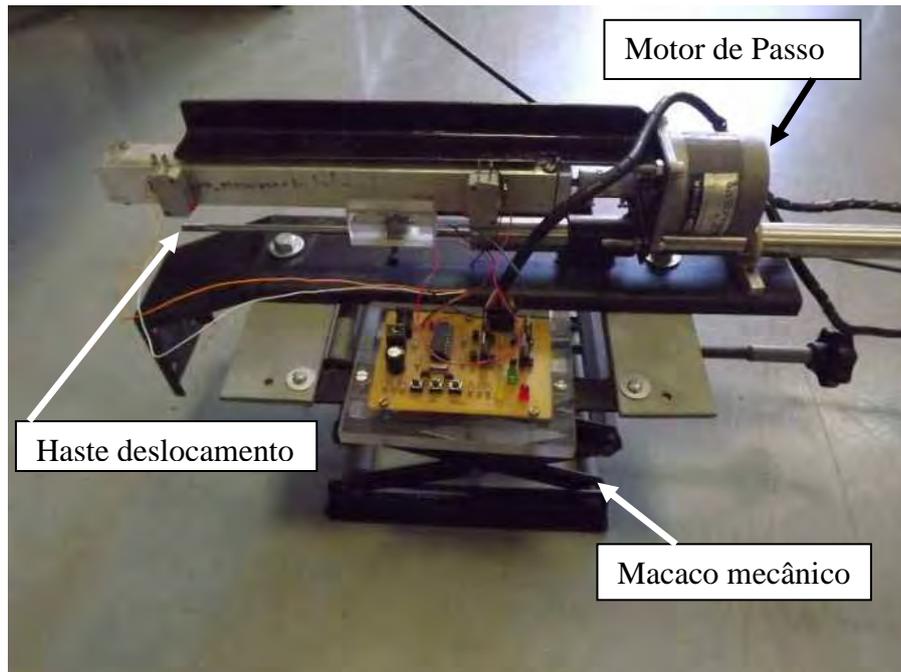


Fonte: Elaborado pelo próprio autor.

3.2.3 Medição da posição da tomada de pressão sobre o disco frontal

A medição da posição da tomada de pressão na superfície do disco frontal é realizada por um transdutor indutivo de deslocamento da marca Honeywell, modelo DLE, com faixa de operação de até 152,4 mm. O transdutor é fixo num suporte composto por um sistema elétrico-mecânico, cujo deslocamento é feito por um motor de passo de rotação controlada, permitindo um deslocamento suave e uniforme da haste. Dessa forma, a posição radial da tomada de pressão é determinada com maior precisão, sem interferir no ajuste do posicionamento do disco frontal. A Figura 3.8 mostra o sistema de deslocamento da haste deslizante.

Figura 3.8 – Sistema de posicionamento da haste deslizante.

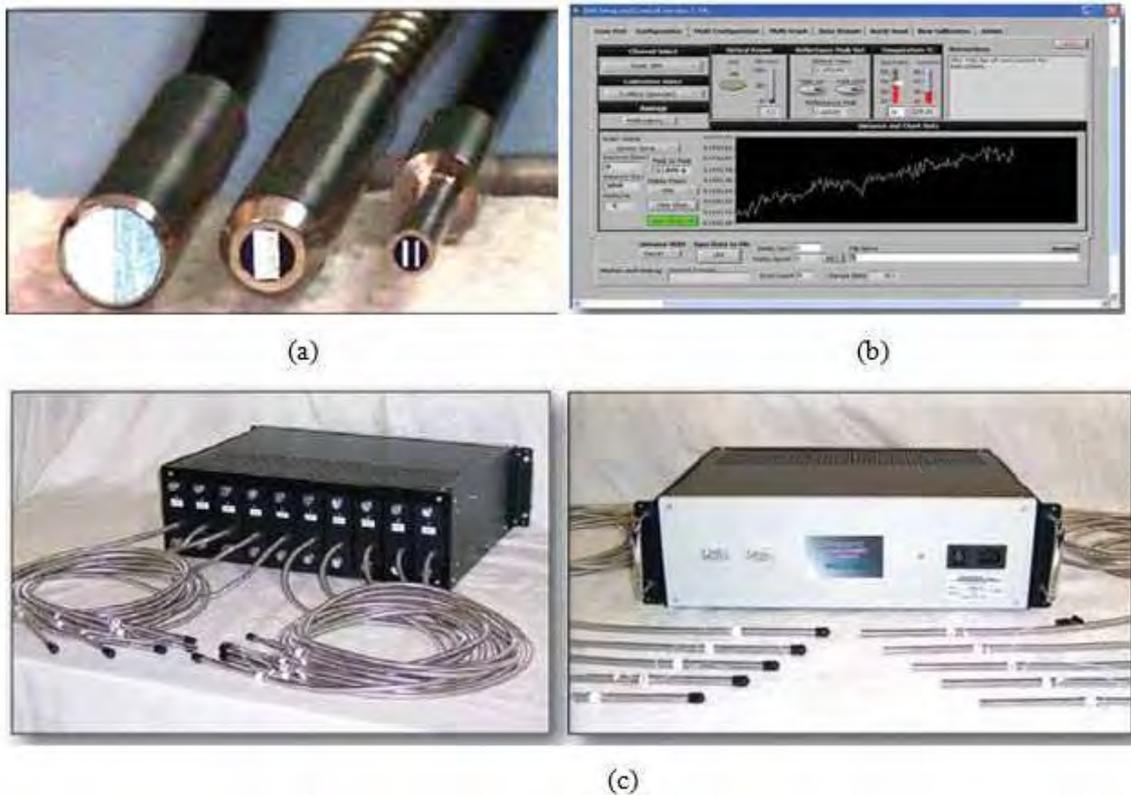


Fonte: Elaboração do próprio autor.

3.2.4 Medição da distância entre o disco frontal e o disco anterior

Um medidor de distância óptico é usado para garantir medições confiáveis do afastamento entre o disco frontal e o disco anterior, s. Um sensor do fabricante PHILTEC, modelo mcDMS-RC100-T2 foi escolhido para satisfazer as necessidades dos testes. Neste sensor, dois feixes de fibra óptica são arranjados lado a lado. Um feixe de luz é emitido por um dos lados, reflete na superfície a ser medida e retorna para o outro lado do sensor. A intensidade luminosa de retorno é dependente da distância entre a extremidade do sensor e a superfície de incidência do feixe luminoso. O sensor é projetado de tal maneira a fornecer um sinal de voltagem proporcional à distância. O sensor é instalado em um módulo multicanal modelo 10DMS, com entrada para dez sensores ópticos, permitindo a medição de 10 distâncias simultaneamente. Um software de aquisição e tratamento de dados permite salvar os dados em arquivos, ajustar os sensores para as medições e alterar a curva de calibração do sensor de acordo com a superfície de incidência do feixe luminoso. A Figura 3.9 mostra detalhes do sensor. O sensor óptico é calibrado pelo fabricante utilizando uma mesa especial de deslocamento, conhecida como *air bearing stage*, que promove um movimento suave, linear e preciso. A calibração está descrita no Apêndice B.

Figura 3.9 – Sensor óptico (a) – ponta do sensor, (b) – Software DMS Control, (c) – Rack multicanal para alimentação e medições simultâneas com diferentes sensores.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

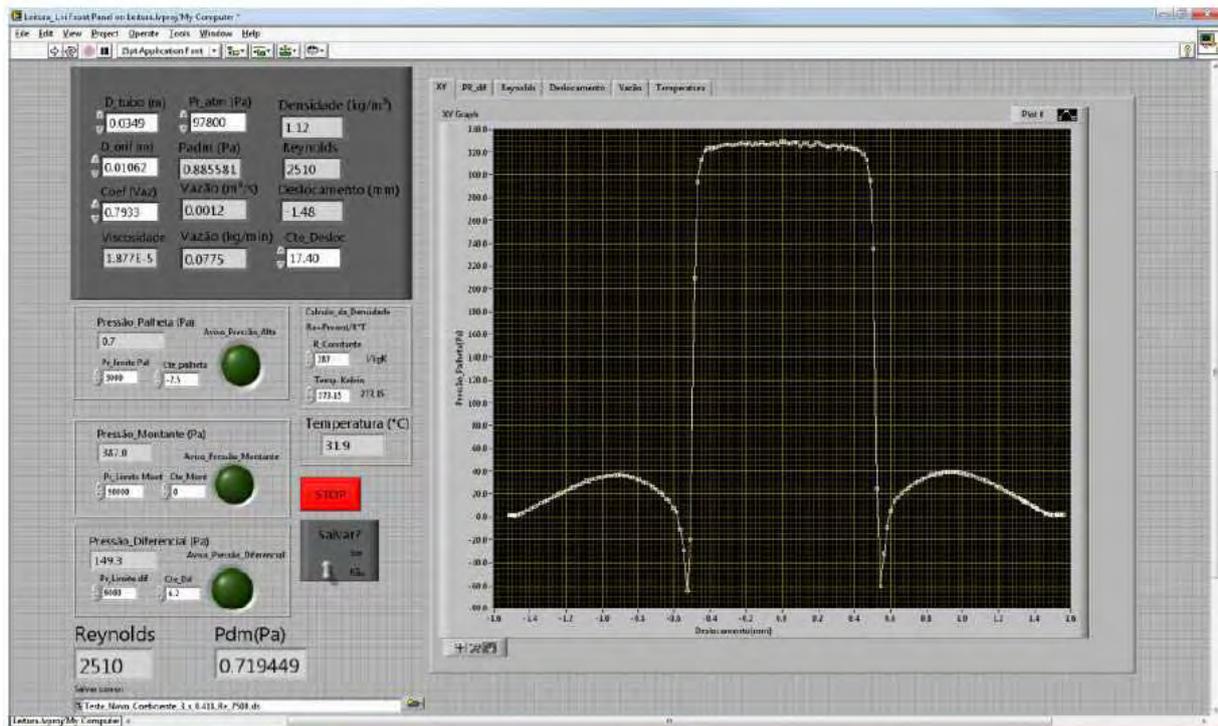
3.2.5 Sistema de Tratamento de Dados

Os sinais analógicos dos transdutores de pressão, transdutores de deslocamento e medidor de vazão são tratados por um sistema de aquisição de dados composto por placas de conversão de sinais analógico/digital, por um computador e por um *software* de tratamento dos sinais digitais.

Foram usadas duas placas de conversão Analógico/Digital (A/D) da *National Instruments*. Uma delas, modelo NI 9215, com quatro canais, é responsável pela aquisição dos sinais dos transdutores de pressão e de deslocamento. A outra, modelo NI 9203, com oito canais, é responsável pela aquisição do sinal do medidor de vazão. Ambas são instaladas em um chassi NI Compact DAQ-9178. Os sinais são transferidos para um computador. O monitoramento e registro dos dados são feitos por um programa elaborado na plataforma LabView, versão 6i, da National Instruments (2000). O *LabView* utiliza uma programação totalmente gráfica, que facilita a construção de programas de aquisição e monitoramento de sinais.

A Figura 3.10 ilustra a tela principal do programa desenvolvido. O programa permite a visualização e acompanhamento de todas as variáveis de interesse em tempo real, para escoamentos estacionários ou transientes. As placas utilizadas possibilitam taxas de aquisição de sinais de até 100 kHz.

Figura 3.10 – Tela principal do sistema de monitoramento e aquisição de dados.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

CAPÍTULO 4 – VALIDAÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Após a montagem da bancada experimental e realização de testes preliminares para a verificação do funcionamento de todos os dispositivos e instrumentação, é importante ter confiabilidade no funcionamento da bancada. Uma maneira de atingir este objetivo é testar a bancada para algum problema que já possua resultados conhecidos e confiáveis. Esta confiabilidade está relacionada tanto ao funcionamento geral dos dispositivos usados e instalação correta da instrumentação, como também à concepção do experimento no que diz respeito ao funcionamento da seção de testes. Neste trabalho, a maior preocupação com relação à seção de testes está na garantia da geometria testada: os discos devem estar paralelos, a distância ajustada entre os discos deve ser conhecida com exatidão e os discos não devem sofrer movimentação durante os testes.

A análise de confiabilidade da bancada foi realizada por meio da comparação de resultados da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os dados experimentais obtidos por Salinas (CASANOVA,2001; SOUTO,2002). As bancadas experimentais utilizadas por estes autores são muito similares à bancada construída neste trabalho. Portanto, os dados por eles obtidos podem ser usados como base de comparação. Este procedimento é denominado aqui de validação da bancada experimental, embora não seja o termo mais correto. É importante salientar que uma boa comparação entre os resultados garante certo nível de reprodutibilidade dos dados, o que também é um procedimento importante no estudo experimental de qualquer fenômeno da natureza.

As primeiras tentativas de comparação de dados mostraram diferenças significativas entre os resultados, como será mostrado posteriormente. Com a intenção de verificar as possíveis causas destas diferenças, vários testes foram realizados. Estes testes, embora não façam parte dos objetivos do trabalho, serão apresentados para mostrar o nível de detalhes que foram considerados nos testes, assim como para mostrar a sensibilidade do problema a alguns parâmetros.

Inicialmente será apresentado o procedimento experimental geral utilizado para a obtenção do perfil de pressão atuando sobre a superfície do disco frontal. Posteriormente, serão apresentados os primeiros testes de validação, mostrando as diferenças entre os resultados. Em seguida, os testes realizados na busca da solução do problema serão apresentados. Finalmente, após a solução do problema, serão apresentados os resultados

finais que validam ambos, a bancada experimental e o procedimento adotado na obtenção dos resultados.

4.1 Procedimento Experimental

O procedimento para a realização dos testes é dividido em três grandes partes: preparação, execução e pós-processamento.

4.1.1 Preparação

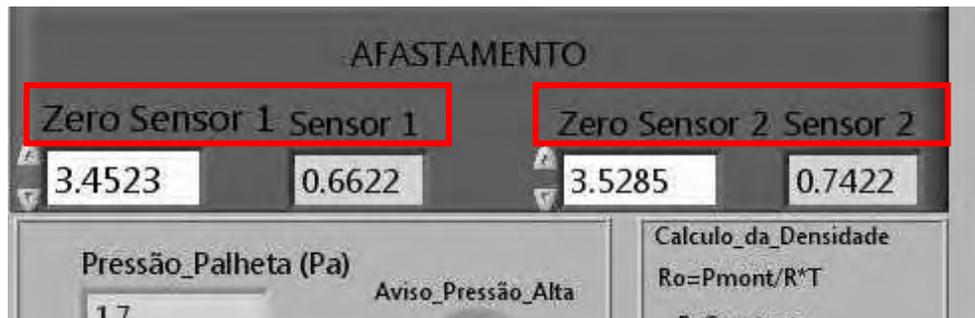
Inicialmente deve-se ligar o condicionador de ar e todos os equipamentos e aguardar no mínimo 30 minutos para a estabilização das temperaturas dos instrumentos de medição e do ambiente.

A primeira providência antes da execução dos testes é a verificação do valor da pressão de ar no interior dos reservatórios. Para que se tenha uma vazão constante na seção de testes, é necessário que a pressão nos reservatórios seja maior do que a pressão de corte do filtro regulador de pressão. O filtro regulador de pressão mantém a pressão do escoamento a sua jusante aproximadamente constante, desde que a pressão a montante (pressão dos reservatórios) seja sempre maior do que a pressão de corte do filtro.

Posteriormente, deve-se fazer o ajuste da distância que separa os discos do difusor radial, esta distância é denominada de agora em diante de afastamento. A distância entre a extremidade do sensor óptico e a superfície inferior do disco frontal é chamada de distância de referência e é representada na Figura 4.2 pela letra “X”. Utiliza-se dois valores de X para determinação do afastamento: X1 e X2. Primeiro encosta-se o disco frontal no disco anterior, de maneira que o afastamento entre os dois seja zero. Neste momento, os valores indicados pelos sensores ópticos para X são mostrados no programa de aquisição na janela “Sensor”, como esquematizado na Figura 4.1. O que se faz é atribuir os valores presentes em “Sensor 1” e “Sensor 2” nas janelas “Zero Sensor 1” e “Zero Sensor 2” respectivamente. Assim, a distância medida pelos sensores é usada como referência para a determinação do afastamento desejado. Em seguida, posiciona-se o disco frontal no afastamento desejado, s , que é calculado pelo programa de aquisição de dados pela subtração dos valores X1 e X2, em que X1 é o valor de X na posição de referência e X2 é o novo valor medido após o posicionamento dos discos. O deslocamento do disco frontal é

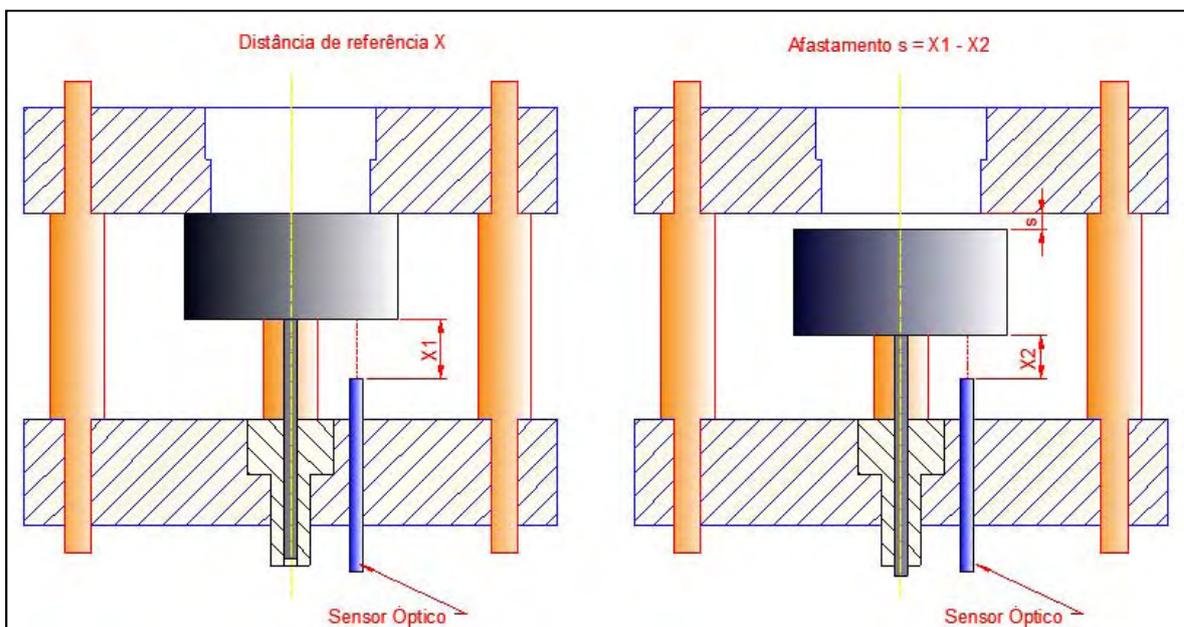
feito por meio do acionamento de um micrômetro instalado na base do eixo do disco frontal, como mostrado na Figura 4.3. A utilização do micrômetro no posicionamento do disco frontal possibilita deslocamentos pequenos e precisos, além de também permitir a medição do afastamento, s , para fins de aferição.

Figura 4.1– Ilustração da indicação da distância de referência medida pelos sensores 1 e 2.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 4.2 – Posicionamento da distância de referência, X , e do afastamento do disco frontal, $s = (X1 - X2)$.



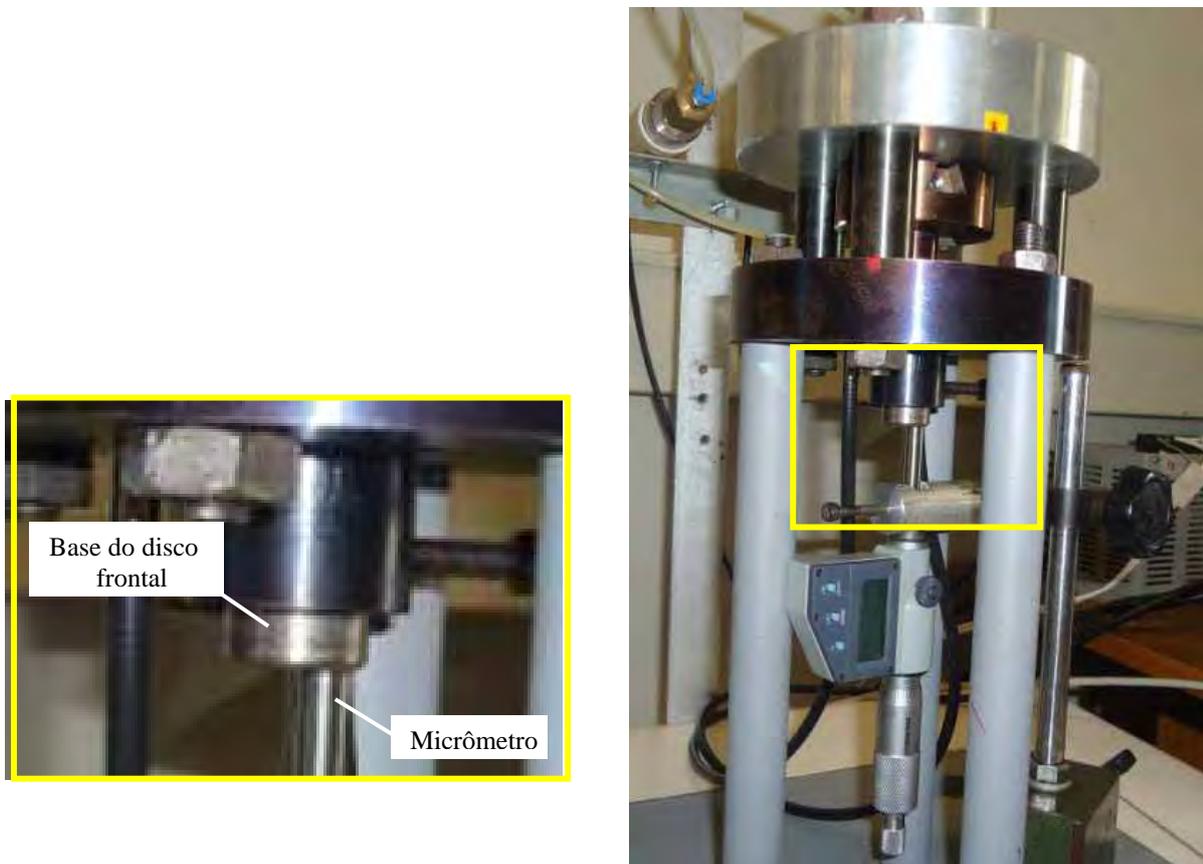
Fonte: Elaboração do próprio autor.

É importante ressaltar que os sensores ópticos foram aferidos usando dois procedimentos: por meio da utilização de blocos padrão e por meio do micrômetro digital. Os resultados da aferição mostraram o bom funcionamento dos sensores. Por ausência de padrões de dimensão com exatidão apropriada, optou-se por usar as curvas de calibração fornecidas pelo fabricante dos sensores, as quais são funções da refletividade da superfície

de incidência do feixe luminoso. No presente trabalho, usou-se uma fita adesiva apropriada (com refletividade conhecida) fornecida pelo fabricante denominada de *retrotape*, que possui uma curva de calibração obtida pelo fabricante.

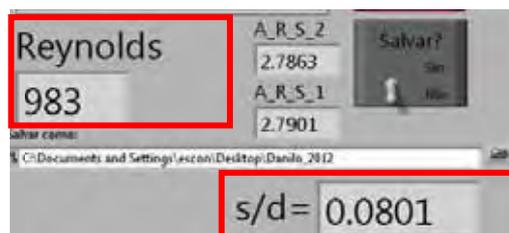
Finalmente, ajusta-se a vazão do escoamento na válvula reguladora de vazão para o valor do número de Reynolds desejado no teste, que é indicado na tela do programa de aquisição de dados, como mostrado na Figura 4.4, assim como o valor do afastamento em sua forma adimensional, s/d .

Figura 4.3 – Posicionamento do disco frontal utilizando o micrômetro digital.



Fonte: Elaboração do próprio autor.

Figura 4.4 – Tela do programa de aquisição de dados mostrando os valores do número de Reynolds e do afastamento adimensional, s/d .



Fonte: Elaboração do próprio autor.

4.1.2 Execução

Após a etapa de preparação, procede-se a execução do teste desejado, que ocorre com o acionamento do motor de passo para produzir o movimento da haste deslizante e, conseqüentemente, da posição da tomada de pressão na superfície do disco frontal. Desta forma, com a varredura ao longo de todo o diâmetro do disco frontal, obtém-se a distribuição de pressão sobre o disco.

4.1.3 Pós-processamento

Por fim, é necessário fazer o pós-processamento dos dados de maneira a se obter os resultados desejados, que neste caso, consta da apresentação da distribuição de pressão sobre a superfície do disco frontal. Usualmente, usa-se a pressão manométrica adimensionalizada pela energia cinética por unidade de volume do escoamento no orifício do disco anterior de diâmetro d (que é igual ao diâmetro interno do tubo de alimentação de alumínio),

$$P_{adm}(r) = \frac{2P(r)}{\rho \bar{V}^2} \quad (4.1)$$

onde $P(r)$ é a pressão manométrica atuando sobre o disco frontal, ρ é a massa específica do ar calculada pela equação dos gases perfeitos,

$$\rho = \frac{P_u M}{\bar{R} T_u} \quad (4.2)$$

onde P_u e T_u são a pressão absoluta e temperatura do ar a montante da seção de teste, \bar{R} é a constante universal dos gases e M é a massa molar do ar.

A velocidade média do ar, \bar{V} , da Equação (1) é a velocidade média do escoamento no orifício do disco anterior, que pode ser calculada usando-se a vazão em massa do escoamento, \dot{m} , por:

$$\bar{V} = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} \quad (4.3)$$

A vazão do escoamento é representada pelo número de Reynolds baseado no diâmetro do orifício do disco anterior,

$$Re = \frac{\rho\bar{V}d}{\mu} \quad (4.4)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do ar, em Pa.s, calculada pela equação dada por Possamai (2004),

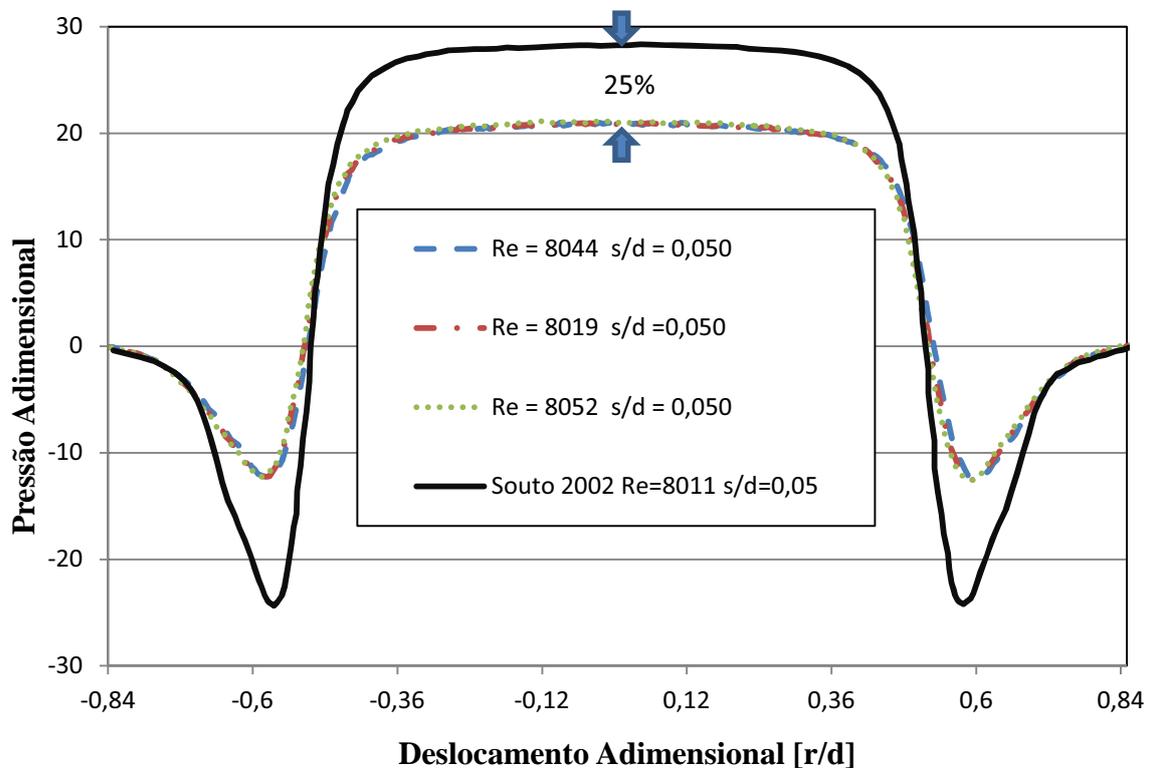
$$\mu = (k_1 + k_2T - k_3T^2) * 10^{-6} \quad (4.5)$$

onde $k_1 = 0,8723809571$, $k_2 = 7,028571429 \cdot 10^{-2}$, $k_3 = 3,809523810 \cdot 10^{-5}$, e T é a temperatura do ar em Kelvin.

4.2 Resultados preliminares de Teste da bancada experimental

Como comentado na introdução deste capítulo, é importante ter confiabilidade nos resultados fornecidos pela bancada experimental. Portanto, o procedimento inicial adotado foi confrontar os resultados obtidos para a distribuição de pressão na superfície do disco frontal com dados disponíveis na literatura. A Figura 4.5 apresenta um resultado típico da distribuição de pressão para uma configuração testada por Souto (2002) cujas condições de operação são: $Re=8.000$, $s/d=0,05$ e $D/d=1,66$. Observa-se claramente a discrepância entre os resultados. Esta mesma magnitude de discrepância foi observada em outras condições de operação testadas. Estas discrepâncias poderiam ser devidas a concepções de projeto e metodologias de operação diferentes das bancadas. Teoricamente, se os testes fossem executados em condições idênticas de operação, os resultados deveriam ser iguais. Entretanto, é impossível realizar os testes em condições idênticas. Portanto, os dois resultados poderiam ser corretos, diferenciando pelas peculiaridades de cada bancada experimental.

Figura 4.5 – Comparação dos resultados experimentais com os resultados de Souto (2002), para $Re=8000$, $s/d=0,05$ e $D/d=1,66$.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Para tentar ajustar os resultados, foram realizados quatro testes: influência da técnica de posicionamento do disco frontal, influência do diâmetro do orifício da tomada de pressão da haste deslizante, influência da regularidade do perfil de velocidade na entrada da seção de testes e, finalmente, influência do tipo de borda do disco anterior.

4.2.1 Influência da técnica de posicionamento do disco frontal

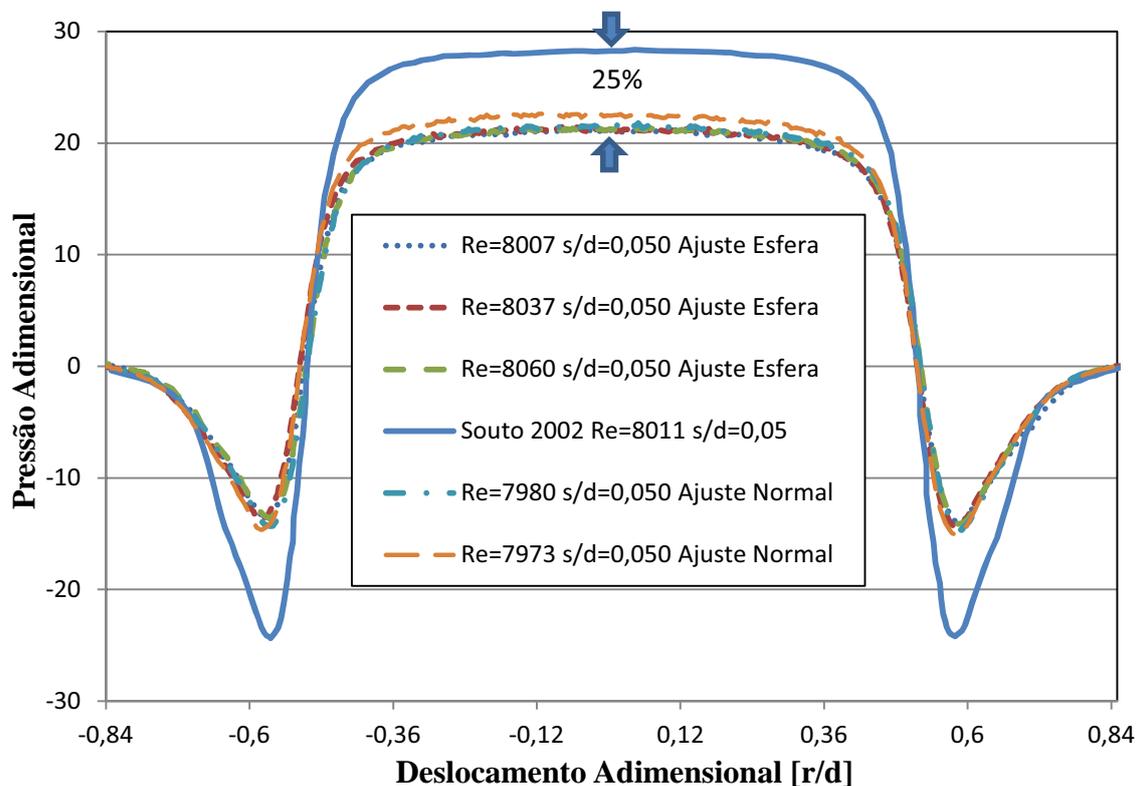
A técnica de posicionamento do disco frontal usada por Souto (2002) é diferente da técnica usada neste trabalho, Figura 4.2. Como o afastamento entre discos é um parâmetro que possui uma forte influência nos resultados de distribuição de pressão, usou-se a mesma técnica de Souto (2002) para realizar o posicionamento do disco frontal e verificar assim, se a discrepância entre os resultados poderia ser devida a esta diferença.

Souto (2002) usou uma esfera de aço de diâmetro conhecido para fazer os ajustes de paralelismo e afastamento de referência, a partir do qual o afastamento desejado era ajustado. A técnica consiste em posicionar os discos de forma que seja possível deslizar a

esfera suavemente ao longo da folga formada entre os discos. O problema desta técnica é a dependência da sensibilidade do operador do ajuste. Diferentes operadores podem deslizar a esfera com diferentes níveis de atrito, o que pode resultar em afastamentos finais distintos.

A Figura 4.6 mostra os resultados para as duas técnicas para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$. Observa-se que não há diferença significativa entre os resultados. Portanto, pode-se concluir que a técnica de posicionamento do disco frontal não é a causa da discrepância entre os resultados.

Figura 4.6 – Influência da técnica de posicionamento do disco frontal na distribuição de pressão sobre a superfície do disco frontal para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$.



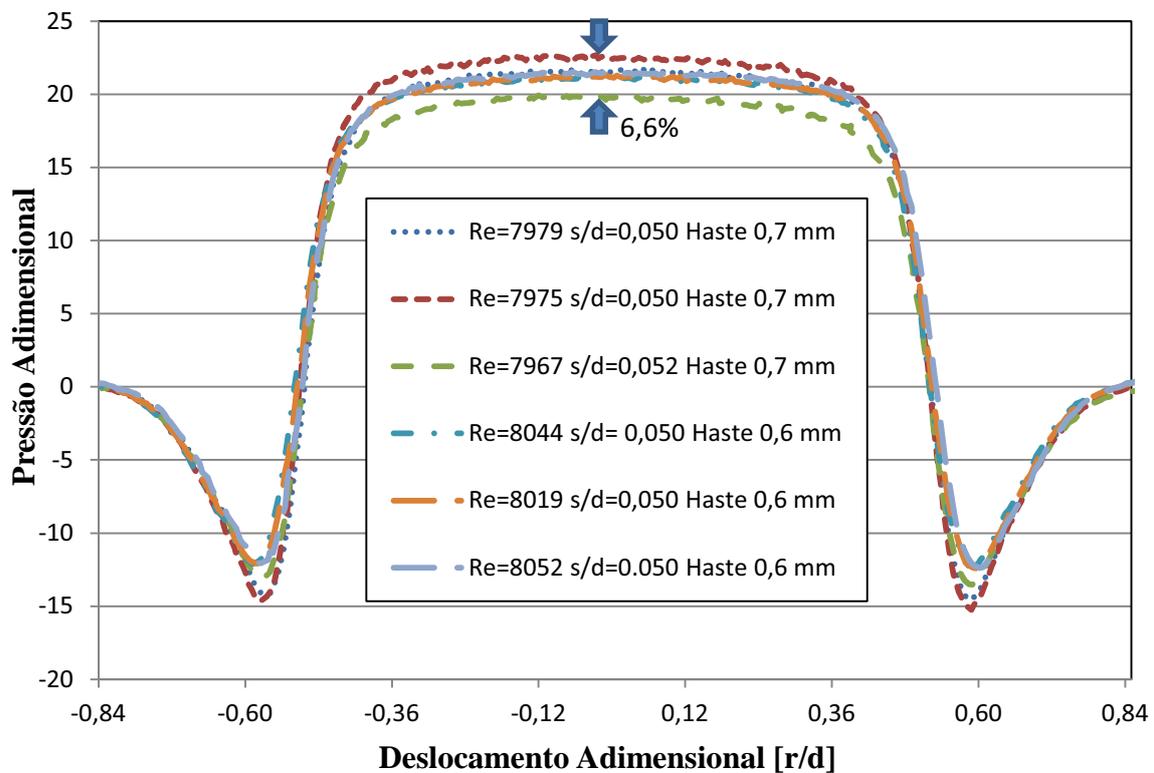
Fonte: Elaboração do próprio autor

4.2.2 Influência do diâmetro do orifício da tomada de pressão da haste

A medida de pressão também é influenciada pelo diâmetro do orifício da tomada de pressão da haste deslizante. Quanto menor o diâmetro, menor é a influência do orifício nas características do escoamento (efeito de retroação) e maior é a precisão com relação à consideração teórica pontual do valor medido, embora aumente a restrição ao escoamento,

aumentando o tempo de reposta do sistema de medição. À medida que o diâmetro do orifício aumenta, o tempo de resposta do sistema de medição diminui, mas o efeito de retroação aumenta. Além disso, quanto maior o diâmetro do orifício, menor é a característica pontual das medidas, pois o resultado da medição contabiliza um valor médio na área de cobertura do orifício. Para medições com elevados gradientes de pressão, como os presentes no difusor, diâmetros grandes podem causar a suavização dos gradientes. Para testar este efeito, confeccionou-se outra haste deslizante com um orifício de 0,6 mm de diâmetro. A distribuição de pressão foi comparada com aquela obtida com o orifício de 0,7 mm de diâmetro e um dos resultados típicos é mostrado na Figura 4.7. A análise da distribuição de pressão mostra que as diferenças são insignificantes, indicando que o diâmetro do orifício da tomada de pressão não é a causa das discrepâncias em relação aos resultados de Souto (2002).

Figura 4.7 – Influência do diâmetro do orifício da tomada de pressão da haste deslizante sobre a distribuição de pressão na superfície do disco frontal, para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$.

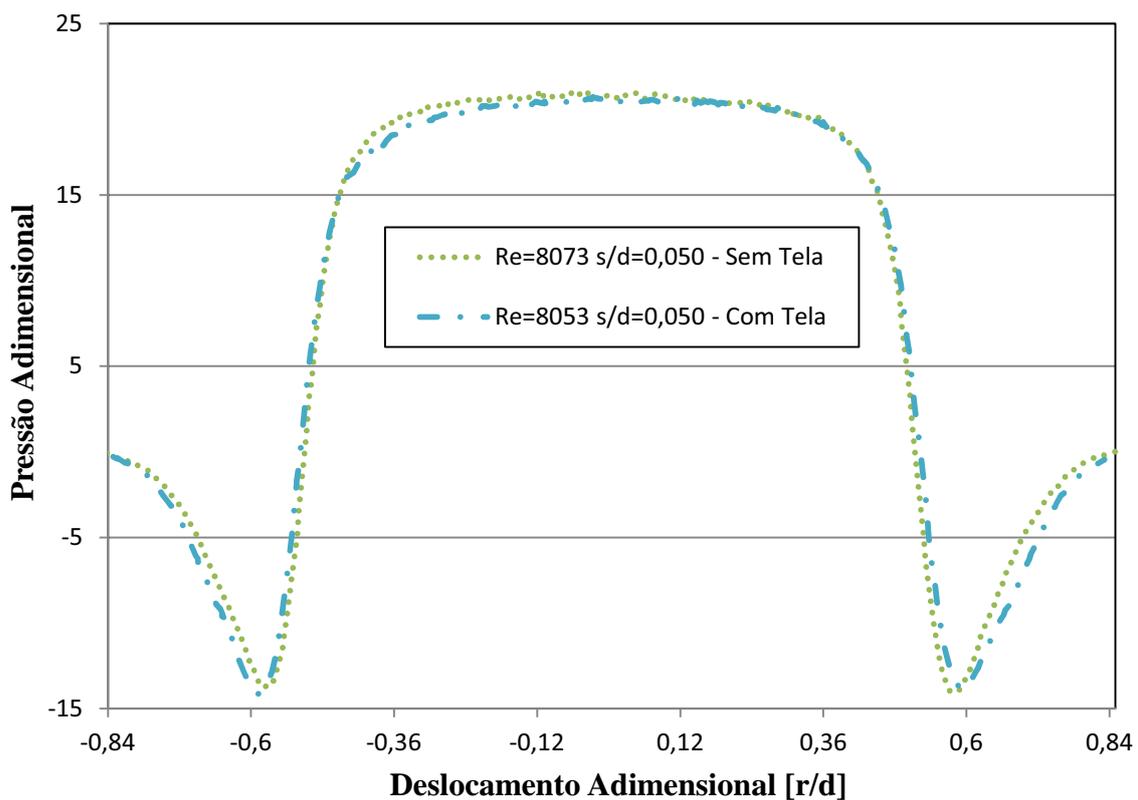


Fonte: Elaboração do próprio autor

4.2.3 Influência do perfil de velocidades na entrada da seção de testes

Outra hipótese aventada se refere à regularidade do perfil de velocidade na entrada da seção de testes, com relação ao desenvolvimento adequado do perfil de velocidade ao longo do comprimento do tubo de alumínio, assim como em relação à intensidade da turbulência do escoamento. Para testar esta hipótese, foram instaladas duas telas de malha fina na entrada do tubo de alumínio para promover uma maior homogeneização do escoamento e reduzir o nível de turbulência. A Figura 4.8 apresenta os resultados obtidos com e sem a instalação das telas de homogeneização. Como os resultados são praticamente idênticos, pode-se concluir que o problema da discrepância para com os resultados de Souto (2002) não se refere à regularidade do escoamento na entrada dos tubos de alumínio.

Figura 4.8 – Influência da regularidade do perfil de velocidade na entrada da seção de testes, para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$.



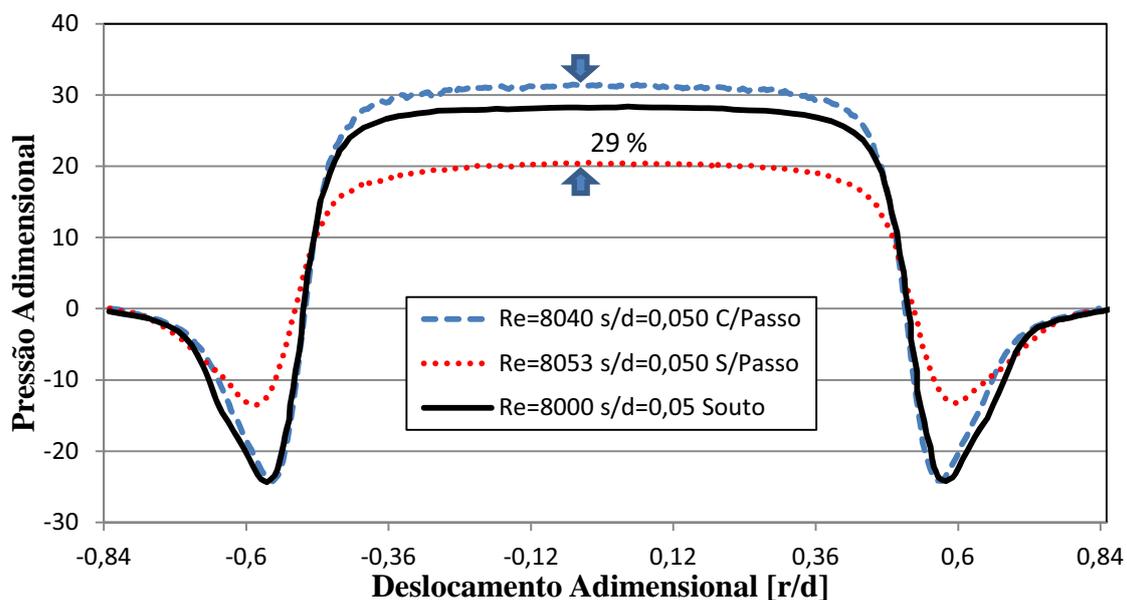
Fonte: Elaboração do próprio autor

4.2.4 Influência do tipo de borda do disco anterior

Outra hipótese investigada relaciona-se ao tipo de borda do disco frontal. Dados da literatura indicam que bordas chanfradas ou arredondadas produzem menores gradientes de pressão pelo fato de reduzirem as regiões de recirculação do escoamento na entrada da região do difusor, que é a região de maior curvatura do escoamento. Os resultados de Souto (2002) foram obtidos para um disco anterior com borda de 90° , denominada de canto vivo. O disco anterior projetado no presente trabalho também previa a construção de canto vivo. Entretanto, uma inspeção cuidadosa da peça construída revelou a presença de uma curvatura muito pequena, que é resultado de uma operação muito comum de operadores de torno conhecida como quebra de canto. Não se imaginava que esta pequena curvatura pudesse estar provocando a discrepância observada nos resultados. Para sanar esta dúvida, o disco anterior foi submetido a uma operação de usinagem para produzir um disco anterior com borda do tipo canto vivo, como aquele usado por Souto (2002).

Este novo disco anterior foi testado e os resultados são apresentados na Figura 4.9. Observa-se que a discrepância entre os resultados tornou-se praticamente desprezível, indicando que sua origem estava no tipo de borda do disco anterior. Outras condições de operação foram testadas, mostrando a boa concordância entre os dados de Souto (2002) e aqueles obtidos no presente trabalho, como serão apresentados no próximo item.

Figura 4.9 – Influência do tipo de borda do disco anterior sobre a distribuição de pressão na superfície do disco frontal, para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$.

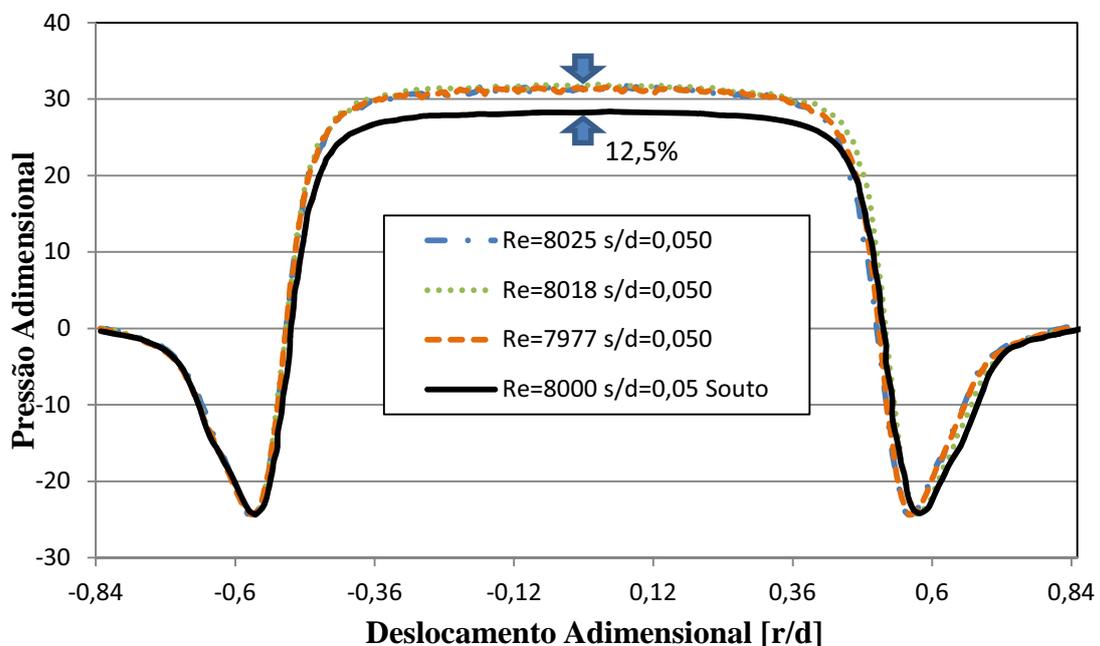


Fonte: Elaboração do próprio autor

4.3 Resultados finais de validação da bancada experimental

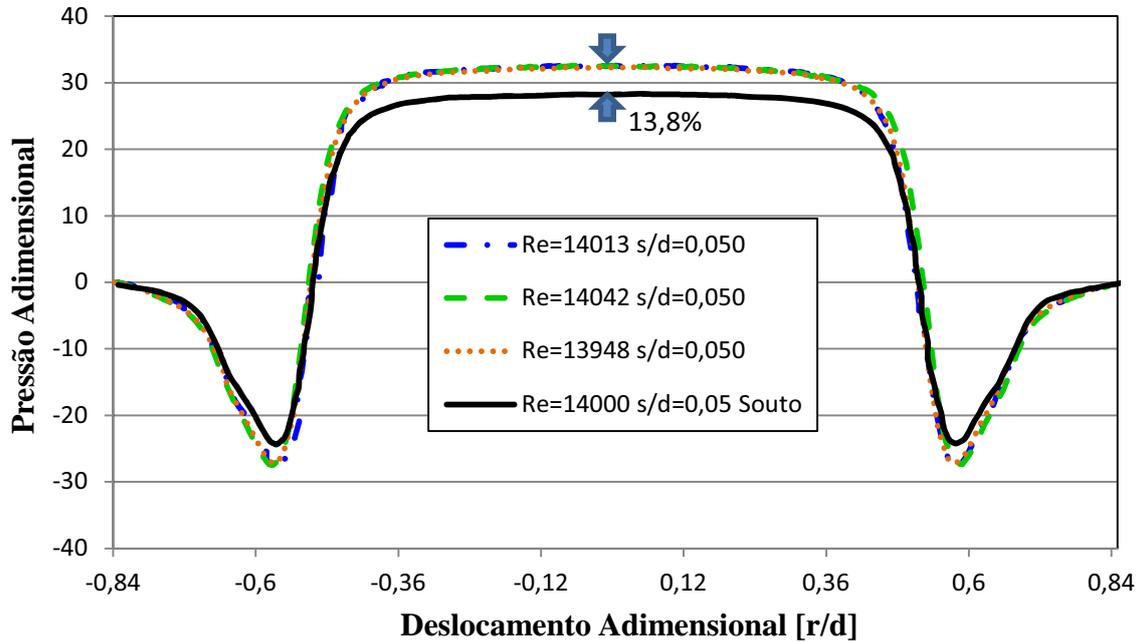
Os resultados finais de validação da bancada experimental foram obtidos considerando algumas das condições de operação experimentadas por Souto (2002) e Salinas Casanova (2001), que testaram um difusor radial de relação de diâmetro igual a $D/d=1,66$. As condições de operação reproduzidas de Souto (2002) foram: (a) $Re=8.000$ e $s/d=0,1$; (b) $Re=14.000$ e $s/d=0,05$ e (c) $Re=14.000$ e $s/d=0,1$; enquanto as condições de operação reproduzidas de Salinas Casanova (2001) foram: (a) $Re=5.000$ e $s/d=0,03$ e (b) $Re=5.000$ e $s/d=0,05$. Os resultados das comparações das distribuições de pressão sobre a superfície do disco frontal são apresentados nas Figuras 4.10 a 4.14. Observa-se que cada condição de operação foi repetida três vezes para verificar a repetibilidade dos dados. Em cada teste os procedimentos de reposicionamento do disco frontal (incluindo o ajuste inicial dos sensores ópticos) e de ajuste da vazão do escoamento foram repetidos. Desta forma, os resultados apresentados contabilizam as incertezas do afastamento entre discos, s , e do número de Reynolds, Re , ambos devidas à capacidade de ajuste destes parâmetros.

Figura 4.10 – Comparação da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os resultados de Souto (2002), para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$.



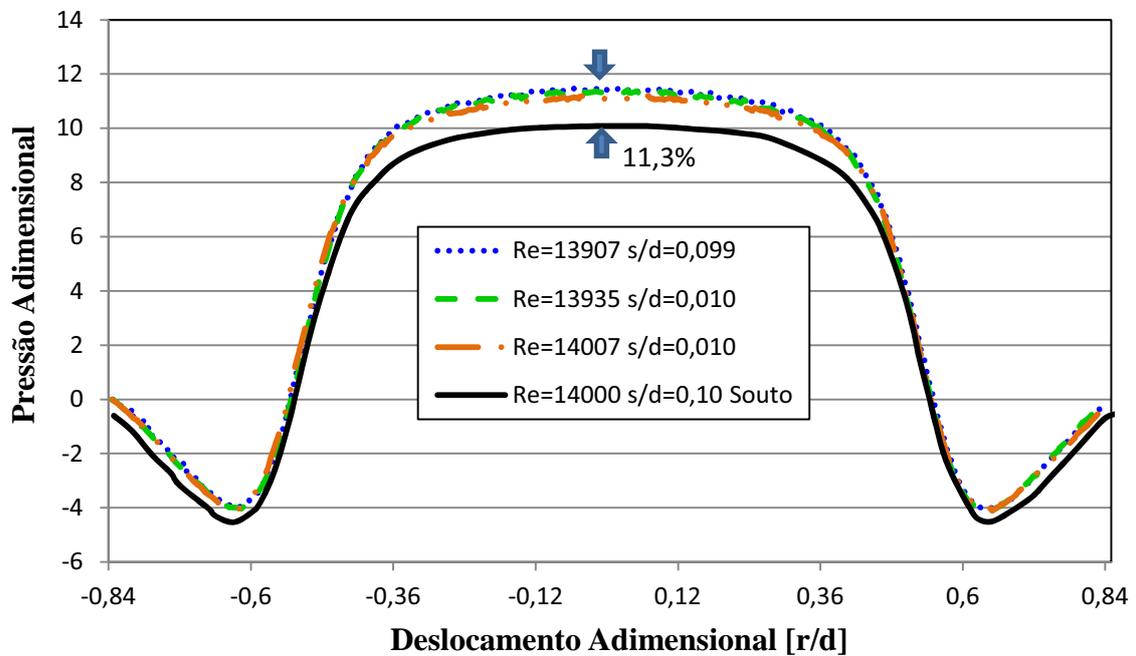
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 4.11 – Comparação da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os resultados de Souto (2002), para $Re=14.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$.



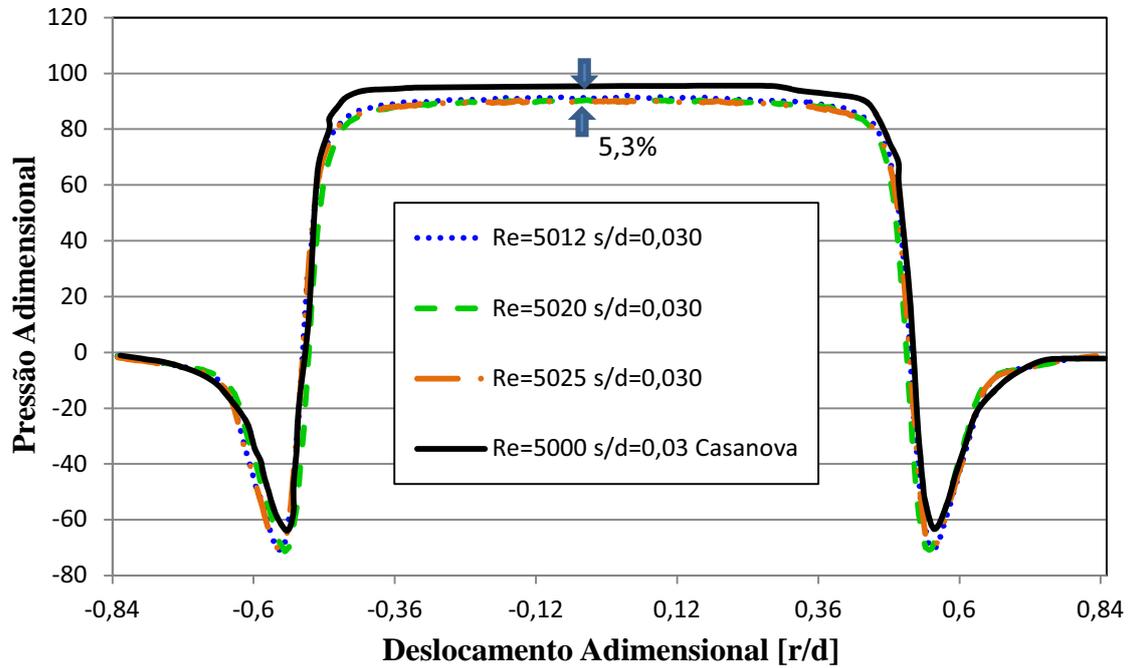
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 4.12 – Comparação da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os resultados de Souto (2002), para $Re=14.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,10$.



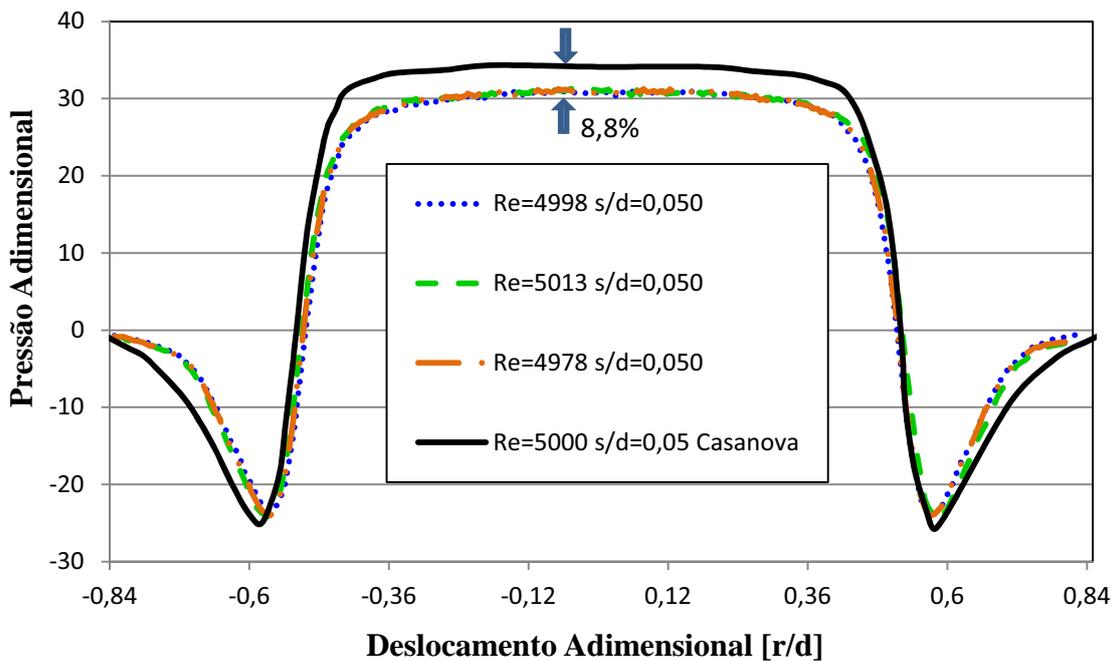
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 4.13 – Comparação da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os resultados de Salinas Casanova (2001), para $Re=5.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,03$.



Fonte: Elaboração do próprio autor

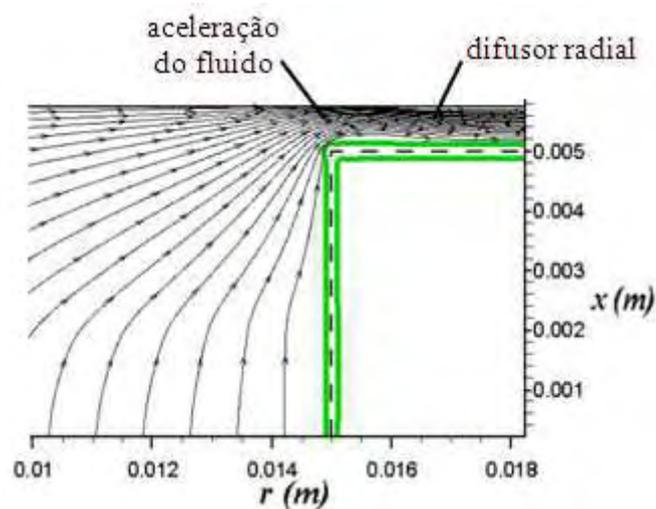
Figura 4.14 – Comparação da distribuição de pressão sobre o disco frontal com os resultados de Salinas Casanova (2001), para $Re=5.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Analisando o comportamento da distribuição de pressão sobre a superfície do disco frontal em todas as condições de operação apresentadas nas Figuras 4.10 a 4.14, nota-se características semelhantes. Observa-se uma região central ($-0,5 < r/d < 0,5$) onde constata-se pressões mais elevada, seguida de uma redução abrupta de pressão na região próxima a $r/d = \pm 0,5$ e, finalmente, uma região de recuperação de pressão até a saída do difusor. Este comportamento é bastante conhecido na literatura. A região central de pressão mais elevada é devida à grande desaceleração do fluido, enquanto que a redução brusca de pressão é causada pela aceleração do fluido ao escoar para o canal formado entre o disco frontal e o disco anterior, região denominada de difusor radial. Esta aceleração ocorre devido à grande redução da área de escoamento do fluido, podendo causar pressões manométricas negativas como as observadas nos testes apresentados. Em seguida, em função do aumento de área na direção radial, por isso a denominação de difusor, ocorre uma recuperação de pressão. A região de aceleração do fluido é bem representada nos resultados das simulações de Lacerda (2009), mostradas aqui na Figura 4.15, onde se percebe a convergência das linhas de corrente na região de entrada do difusor radial.

Figura 4.15 – Comportamento das linhas de correntes na região de entrada do difusor radial.



Fonte: Lacerda (2009).

Antes de avaliar estes resultados, é importante ter conhecimento das incertezas experimentais dos parâmetros medidos e calculados, o que é feito a seguir.

4.3.1 Estimativa das incertezas experimentais

O Apêndice C apresenta o procedimento para a estimativa das incertezas dos parâmetros medidos e calculados. Alguns exemplos de estimativas são apresentados nas Tabelas 4.1 a 4.3 para diferentes condições de operação.

Tabela 4.1 – Incertezas para $Re=8.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$.

Grandeza	Valor Típico	Incerteza	Incerteza [%]
P_u [Pa]	98025	150	0,15%
T [K]	296,4	0,5	0,17%
P_{atm} [Pa]	97800	50	0,05%
ρ [kg/m ³]	1,152	0,003	0,26%
μ [Pa.s]	$1,840 \times 10^{-5}$	3×10^{-8}	0,16%
\dot{m} [kg/s]	$4,04 \times 10^{-3}$	4×10^{-5}	0,99%
\bar{V} [m/s]	3,68	0,04	1,09%
P [Pa]	240	4	1,67%
P_{adm}	30,0	0,5	1,67%
Reynolds	8040	81	1,01%

Tabela 4.2 – Incertezas para $Re=10.000$, $D/d=1,66$ e $s/d=0,05$.

Grandeza	Valor Típico	Incerteza	Incerteza [%]
P_u [Pa]	98200	150	0,15%
T [K]	295,9	0,5	0,17%
P_{atm} [Pa]	97800	50	0,05%
ρ [kg/m ³]	1,155	0,003	0,26%
μ [Pa.s]	$1,830 \times 10^{-5}$	3×10^{-8}	0,16%
\dot{m} [kg/s]	$5,04 \times 10^{-3}$	5×10^{-5}	0,99%
\bar{V} [m/s]	4,57	0,05	1,09%
P [Pa]	367	4	1,09%
P_{adm}	30,0	0,4	1,33%
Reynolds	10033	101	1,01%

Tabela 4.3– Incertezas para $Re=14.000$, $D/d=1,5$ e $s/d=0,07$.

Grandeza	Valor Típico	Incerteza	Incerteza [%]
P_u [Pa]	97992	150	0,15%
T [K]	292,4	0,5	0,17%
P_{atm} [Pa]	97800	50	0,05%
ρ [kg/m ³]	1,168	0,003	0,26%
μ [Pa.s]	$1,820 \times 10^{-5}$	2×10^{-8}	0,11%
\dot{m} [kg/s]	$6,93 \times 10^{-3}$	7×10^{-5}	1,01%
\bar{V} [m/s]	6,23	0,06	0,96%
P [Pa]	430	4	0,93%
P_{adm}	19,0	0,3	1,58%
Reynolds	13951	140	1,00%

4.3.2 Análise final dos resultados de validação da bancada experimental

A análise dos resultados mostrados nas Figuras 4.10 a 4.14 indica que a bancada pode ser considerada validada. A maior discrepância obtida foi de 13,8% para a pressão na região de estagnação do escoamento ($r/d=0$). Entretanto, nota-se que os números de Reynolds dos testes são ligeiramente menores do que aquele testado por Souto (2002), o que pode justificar os menores valores medidos por Souto (2002). Neste problema, o aumento do número de Reynolds possui a tendência de aumentar a pressão na região de estagnação (numerador da pressão adimensional), mas também aumenta a energia cinética do escoamento (denominador da pressão adimensional), o que possui a tendência de reduzir a pressão, podendo justificar parte da discrepância em relação ao teste de Souto (2002). Considerando a sensibilidade do problema com relação aos valores de afastamento entre discos e de vazão do escoamento (número de Reynolds) e as incertezas de ambos os resultados, pode-se dizer que as concordâncias entre os resultados deste trabalho e os dados de Souto (2002) e Salinas Casanova (2001) são muito boas.

CAPÍTULO 5 – ANÁLISE DO ESCOAMENTO EM UM DIFUSOR RADIAL COM DISCO FRONTAL FIXO

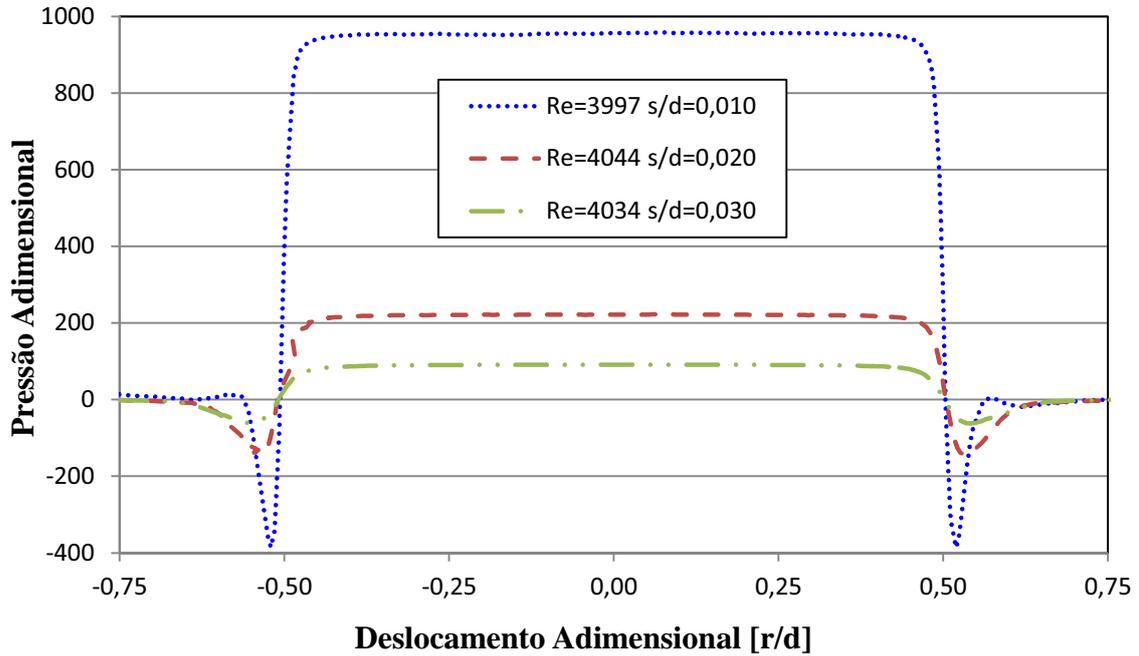
Após sua validação, a bancada experimental pode ser utilizada para o estudo de outras configurações de escoamento. Com o objetivo de avaliar as potencialidades da bancada, o escoamento em um difusor radial com relação de diâmetro igual a $D/d=1,5$, que é uma relação muito usada em alguns compressores herméticos alternativos, é investigado neste capítulo. A análise do escoamento é realizada para números de Reynolds variando de 4.000 a 20.000, considerando afastamentos adimensionais entre discos, s/d , na faixa de 0,01 a 0,09.

Inicialmente são apresentados resultados para a distribuição de pressão sobre a superfície do disco frontal, discutindo-se a influência do afastamento e do número de Reynolds nas características principais do escoamento. Em seguida, utilizando estes dados é possível calcular dois parâmetros globais importantes quando o assunto é válvula de compressor de refrigeração: a área efetiva de força e o coeficiente de descarga. Estes parâmetros são muito utilizados pelos projetistas de válvula, pois possibilitam o cálculo dos dois principais parâmetros de projeto: a força real atuando na válvula e a vazão real do fluido pela válvula. Estes dados também são usados em programas de simulação de compressores para a descrição do comportamento dos sistemas de válvulas, sem a necessidade do uso de modelagens detalhadas do escoamento pelas válvulas, o que reduz significativamente o tempo computacional de simulação.

5.1 Distribuição de pressão sobre a superfície do disco frontal

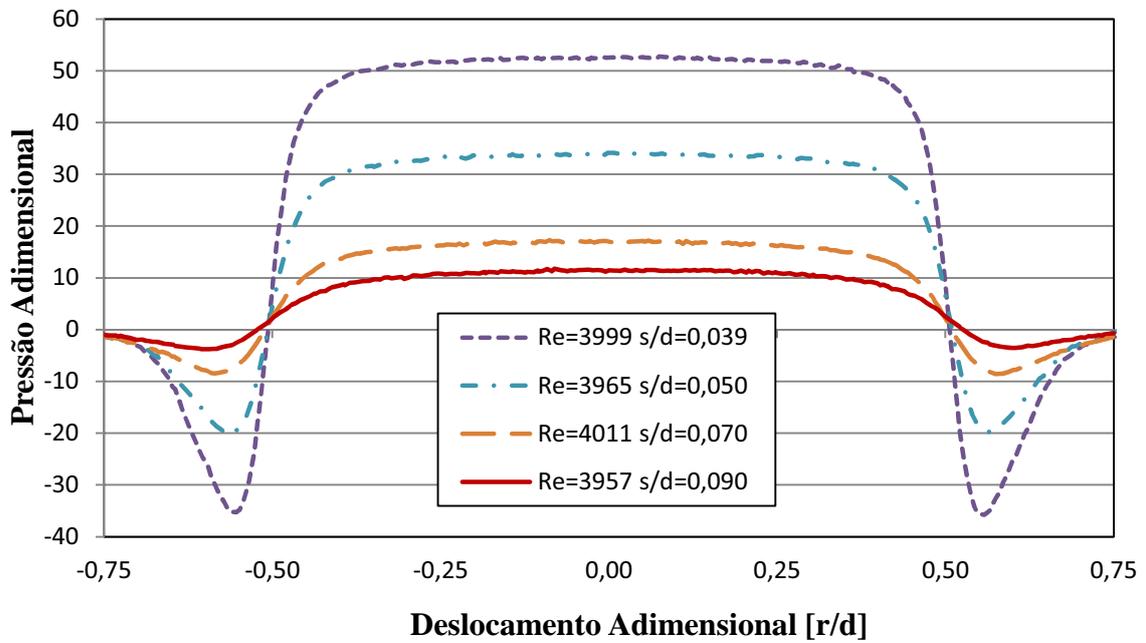
Os resultados para a distribuição de pressão sobre o disco frontal são apresentados nas Figuras 5.1 a 5.10, considerando números de Reynolds de 4.000, 8.000, 12.000, 16.000 e 20.000 e afastamentos, s/d , de 0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,07 e 0,09. Para melhor visualização dos resultados, os gráficos de um mesmo número de Reynolds foram separados em função do afastamento: um primeiro conjunto de resultados foi apresentado para os afastamentos $s/d=0,01$, 0,02 e 0,03; um segundo conjunto foi apresentado para os afastamentos de 0,04, 0,05, 0,07 e 0,09.

Figura 5.1 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=4.000$ e afastamentos $s/d=0,01, 0,02$ e $0,03$.



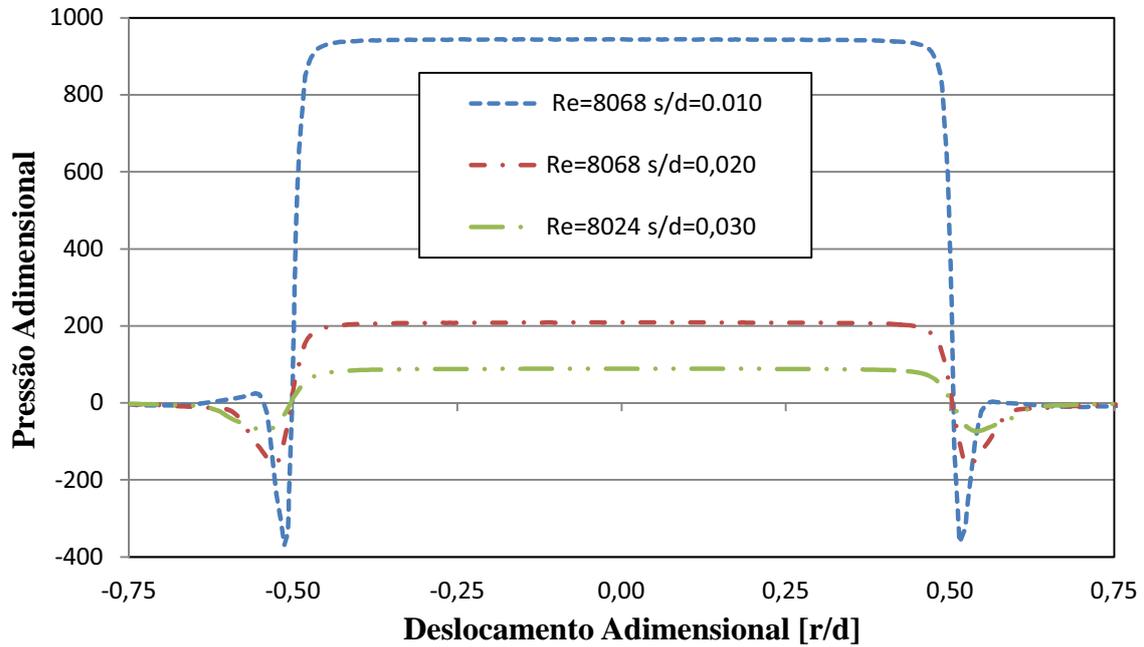
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.2 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=4.000$ e afastamentos $s/d=0,04, 0,05, 0,07$ e $0,09$.



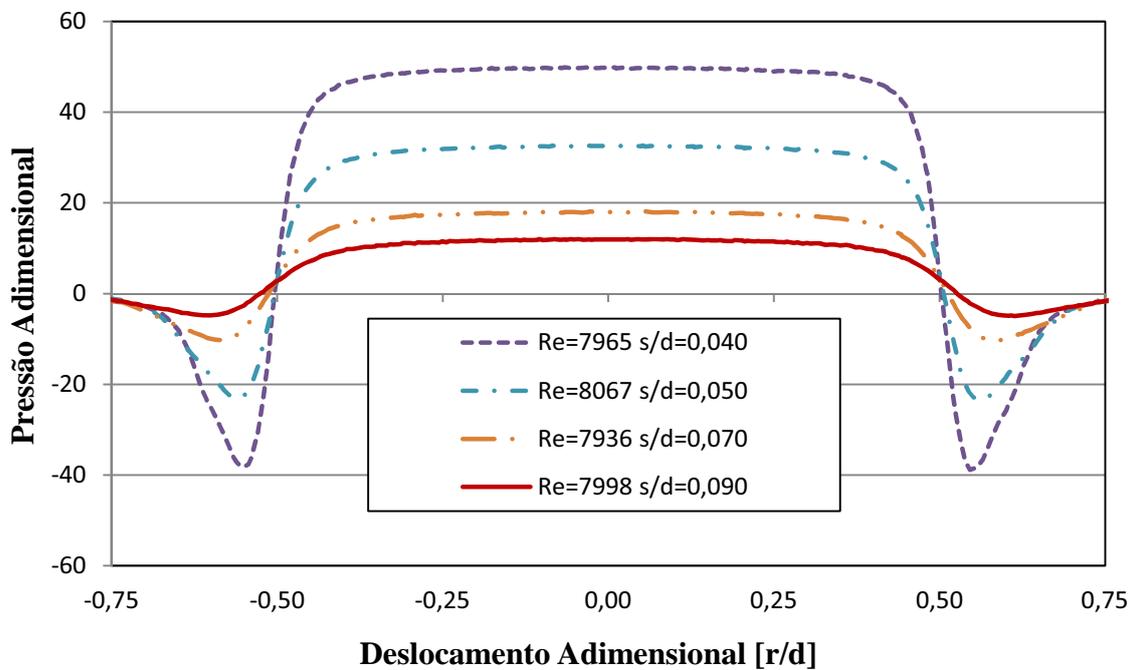
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.3 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=8.000$ e afastamentos $s/d=0,01, 0,02$ e $0,03$.



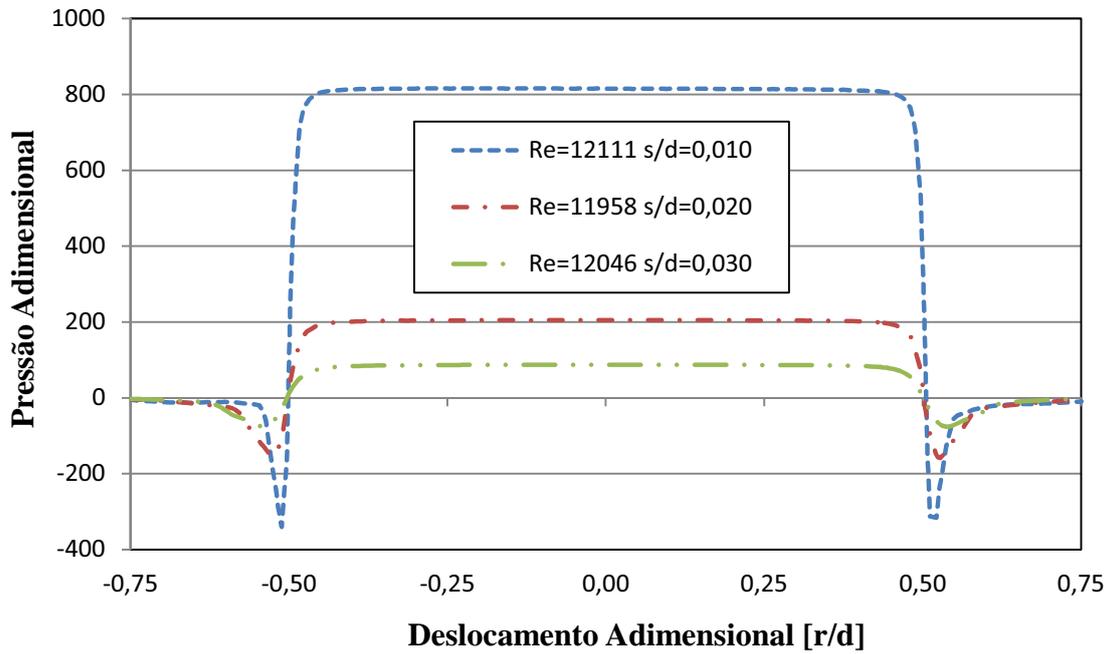
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.4 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=8.000$ e afastamentos $s/d=0,04, 0,05, 0,07$ e $0,09$.



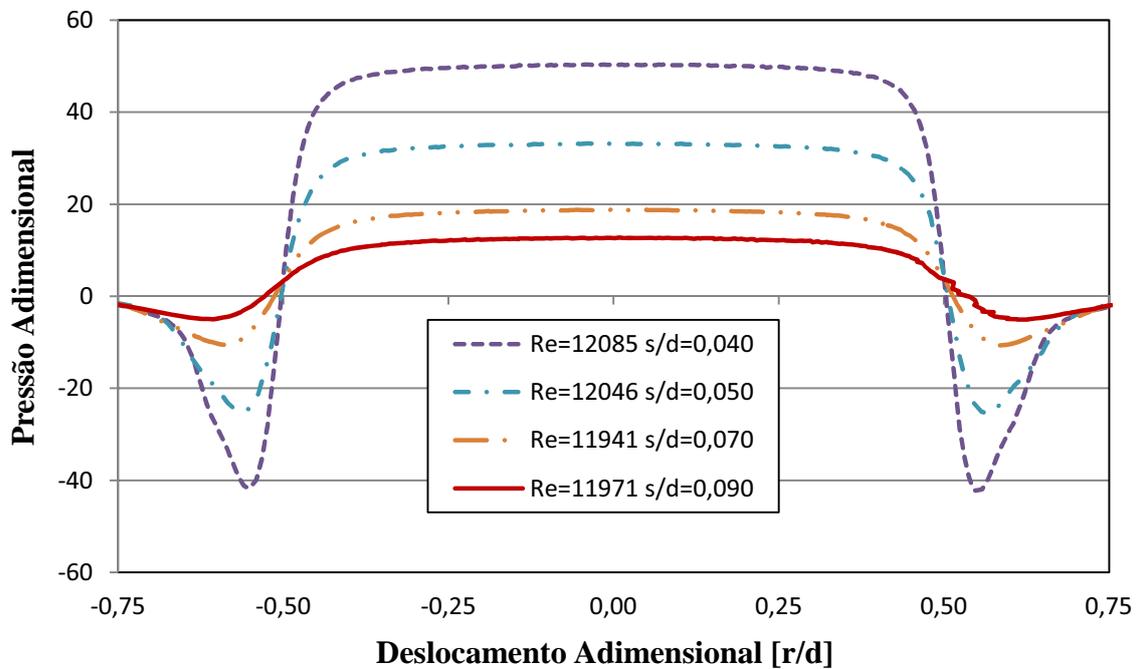
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.5 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=12.000$ e afastamentos $s/d=0,01, 0,02$ e $0,03$.



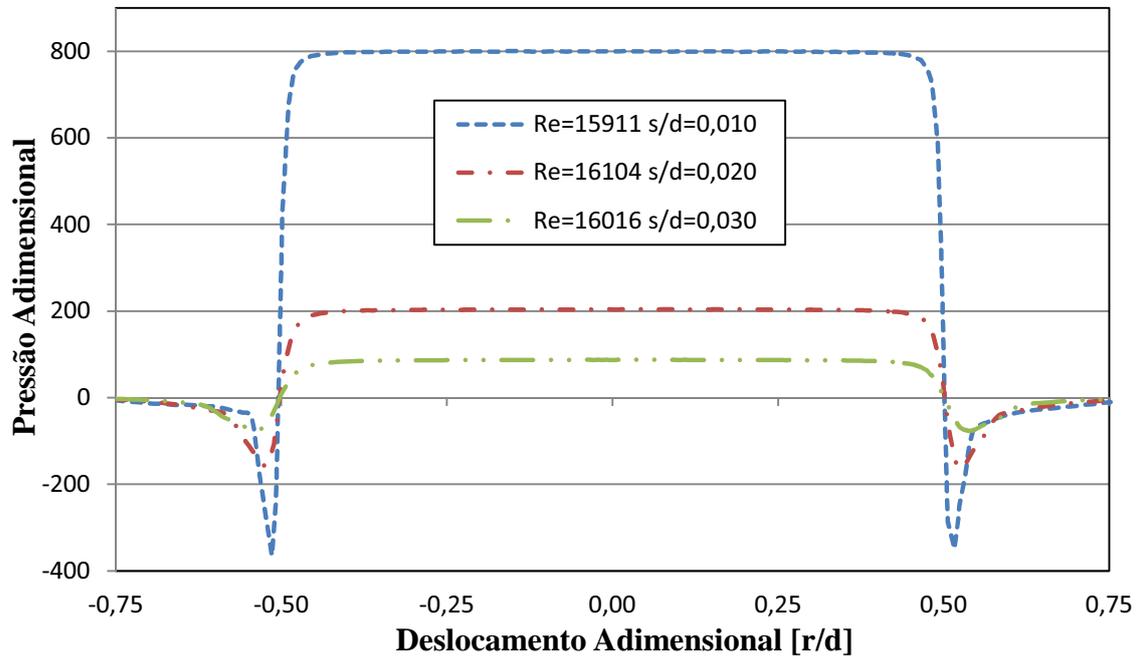
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.6 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=12.000$ e afastamentos $s/d=0,04, 0,05, 0,07$ e $0,09$.



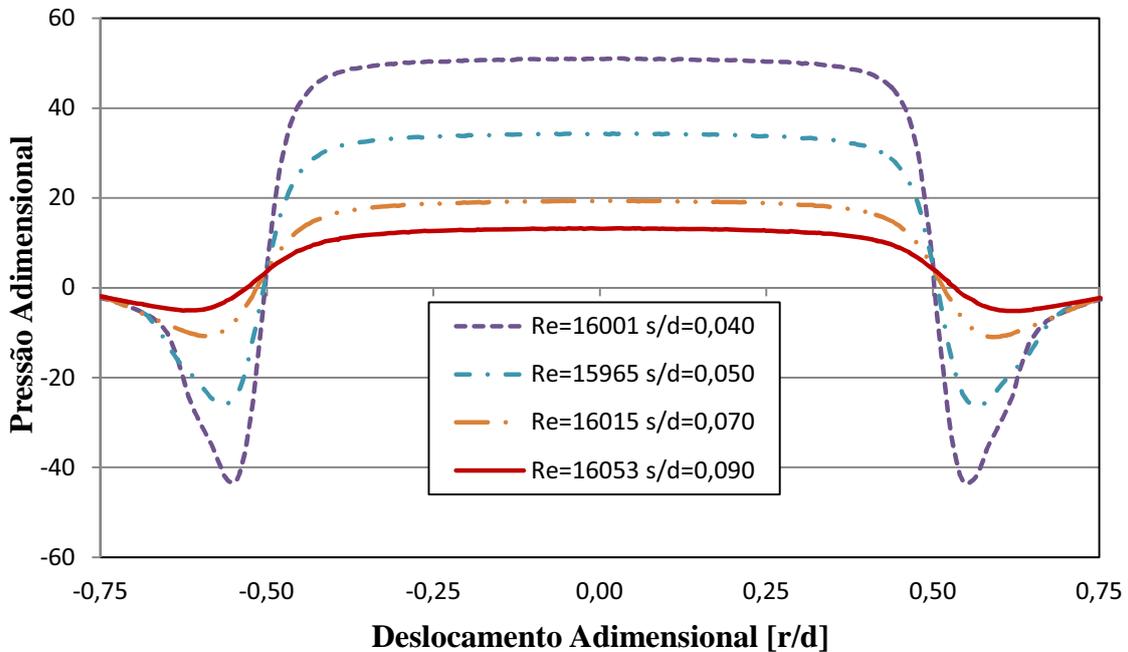
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.7 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=16.000$ e afastamentos $s/d=0,01, 0,02$ e $0,03$.



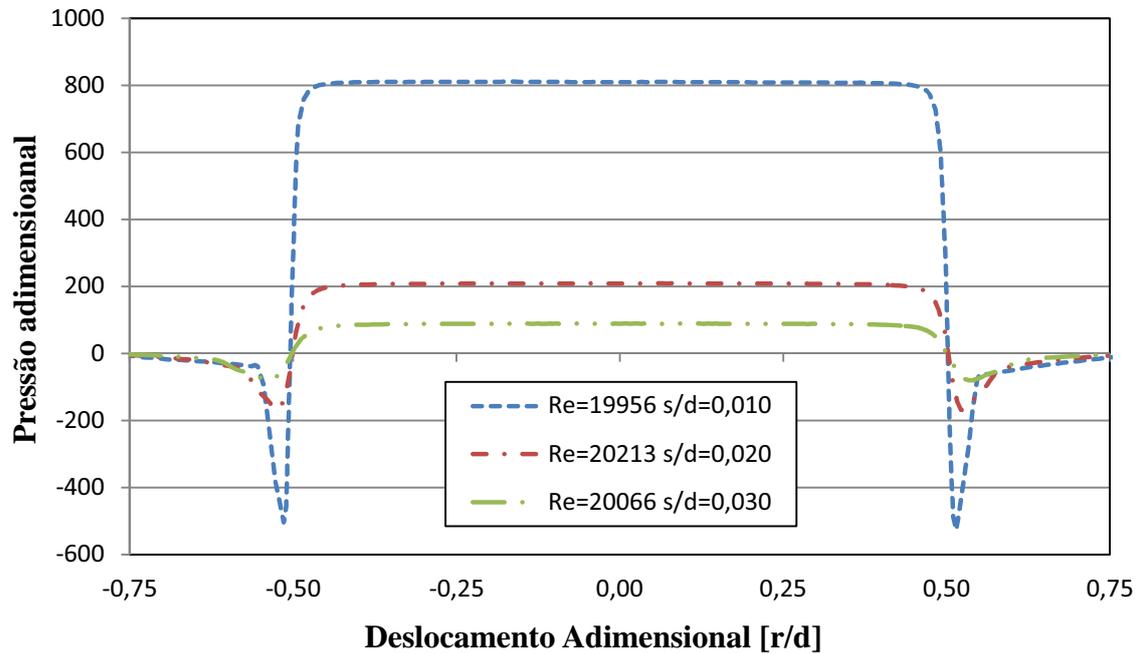
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.8 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=16.000$ e afastamentos $s/d=0,04, 0,05, 0,07$ e $0,09$.



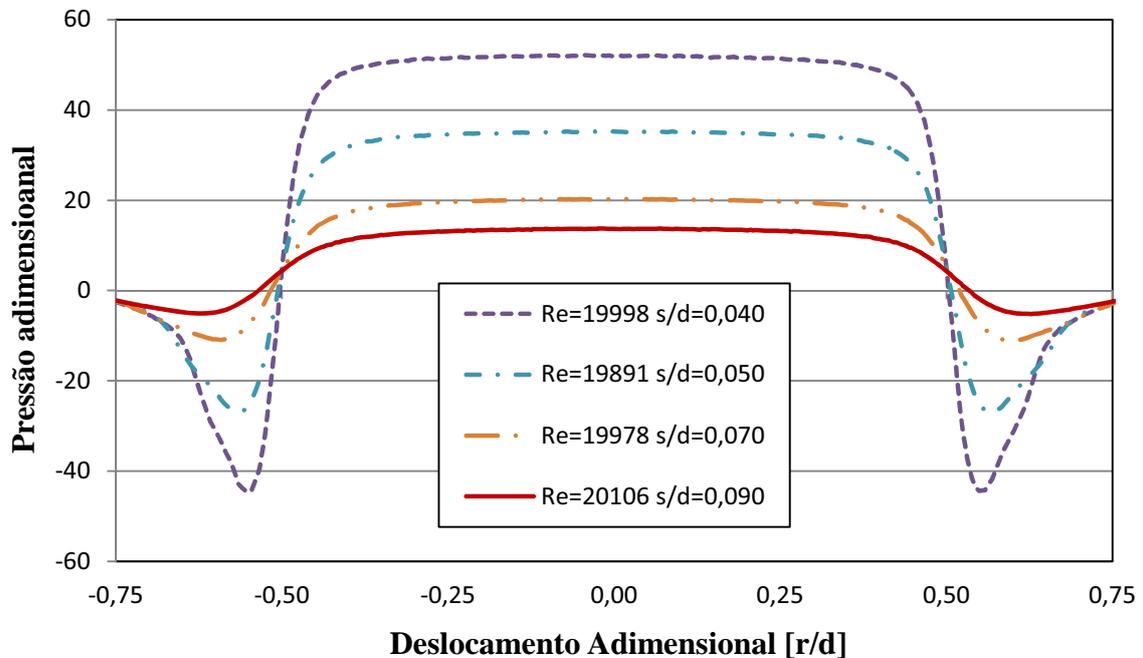
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.9 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=20.000$ e afastamentos $s/d=0,01, 0,02$ e $0,03$.



Fonte: Elaboração do próprio autor

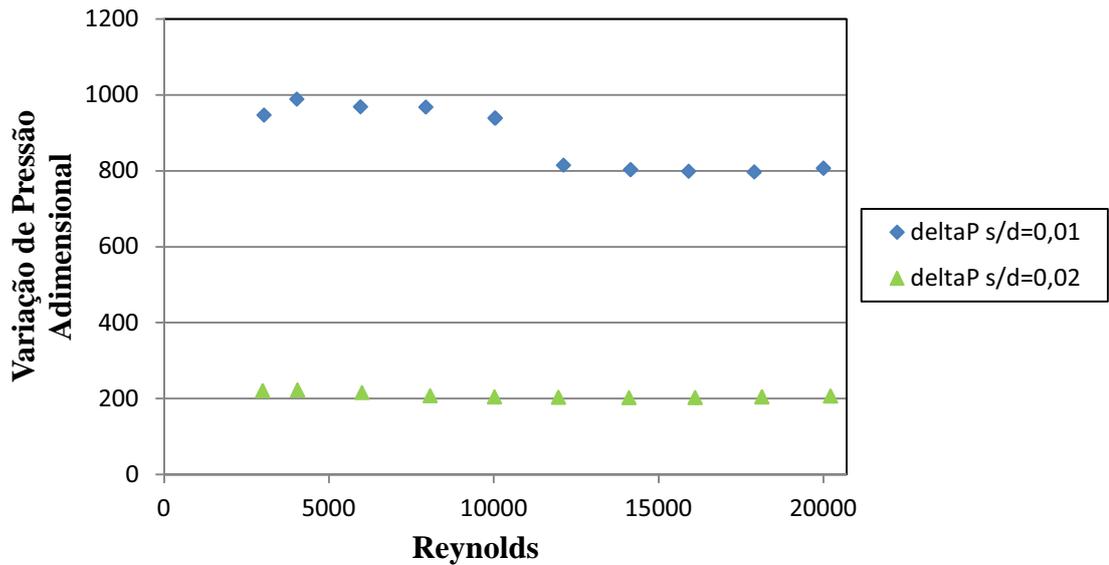
Figura 5.10 – Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal para $Re=20.000$ e afastamentos $s/d=0,04, 0,05, 0,07$ e $0,09$.



Fonte: Elaboração do próprio autor

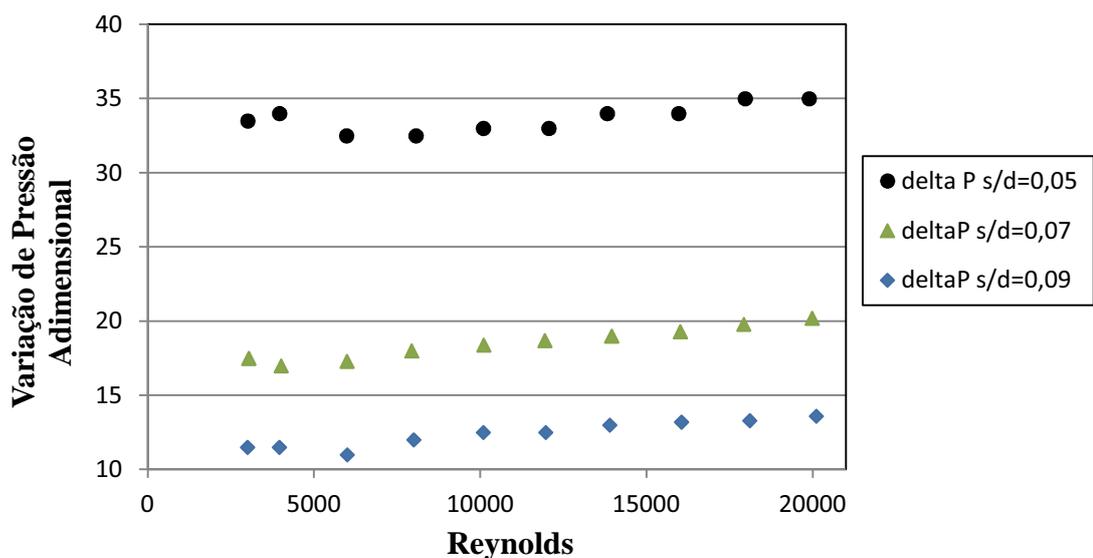
As Figuras 5.11 e 5.12 mostram a queda de pressão adimensional em função do número de Reynolds para diversos afastamentos. A queda de pressão é medida pela diferença de pressão entre a região de estagnação e a região de saída do difusor.

Figura 5.11 – Variação de pressão imposta ao escoamento, ao passar pelo difusor radial de relação de diâmetros $D/d = 1,5$, para afastamentos adimensionais: 0,01 e 0,02.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.12 – Variação de pressão imposta ao escoamento, ao passar pelo difusor radial de relação de diâmetros $D/d = 1,5$, para afastamentos adimensionais: 0,05; 0,07 e 0,09.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Analisando os resultados, observa-se um comportamento semelhante entre os diferentes ensaios. Como esperado, a pressão na região central do disco, pressão que estabelece a queda de pressão do escoamento no difusor, diminui com o aumento do afastamento entre discos, visto que os efeitos viscosos se tornam menores com o aumento do afastamento. Além disso, nota-se que os valores de pressão negativa na região de entrada do difusor aumentam com o aumento do afastamento, o que é justificável pela menor aceleração do escoamento na entrada do difusor.

Observa-se ainda, uma grande redução da pressão para os pequenos afastamentos. Por exemplo, para $Re=20.000$, quando o afastamento é aumentado de 0,01 para 0,02, a pressão reduz de 800 para 200, enquanto que uma redução de 200 para um pouco menos de 100 é observada quando o afastamento aumenta de 0,02 para 0,03. Isto permite concluir que a influência do valor do afastamento sobre o perfil de pressão é mais pronunciado para os menores valores de afastamento, onde os efeitos viscosos são mais significativos. À medida que o afastamento aumenta, os efeitos de inércia tornam-se significativos. Este mesmo comportamento é notado para os demais afastamentos e números de Reynolds.

Outro aspecto interessante que é observado dos resultados é o comportamento da pressão adimensional. Intuitivamente era esperado que a pressão sempre aumentasse com o aumento do número de Reynolds, porém nem sempre isto é observado, Figuras 5.11 e 5.12. Isto ocorre porque embora a pressão adimensional seja diretamente proporcional à pressão dimensional, ela é inversamente proporcional à velocidade do escoamento (Equação 1). Portanto um aumento do número de Reynolds pode implicar em aumento ou redução da pressão adimensional.

Como já foi explicado anteriormente, o escoamento através do difusor radial é dominado por efeitos viscosos e inerciais. Os efeitos viscosos se tornam menos importantes conforme se eleva o número de Reynolds ou se aumenta a distância do afastamento entre os discos. Todavia, é difícil identificar a transição em que os efeitos inerciais superam os efeitos viscosos e passam a ser preponderantes no comportamento do escoamento. Os resultados da Figura 5.11 mostram uma quebra de tendência na região de Reynolds 10.000 para o caso $s/d = 0,01$. Este comportamento permite suspeitar que esteja ocorrendo uma inversão de preponderância entre os efeitos viscosos e inerciais, porém, para que exista uma análise mais conclusiva, é necessário um estudo mais aprofundado, utilizando simulações numéricas e técnicas experimentais de maior tecnologia.

5.2 Área efetiva de força e coeficiente de descarga

O projeto e a simulação do funcionamento de compressores de refrigeração ainda necessitam muito de resultados experimentais, seja para a validação de modelagens ou de metodologias numéricas, ou para simplificar os modelos de solução dos problemas. Em sistemas de válvulas de compressores, necessita-se do conhecimento da força atuando sobre válvula e da vazão de fluido em condições reais de operação, que são dois parâmetros de difícil obtenção em função da complexidade do problema de funcionamento da válvula: escoamento compressível, transientes muito rápidos, escoamento turbulento e interação fluido-estrutura. Para facilitar o projeto e modelagem do problema, dois parâmetros globais são bastante utilizados: a área efetiva de força e o coeficiente de descarga.

5.2.1 Área efetiva de força

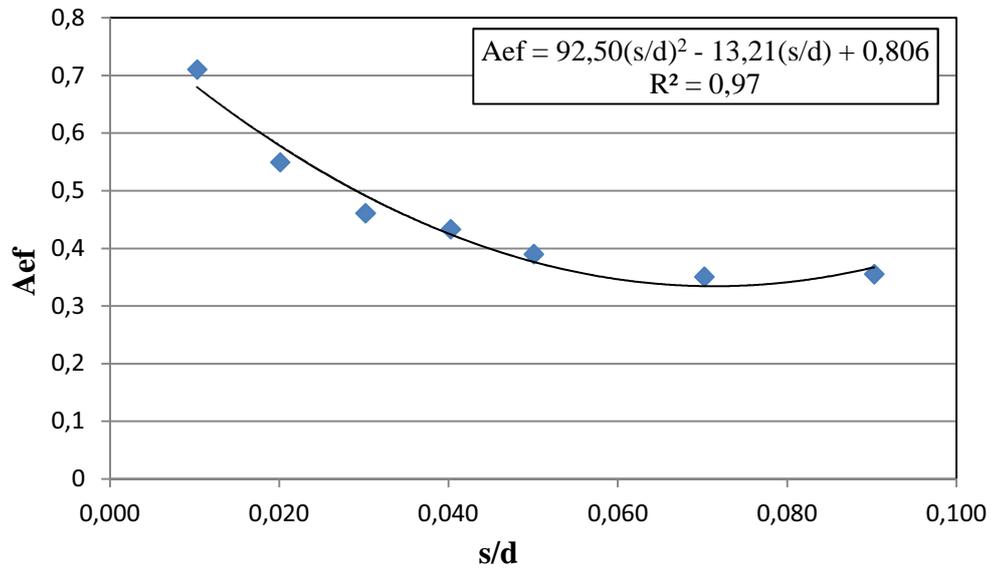
Como descrito no item anterior, os resultados da distribuição de pressão sobre o disco frontal mostram que a pressão atuante não é constante. Em válvulas reais esta distribuição de pressão é ainda mais complexa. A definição de área efetiva de força surge com o objetivo de determinar uma área capaz de fornecer a mesma força exercida pelo campo real de pressão, mas com o uso de um campo de pressão constante, ou seja,

$$A_{ef} = \frac{F_v}{\Delta P_v} \quad (5.1)$$

onde F_v é a força real atuando sobre a válvula e ΔP_v é a diferença de pressão do escoamento pela válvula. No caso do difusor radial, calculou-se a área efetiva de força na forma adimensional, dada pela força adimensional atuando sobre o disco (produto entre a pressão adimensional e a área adimensional baseada no raio adimensional, r/d). Considerando os dados experimentais, a força real adimensional é obtida pela integração numérica do campo de pressão adimensional atuando sobre a área adimensional do disco frontal, e a diferença de pressão é dada pela pressão manométrica adimensional no centro do disco frontal. As Figuras 5.13 a 5.15 apresentam os resultados para a área efetiva de

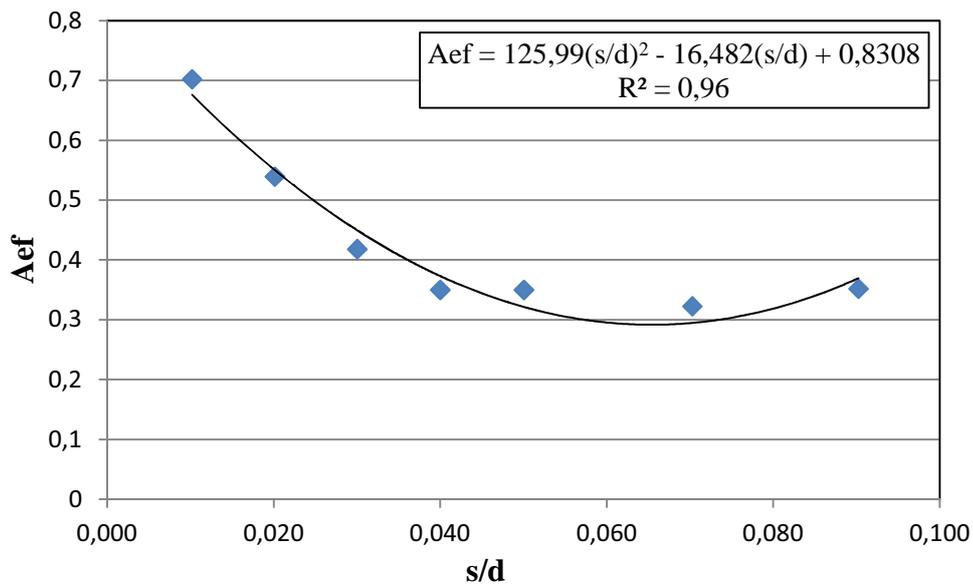
força adimensional em função do afastamento entre discos, para $Re=3.000$, 10.000 e 18.000 .

Figura 5.13 – Área efetiva de força adimensional em função do afastamento adimensional para $Re=3.000$.



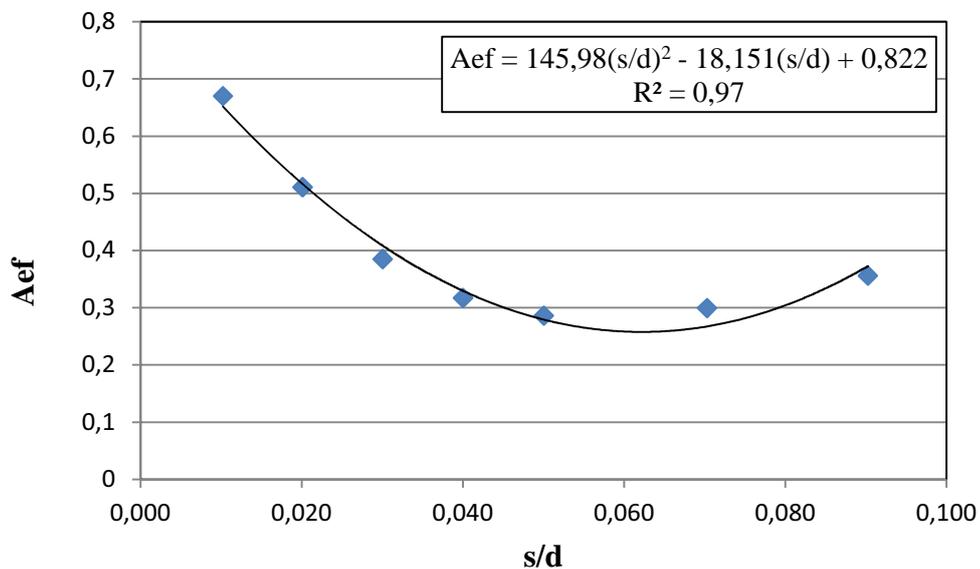
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.14 – Área efetiva de força adimensional em função do afastamento adimensional para $Re=10.000$.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.15 – Área efetiva de força adimensional em função do afastamento adimensional para $Re=18.000$.



Fonte: Elaboração do próprio autor

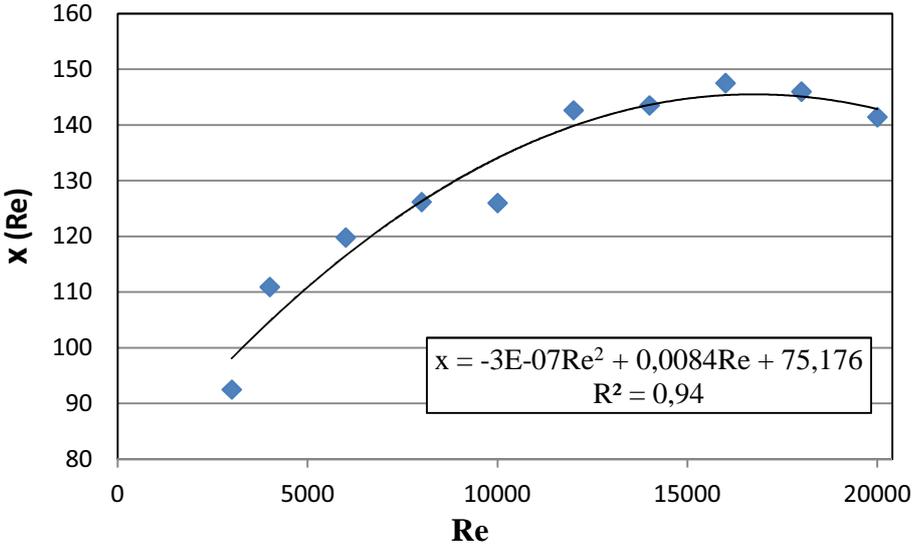
Os dados experimentais de área efetiva de força adimensional foram ajustados usando um polinômio de segundo grau, mostrando uma boa qualidade de ajuste (R^2 em torno de 0,97). O mesmo tipo de ajuste foi realizado para os demais testes, fornecendo a mesma qualidade de ajuste.

Buscou-se encontrar uma expressão generalizada para calcular a área efetiva de força, considerando os coeficientes dos polinômios ajustados em todos os casos como funções do número de Reynolds, na forma:

$$A_{ef} = x(Re) \cdot (s/d)^2 + y(Re) \cdot (s/d) + z \quad (5.2)$$

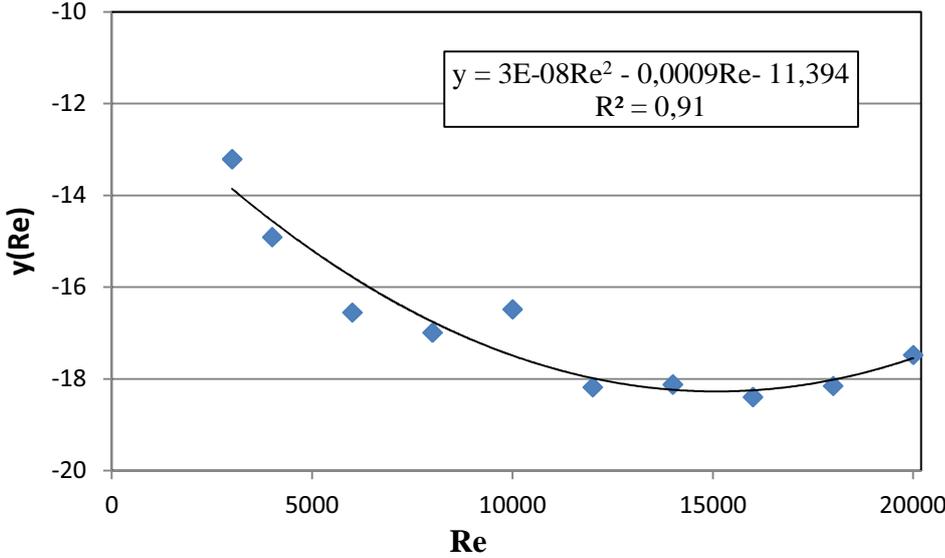
onde os coeficientes $x(Re)$, $y(Re)$ e $z(Re)$, são ajustados usando-se os respectivos coeficientes de cada teste. As Figuras 5.16 a 5.18 apresentam os resultados destes ajustes.

Figura 5.16 – Ajuste do coeficiente x em função do número de Reynolds.



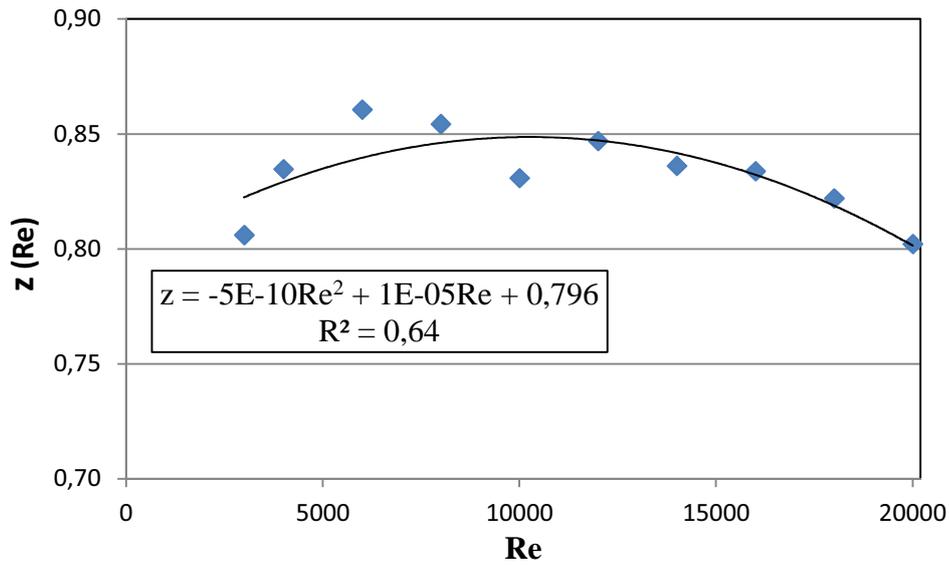
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.17 – Ajuste do coeficiente y em função do número de Reynolds.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.18 – Ajuste do coeficiente z em função do número de Reynolds.



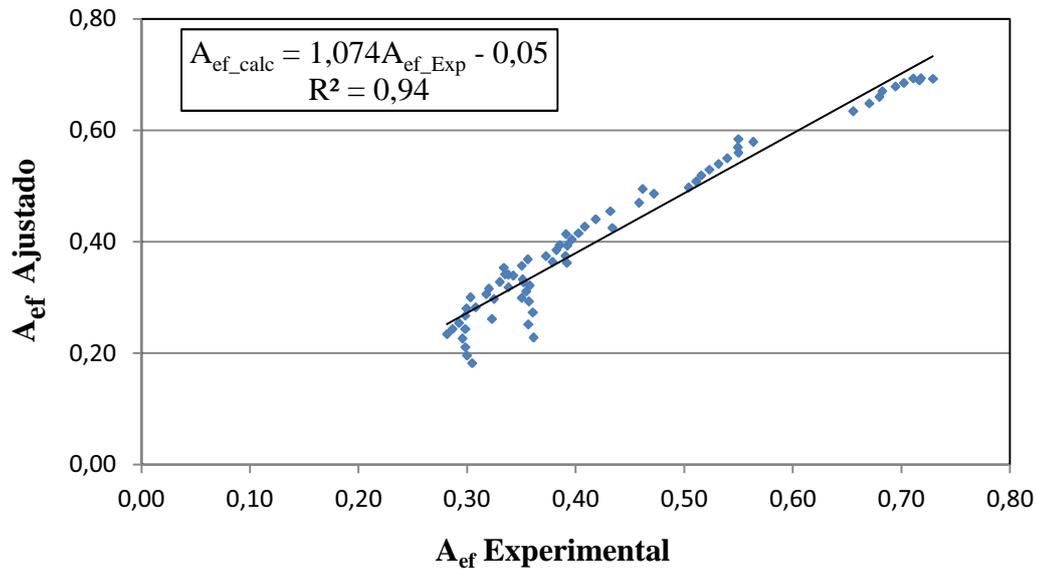
Fonte: Elaboração do próprio autor

Observa-se que z varia pouco com o número de Reynolds, de modo que será considerado um valor constante médio $z = 0,833$. Desta forma, a equação geral ajustada é dada por:

$$A_{ef} = [-3 \times 10^{-7} Re^2 + 8,4 \times 10^{-3} Re + 75,176] (s/d)^2 + [3 \times 10^{-8} Re^2 - 9 \times 10^{-4} Re - 11,394] (s/d) + 0,833 \quad (5.3)$$

A comparação dos resultados obtidos experimentalmente com os resultados obtidos pela Equação (5.3) é apresentada na Figura 5.19.

Figura 5.19 – Comparação entre os resultados experimentais e os resultados calculados pela Equação (5.3) para a área efetiva de força.



Fonte: Elaboração do próprio autor

O desvio médio quadrático médio (RMS) destes dados é de 5,5%. Este é um resultado importante para projetistas de válvula, uma vez que fornece uma equação para a área efetiva de força e, conseqüentemente, para a força atuando sobre a válvula. Mesmo que esta força tenha sido obtida para a geometria do difusor radial e em condições estáticas, este tipo de dado tem sido muito usado no projeto de válvulas.

5.2.2 Coeficiente de descarga

O coeficiente de descarga é definido como a razão entre a vazão real do escoamento na válvula e a vazão teórica obtida no escoamento isentrópico e um orifício de seção circular.

$$C_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (5.4)$$

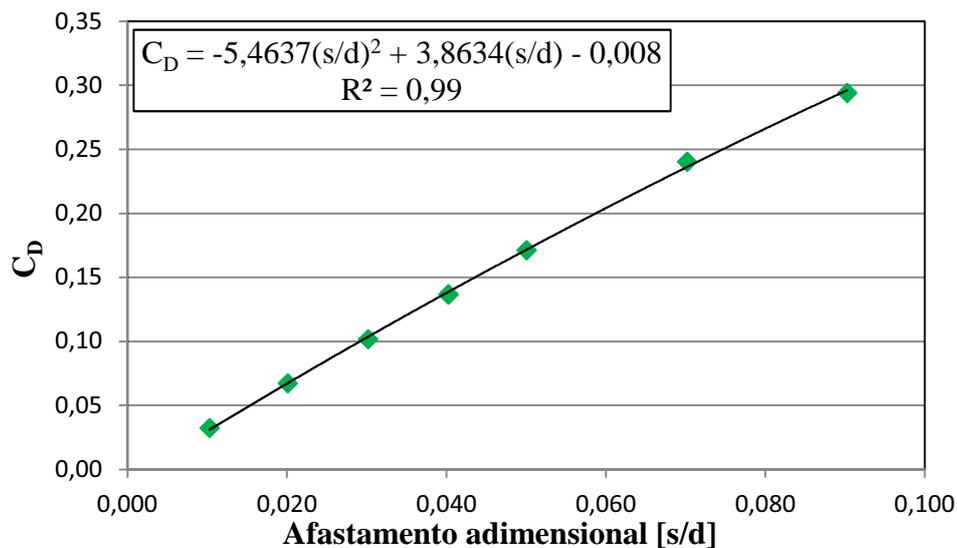
Onde \dot{m} é a vazão mássica real e \dot{m}_{th} e a vazão mássica para o escoamento isentrópico. No caso do difusor radial, a vazão mássica real é medida por meio do medidor de vazão tipo Coriolis. A vazão teórica é calculada para o problema do escoamento isentrópico e compressível em um orifício de seção circular, como descrito detalhadamente no Apêndice D, fornecendo a seguinte equação:

$$\dot{m}_{th} = \frac{\rho_u A}{\left[1 + \frac{1}{2}(k-1)M^2\right]^{\frac{1}{k-1}}} \times \sqrt{2RT_u \frac{k}{k-1} \left(1 - \left(\frac{P_V}{P_U}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)} \quad (5.5)$$

Onde A é a área do orifício. No estudo do difusor radial e da própria válvula dos compressores, é prática comum entre os pesquisadores utilizar a área do orifício de alimentação como área de referência. Neste trabalho optou-se por manter esta prática e adotou-se um orifício com diâmetro igual ao diâmetro interno do tubo de alumínio.

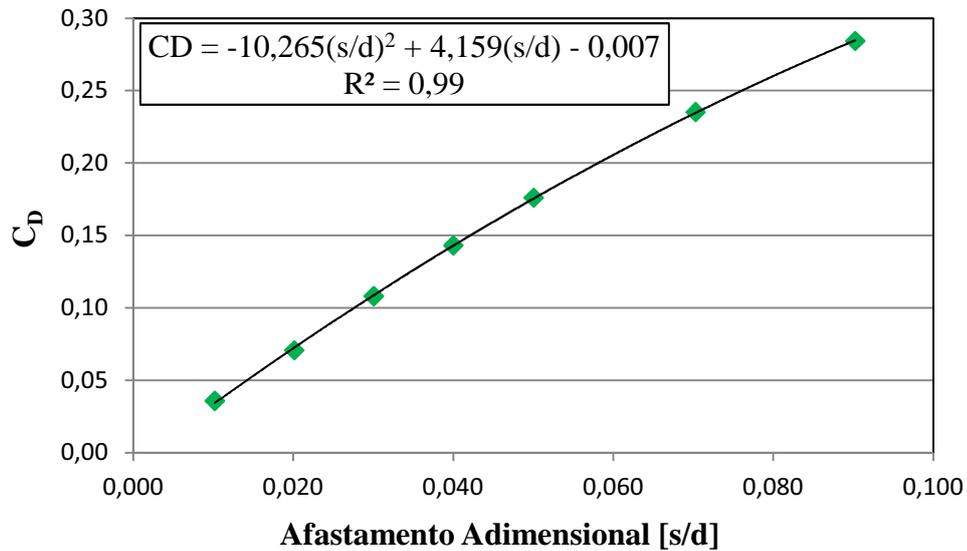
As Figuras 5.20 a 5.22 mostram os resultados de coeficiente de descarga para os casos de Reynolds 3.000, 10.000 e 18.000 em função do afastamento adimensional.

Figura 5.20 – Coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional, para $Re=3.000$.



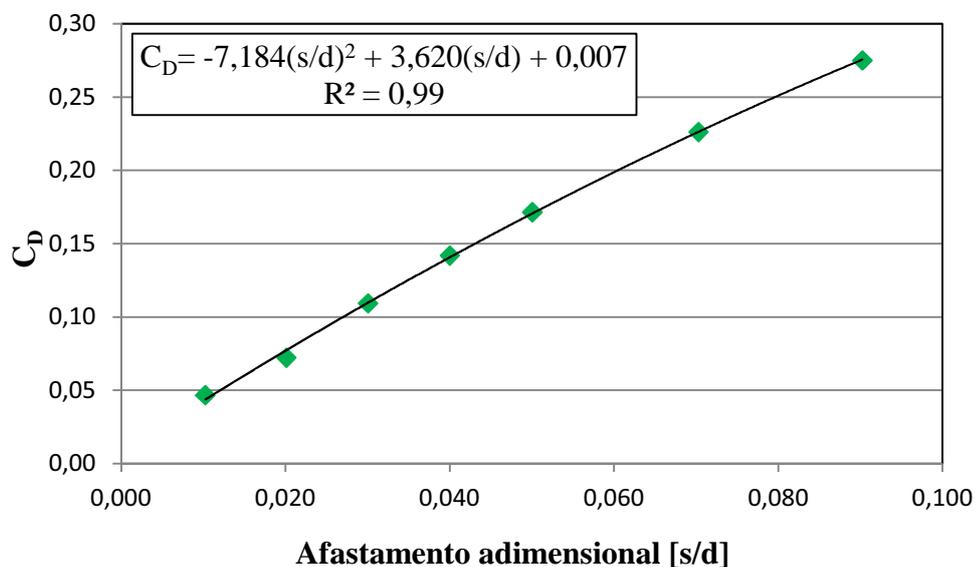
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.21 – Coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional, para $Re=10.000$.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 5.22 – Coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional, para $Re=18.000$.



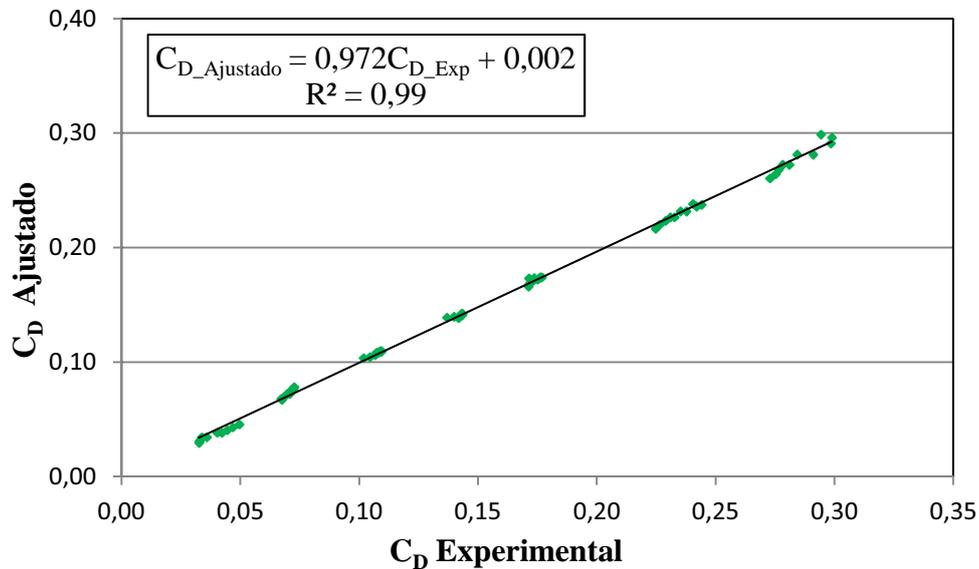
Fonte: Elaboração do próprio autor

Usando o mesmo procedimento adotado para os ajustes realizados para a área efetiva de força, obteve-se uma equação para o coeficiente de descarga,

$$C_d = [5 \times 10^{-8} Re^2 - 0,0013 Re - 2,1266] \times (s/d)^2 + [-5 \times 10^{-9} Re^2 + 9 \times 10^{-5} Re + 3,6986](s/d) - 0,00214 \quad (5.5)$$

A Figura 5.23 apresenta a comparação entre os valores do coeficiente de descarga ajustados pela Equação (5.5) e os valores obtidos experimentalmente.

Figura 5.23 – Comparação entre os valores experimentais e calculados pela Equação (5.5) para o coeficiente de descarga.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Nota-se que o C_D aumenta com o afastamento entre os discos, isto é resultado da redução das perdas viscosas. Por sua vez, o aumento do número de Reynolds atua diminuindo os valores de C_D , pois o aumento de Reynolds promove turbulência e formação de recirculações, prejudicando a eficiência de fluxo. Outra observação pertinente é que a ordem de grandeza dos C_D obtidos é consequência da metodologia utilizada em seu cálculo, que considera a área do orifício de alimentação no cálculo de \dot{m}_{th} .

O desvio médio quadrático médio (RMS) dos dados experimentais em relação à curva ajustada é de 1,4%. Da mesma forma que a equação geral para a área efetiva de força, esta equação geral para o coeficiente de descarga é muito útil para o projeto de válvula.

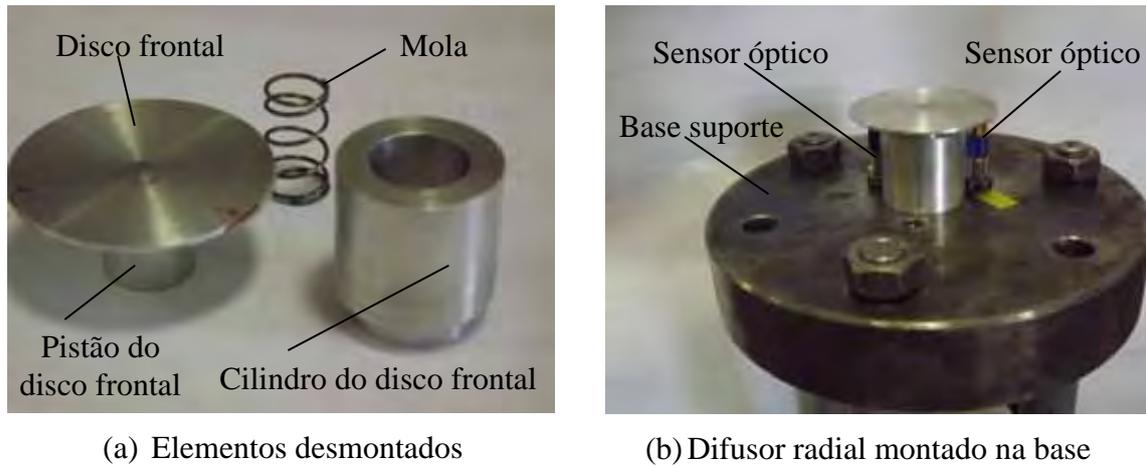
CAPÍTULO 6 – ANÁLISE DO PROBLEMA DE INTERAÇÃO FLUIDO-ESTRUTURA NO ESCOAMENTO EM UM DIFUSOR RADIAL COM DISCO FRONTAL EM MOVIMENTO

Como exposto no item Introdução, existem muitos trabalhos experimentais e de simulação numérica realizados usando a geometria do difusor radial, cujos resultados auxiliaram no desenvolvimento dos sistemas de válvulas usados atualmente. Entretanto, os trabalhos experimentais até então realizados consideraram o escoamento com o disco frontal fixo; portanto, sem envolver o problema de interação fluido-estrutura. Resultados experimentais deste problema são importantes, tanto para o estudo de válvulas, como para a validação de metodologias numéricas destinadas à solução de problemas de interação fluido-estrutura. Neste capítulo realiza-se o estudo deste problema, considerando um difusor radial com relação de diâmetro igual a $D/d=1,2$, por se tratar de uma relação muito utilizada em válvulas de compressores herméticos alternativos de pequeno e médio porte.

Inicialmente, descreve-se o procedimento experimental adotado na realização dos testes. Em seguida, são apresentados resultados preliminares obtidos em duas configurações da seção de testes. Na primeira configuração, usou-se um conjunto cilindro-pistão, como apresentado na Figura 6.1, com uma folga radial em torno de 0,05 mm. Na segunda configuração, em função da movimentação radial do pistão em relação ao cilindro, usou-se óleo lubrificante de compressor de refrigeração com a intenção de reduzir a movimentação radial do pistão em relação ao cilindro.

Como os resultados obtidos com esta última configuração mostraram menores movimentações radiais, decidiu-se construir um novo disco frontal, com diâmetro de pistão um pouco maior, resultando em uma folga radial em torno de 0,025 mm, para realizar novos testes. O uso deste novo disco frontal, com óleo lubrificante aplicado na folga entre cilindro e pistão, resultou em movimentos radiais ainda menores e são considerados aqui com resultados finais deste trabalho.

Figura 6.1 – Difusor radial com disco frontal móvel.



Fonte: Elaboração do próprio autor

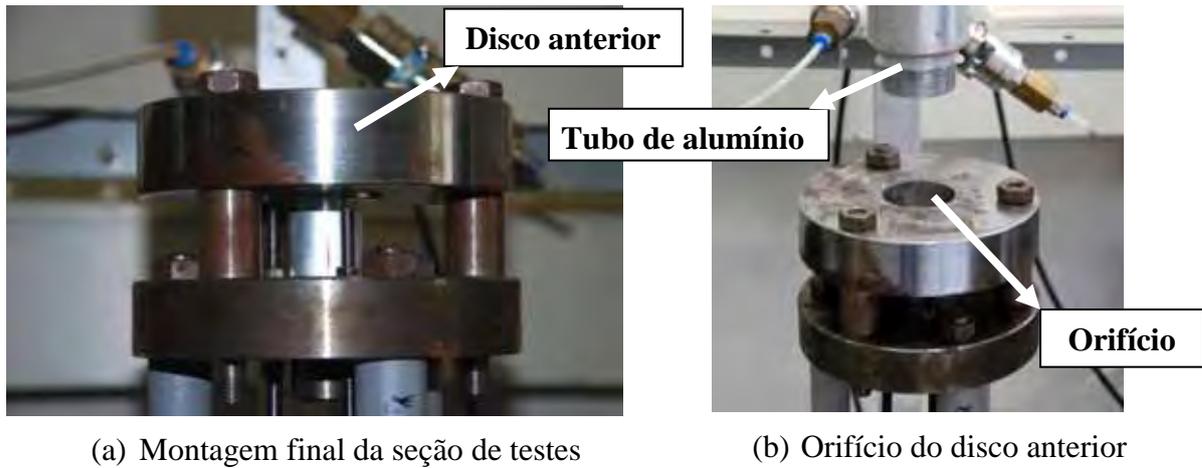
6.1 Procedimento experimental

O procedimento de execução dos testes consta de duas etapas: a primeira etapa consiste na calibração da mola usada e a segunda etapa refere-se à obtenção do afastamento do disco frontal para diferentes vazões do escoamento (número de Reynolds).

6.1.1 Procedimento de calibração da mola

A calibração da mola consiste em fazer o levantamento da força atuando no disco frontal em função do deslocamento sofrido pelo disco. Para isto, o difusor radial é montado em sua base, conforme mostrado na Figura 6.1. Em seguida, o disco anterior sem o tubo de alimentação de alumínio é montado na base, conforme apresentado na Figura 6.2a. O difusor radial é projetado para que o disco frontal apenas encoste-se à superfície do disco anterior após a montagem. Nesta posição, considera-se que a força de resistência da mola equilibra apenas a força peso causada pela massa do disco frontal.

Figura 6.2 – Configuração para a calibração da mola do difusor radial.



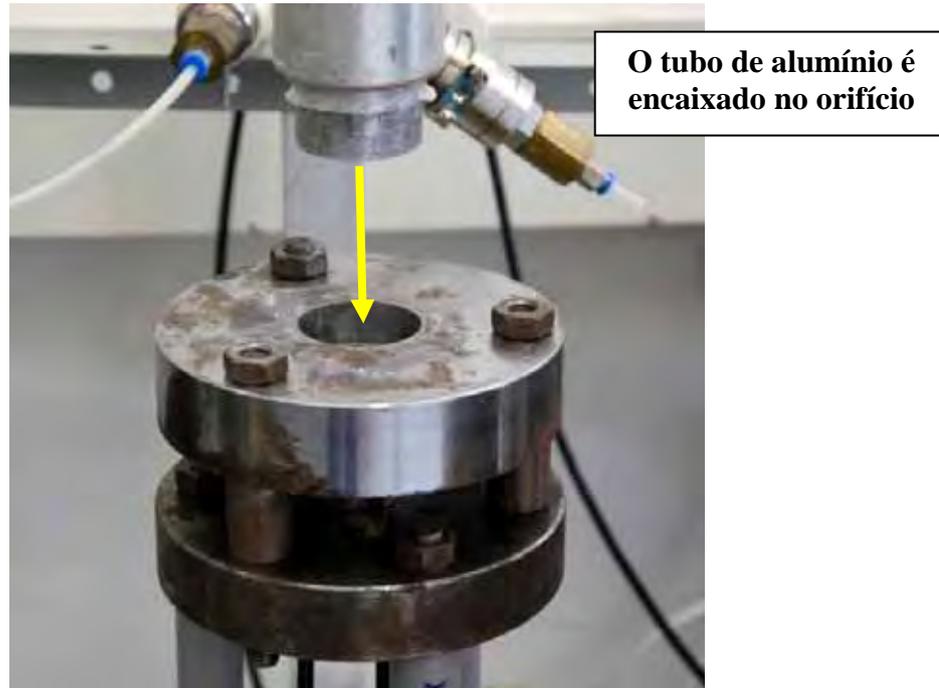
Fonte: Elaboração do próprio autor

O procedimento de calibração consta da inserção de peças metálicas de massa conhecida sobre o disco frontal, usando o orifício de instalação do tubo de alumínio (ver Figura 6.2 b), e medindo-se o deslocamento do disco por meio da utilização dos dois sensores instalados na base (os mesmos sensores usados nos testes). Com estes dados pode-se obter o comportamento do deslocamento do disco frontal em função da força aplicada.

6.1.2 Procedimento de teste para o problema de interação fluido-estrutura

Após a calibração da mola, instala-se o tubo de alimentação de alumínio no disco anterior, conforme apresentado na Figura 6.3.

Figura 6.3 – Configuração para o teste do problema de interação fluido-estrutura.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Inicialmente deve-se ligar o condicionador de ar e todos os equipamentos e aguardar no mínimo 30 minutos para a estabilização das temperaturas dos instrumentos de medição e do ambiente.

Da mesma forma que nos testes com disco frontal fixo, a primeira providência antes da execução dos testes é a verificação do valor da pressão de ar no interior dos reservatórios. Para que se tenha uma vazão constante na seção de testes, é necessário que a pressão nos reservatórios seja maior do que pressão ajustada como pressão de corte no filtro regulador de pressão.

Em seguida, usa-se o programa de aquisição de dados para gravar as variáveis de referência para vazão nula: pressão atmosférica, leitura fornecida pelos dois sensores ópticos de distância. Estes valores são usados para o pós-processamento dos dados. Finalmente, ajusta-se a vazão do escoamento na válvula reguladora de vazão para o valor do número de Reynolds desejado no teste. Após o estabelecimento do regime permanente, por meio do acompanhamento visual do valor do afastamento entre os discos indicado na tela do programa de aquisição de dados, procede-se a gravação dos dados.

Os parâmetros de interesse nestes testes são a pressão a montante do disco frontal, o número de Reynolds do escoamento e os valores indicados pelos dois sensores ópticos de distância.

O pós-processamento dos dados consiste em:

- a) Subtrair os valores de distância fornecidos pelos sensores ópticos dos respectivos valores de referência, que foram obtidos para vazão nula;
- b) Calcular a força exercida pelo escoamento sobre o disco frontal usando a curva de calibração ajustada anteriormente;
- c) Confeccionar o gráfico de força em função do deslocamento;
- d) Calcular a área efetiva de força e o coeficiente de descarga usando as mesmas definições usadas no estudo do difusor com disco frontal fixo.

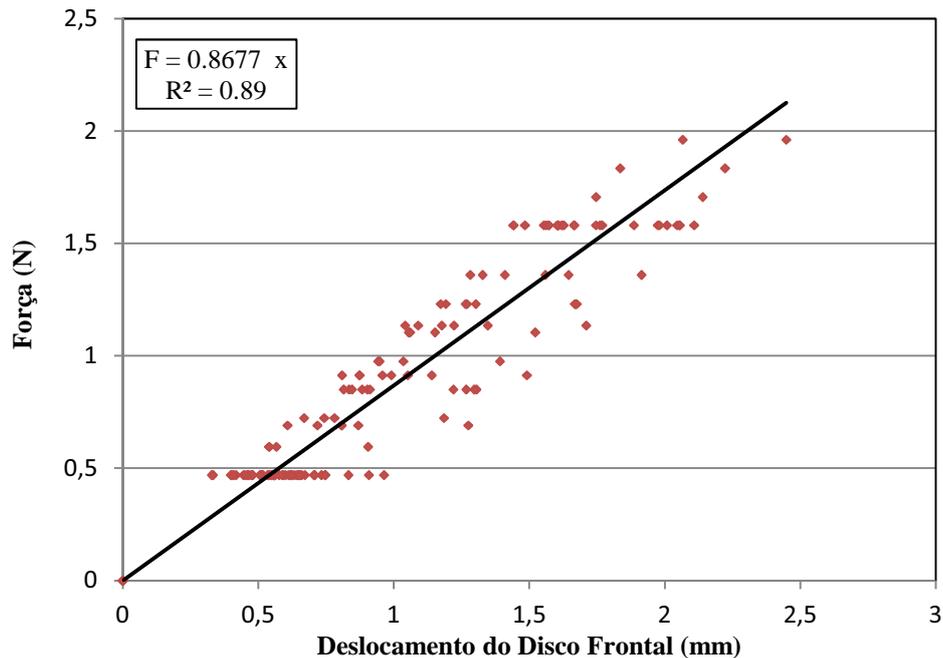
6.3 Resultados experimentais

Como descrito na introdução deste capítulo, três configurações do difusor radial foram usadas na busca por resultados mais consistentes: difusor radial com disco frontal 1, DF1 – com folga radial entre cilindro e pistão de 0,05 mm, sem lubrificação; difusor radial com disco frontal 1, DF1, com lubrificação; e difusor radial com disco frontal 2, DF2 – com folga radial entre cilindro e pistão de 0,025 mm, com lubrificação. As três configurações foram testadas para números de Reynolds variando de 2.000 a 20.000.

6.3.1 Resultados para o primeiro difusor radial (DF1) sem óleo lubrificante

Inicialmente procedeu-se com a calibração da mola do difusor radial (Figura 6.1), cujos resultados são apresentados na Figura 6.4.

Figura 6.4 – Calibração da mola do difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.

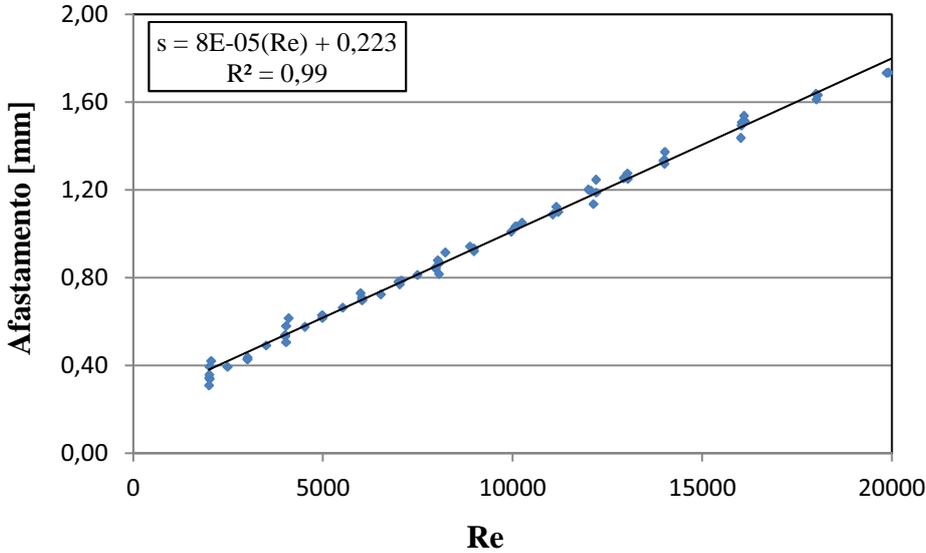


Fonte: Elaboração do próprio autor

Os resultados apresentados na Figura 6.4 foram obtidos com dois sensores ópticos, tanto para o carregamento do sistema, como para o descarregamento do sistema. A grande dispersão dos dados é devida ao movimento radial do pistão em relação ao cilindro, o que causa a inclinação do disco frontal em relação ao disco anterior e, conseqüentemente, medições diferentes dos dois sensores.

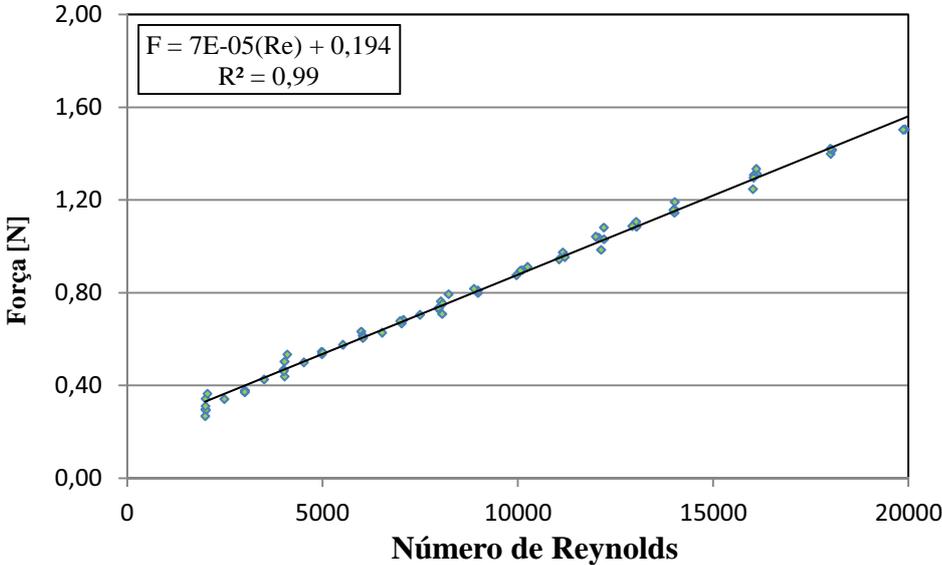
Em seguida, o problema da interação fluido-estrutura foi estudado pela medição do deslocamento do disco frontal para diferentes números de Reynolds do escoamento. Os dados apresentados referem-se a testes realizados com aumento e posterior redução do número de Reynolds. As Figuras 6.5 e 6.6 mostram os resultados médios de três testes para o deslocamento do disco frontal e força atuando sobre o disco frontal, respectivamente. A força sobre o disco frontal é calculada pela equação de calibração apresentada na Figura 6.4. Nota-se um comportamento linear do deslocamento assim como da força atuando sobre o disco frontal com o aumento do número de Reynolds.

Figura 6.5 – Dados e curva de tendência de deslocamento do disco frontal em função do número Reynolds para o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 6.6 – Dados e curva de tendência de força sobre o disco frontal em função do número de Reynolds para o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.

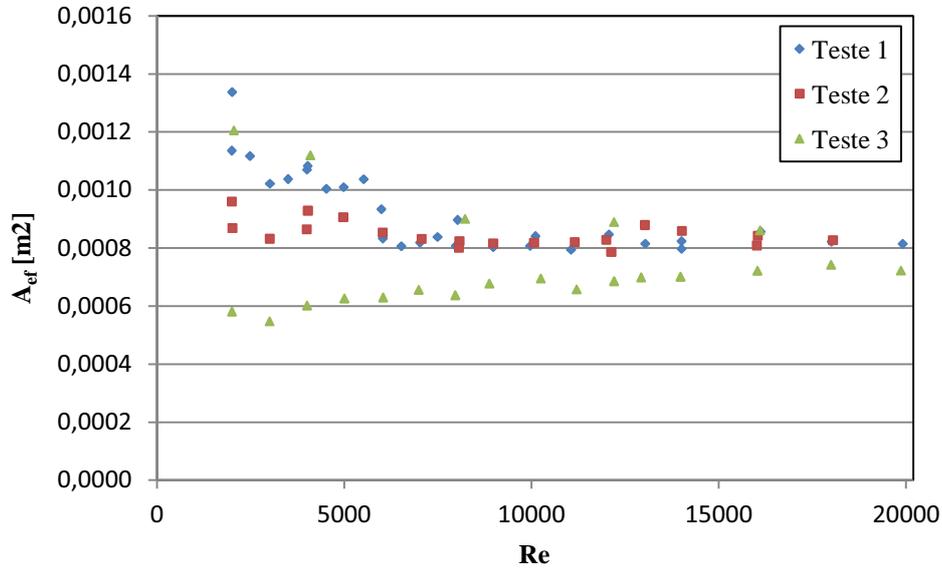


Fonte: Elaboração do próprio autor

Com os resultados obtidos pode se calcular a área efetiva de força e o coeficiente de descarga do difusor. A área efetiva de força é obtida pela força atuando sobre o disco frontal dividida pelo diferencial de pressão do escoamento pela folga entre os discos. Para fins comparativos decidiu-se adimensionalizar a área efetiva de força dividindo-a pela área do orifício de alimentação. As Figuras 6.7 e 6.8 mostram as áreas efetivas de força

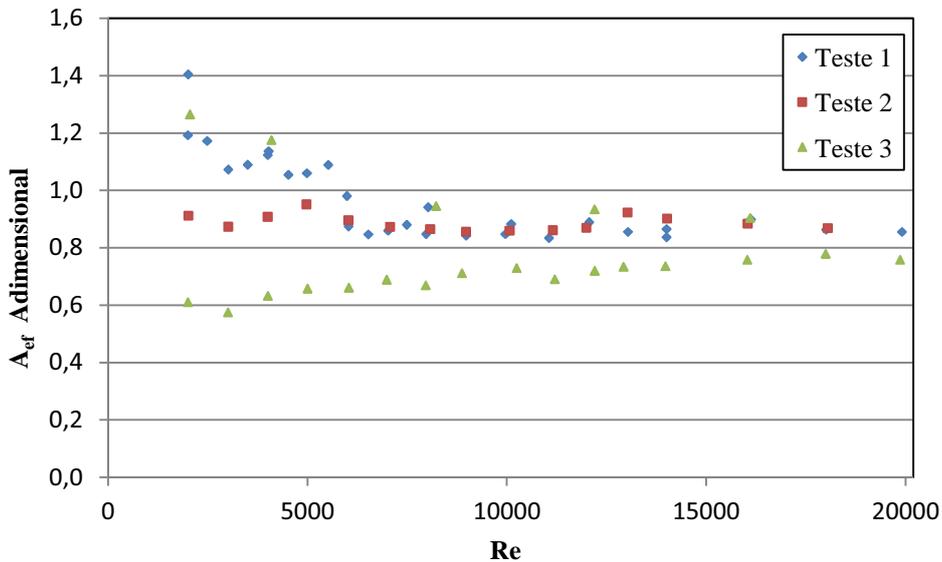
dimensional e adimensional em função do número de Reynolds para os três testes realizados, respectivamente.

Figura 6.7 – Área efetiva de força dimensional em função do número de Reynolds para o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 6.8 – Área efetiva de força adimensional em função do número de Reynolds para o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.

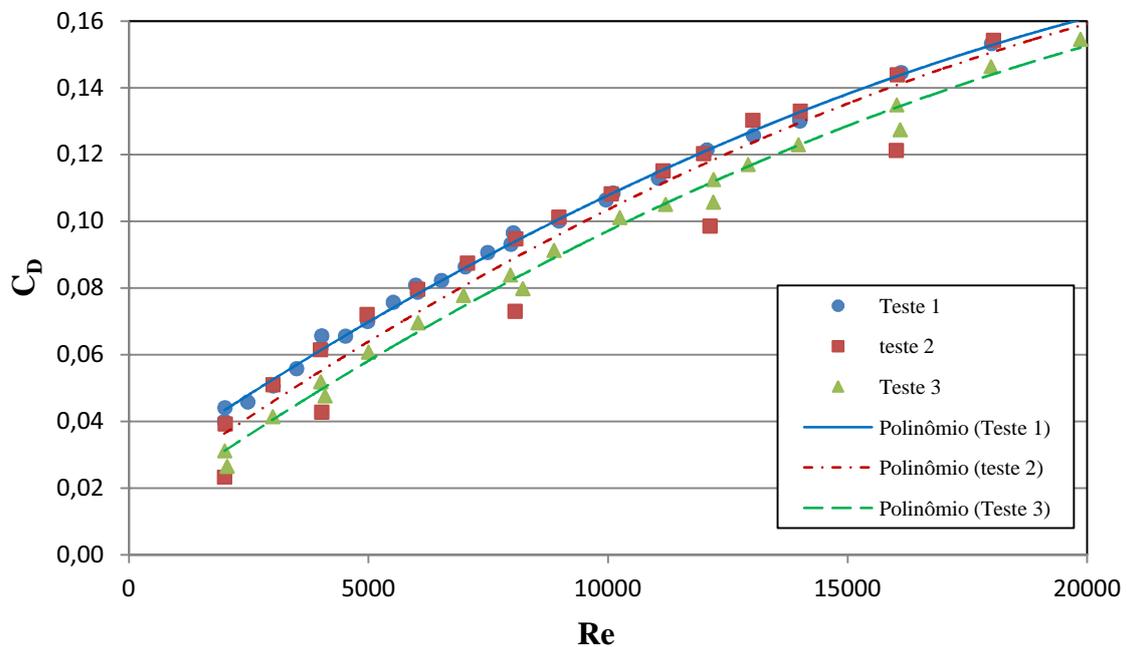


Fonte: Elaboração do próprio autor

Apesar da elevada dispersão dos dados, é possível especular que a área efetiva de força diminui com o aumento do número de Reynolds, tornando praticamente constante para elevados números de Reynolds.

O Coeficiente de descarga, C_D , em função do número de Reynolds é apresentado na Figura 6.9 para os três ensaios realizados com o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante. Neste caso, como o comportamento dos dados favorece um ajuste de curva, um polinômio de segundo grau revelou uma boa equação para representar os dados. Além disso, neste caso pode-se observar claramente o aumento do coeficiente de descarga com o aumento do número de Reynolds. A Figura 6.10 apresenta o resultado de um único ajuste, ou seja, quando os dados dos três testes são usados no ajuste do polinômio de segundo grau.

Figura 6.9 – Coeficiente de descarga em função do número de Reynolds par o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.



$$C_{D \text{ Teste1}} = -2E-10(Re)^2 + 1E-05(Re) + 0,0242$$

$$R^2 = 0,99 \quad (6.1)$$

$$C_{D \text{ Teste2}} = -2E-10(Re)^2 + 1E-05(Re) + 0,0165$$

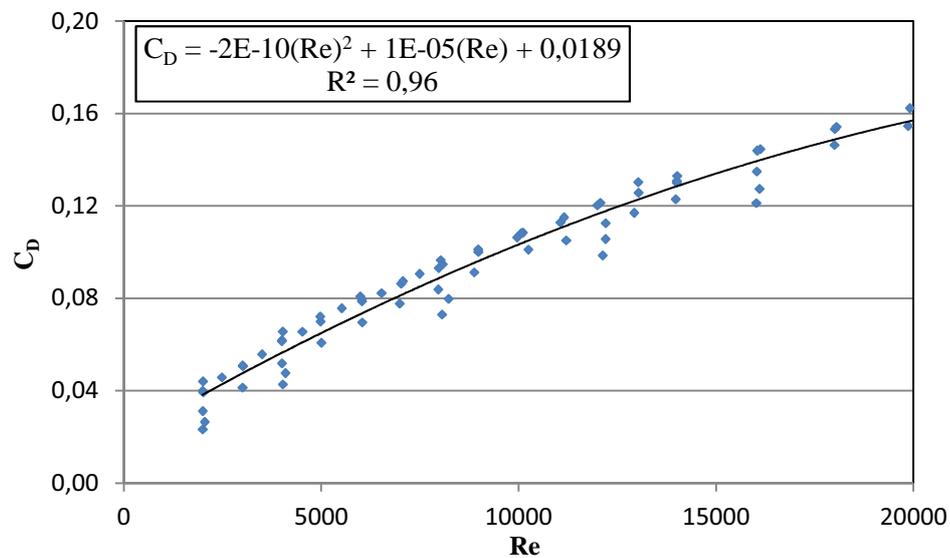
$$R^2 = 0,94 \quad (6.2)$$

$$C_{D \text{ Teste3}} = -1E-10(Re)^2 + 1E-05(Re) + 0,0117$$

$$R^2 = 0,99 \quad (6.3)$$

Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 6.10 – Equação para o coeficiente de descarga em função do número de Reynolds para o difusor radial DF1 sem óleo lubrificante.

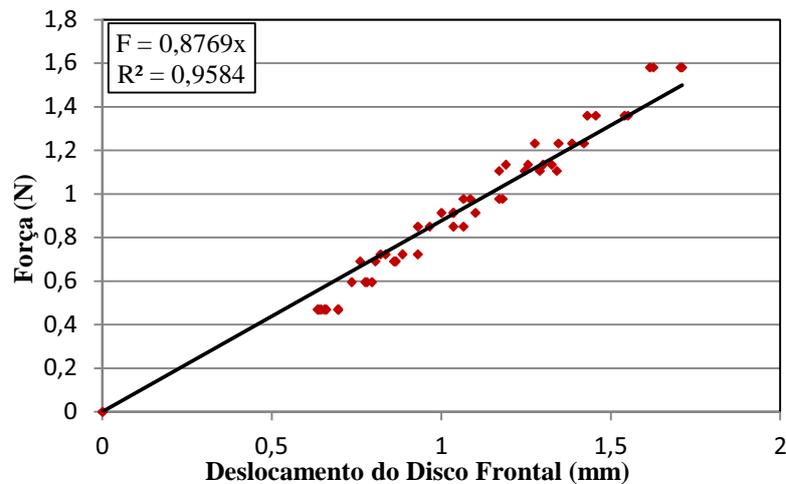


Fonte: Elaboração do próprio autor

6.3.2 Resultados para o primeiro difusor radial (DF1) com óleo lubrificante

Com o objetivo de tentar reduzir a dispersão dos dados causada pelo deslocamento radial do pistão em relação ao cilindro, adicionou-se óleo lubrificante usado em compressores de refrigeração na folga existente entre o pistão e o cilindro do difusor radial. A Figura 6.11 apresenta a curva de calibração desta montagem experimental.

Figura 6.11 – Calibração do difusor radial DF1, com óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

A Tabela 6.1 apresenta a diferença das medições de deslocamento realizadas pelos dois sensores de deslocamento durante os testes. Observa-se que a presença do óleo lubrificante atenuou, mas não eliminou a diferença de medição dos sensores.

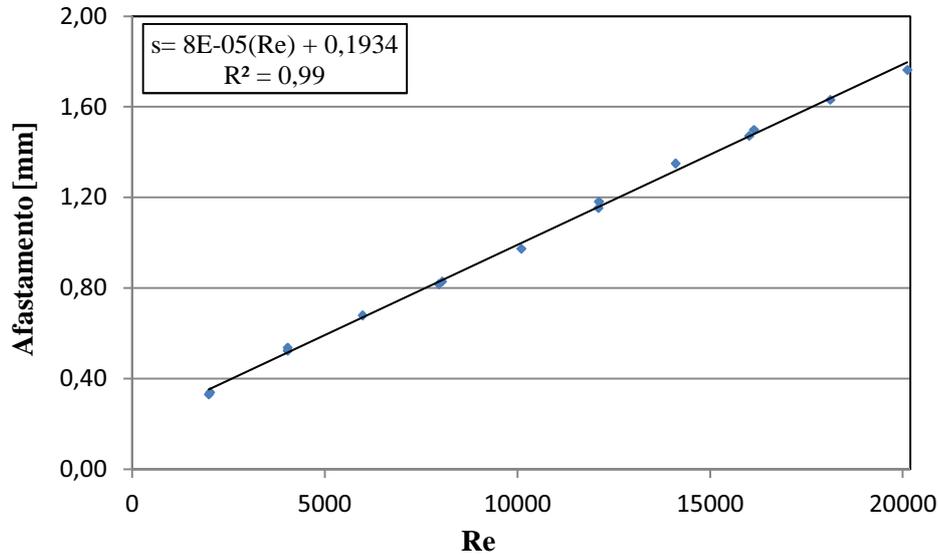
O deslocamento do disco frontal e força atuando sobre o disco frontal em função do número de Reynolds são apresentados nas Figuras 6.12 e 6.13, respectivamente. Os resultados dos ajustes lineares dos dados mostram que a adição do óleo lubrificante praticamente não alterou o comportamento do deslocamento e da força sobre o disco frontal.

Tabela 6.1 – Efeito do óleo lubrificante nas medições fornecidas pelos dois sensores de deslocamento.

Re	$s_2 - s_1$ (mm)			
	DF1 s/ óleo [1]	DF1 s/ óleo [2]	DF1 s/ óleo [3]	DF1 c/ óleo
2000	0,13	-0,01	-0,03	0,00
4000	0,19	0,09	0,05	0,07
6000	0,25	0,16	0,13	0,13
8000	0,30	0,22	0,22	0,17
10000	0,32	0,27	0,28	0,22
12000	0,34	0,29	0,30	0,25
14000	0,36	0,30	0,33	0,28
16000	0,36	0,31	0,33	0,28
18000	0,36	0,31	0,33	0,30
20000	0,35	0,31	0,34	0,32

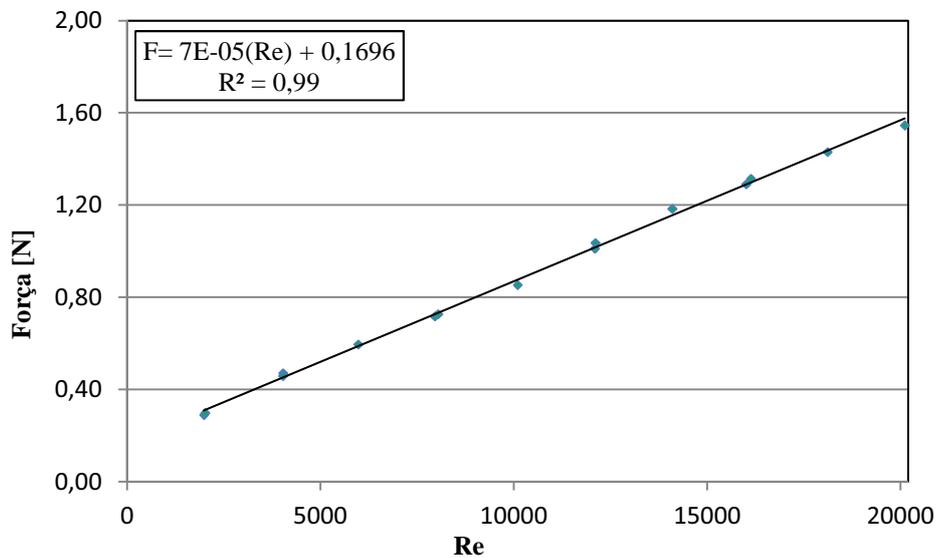
Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 6.12 – Dados e curva de tendência de deslocamento do disco frontal em função do número Reynolds para o difusor radial DF1 com óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

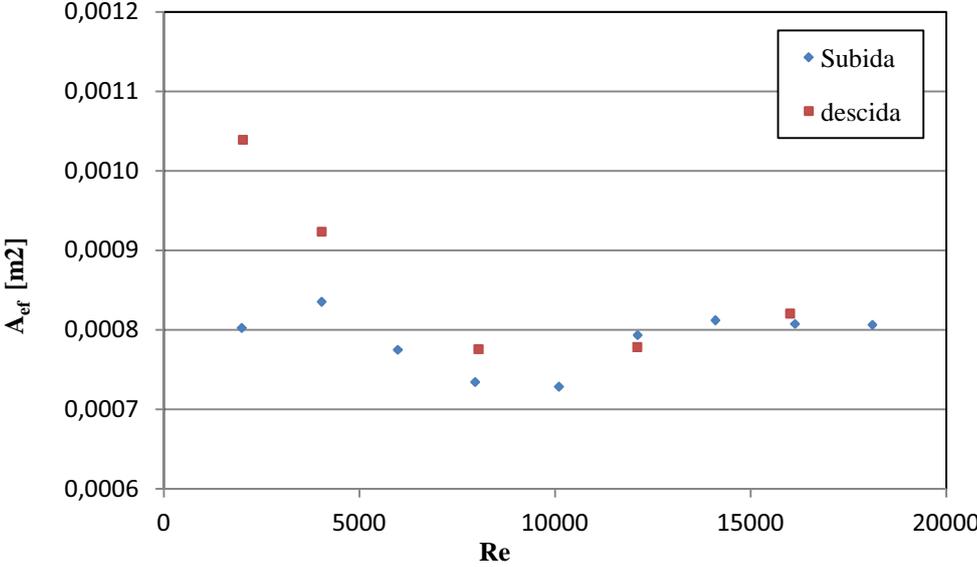
Figura 6.13 – Dados e curva de tendência de força sobre o disco frontal em função do número de Reynolds para o difusor radial DF1 com óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

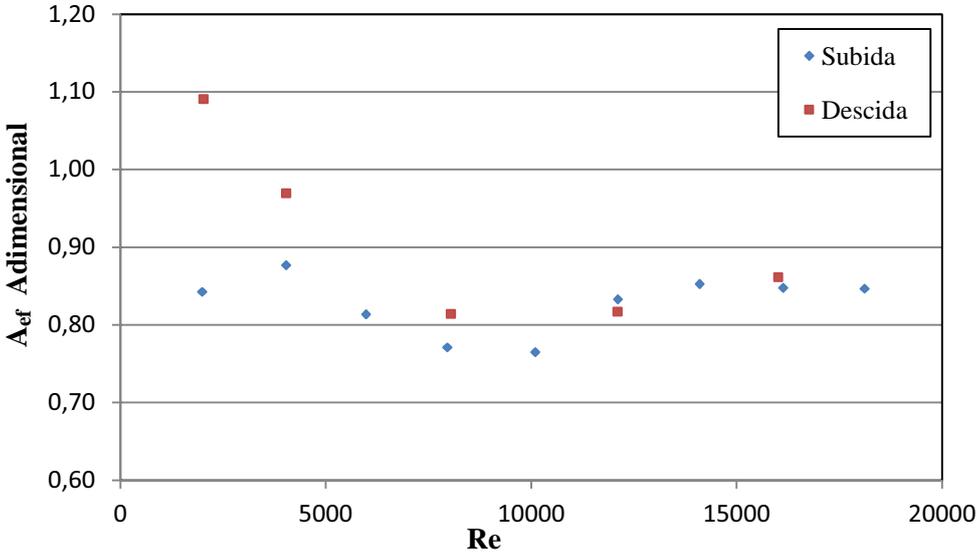
A área efetiva de força em função do número de Reynolds é apresentada na Figura 6.14 na sua forma dimensional e na Figura 6.15 na sua forma adimensional. Os dados foram plotados diferenciando-se as medições obtidas durante a elevação do número de Reynolds, chamada aqui de subida (Reynolds indo de 2.000 a 20.000), das medições obtidas durante a redução do número de Reynolds, chamada aqui de descida (Reynolds indo de 20.000 a 2.000).

Figura 6.14 – Área efetiva de força dimensional para o difusor radial DF1 com óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Figura 6.15 – Área efetiva de força adimensional para o difusor radial DF1 com óleo lubrificante.

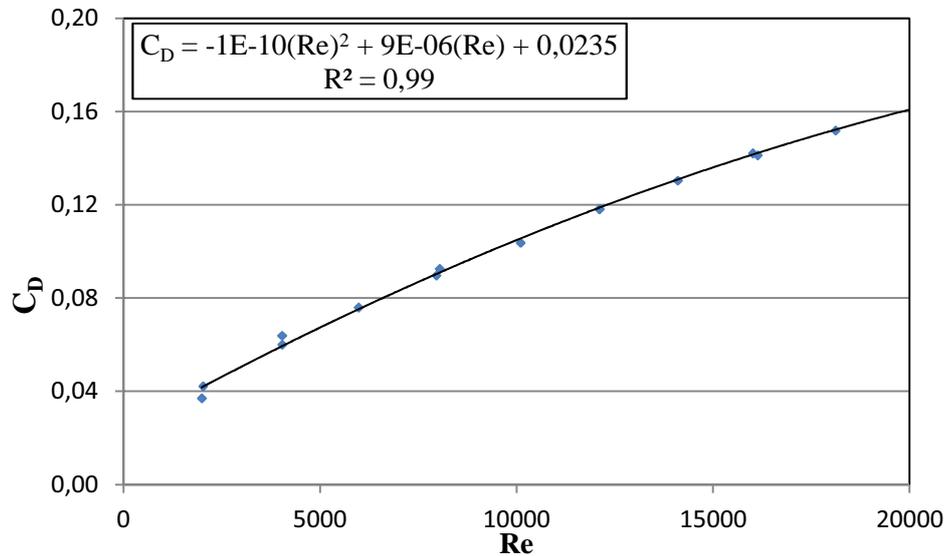


Fonte: Elaboração do próprio autor

Nota-se que os resultados obtidos durante a elevação do número de Reynolds apresentam um desvio em relação aos resultados obtidos durante a redução do número de Reynolds. Entretanto, considerando as variações das medidas devidas ao movimento radial do pistão em relação ao cilindro, estas diferenças não são significativas para permitir uma discussão mais elaborada dos resultados.

O coeficiente de descarga em função do número de Reynolds também foi calculado e é apresentado na Figura 6.16, juntamente ao polinômio de segundo grau ajustado aos dados.

Figura 6.16 – Coeficiente de descarga em função de Reynolds para o difusor radial DF1 com óleo.



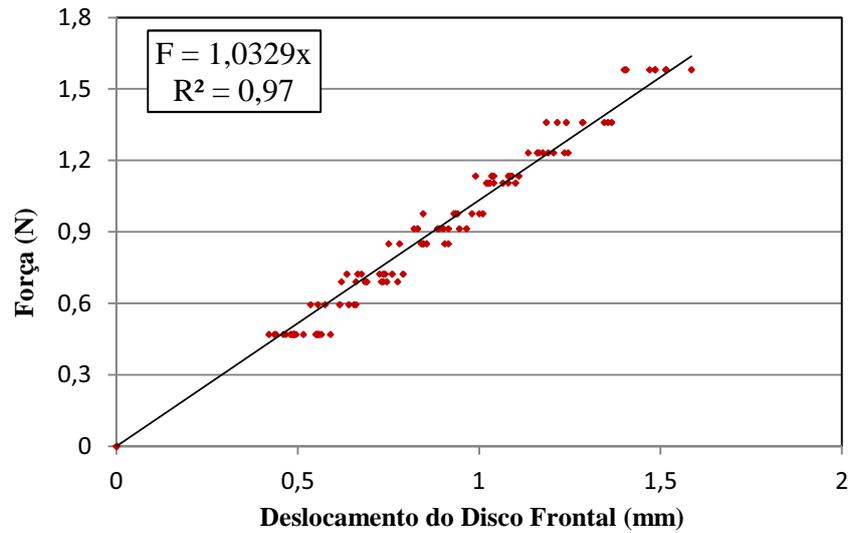
Fonte: Elaboração do próprio autor

6.3.3 Resultados para o segundo difusor radial (DF2) com óleo lubrificante

Com o objetivo de obter resultados mais consistentes, com menores variações, confeccionou-se um novo pistão para o difusor radial, com diâmetro levemente superior. Este pistão resultou em uma folga radial em torno de 0,025 mm entre o pistão e o cilindro. Este novo conjunto foi testado seguindo-se o mesmo procedimento usado anteriormente nos testes do difusor radial DF1.

Inicialmente realizou-se a calibração da mola. Neste caso, duas calibrações foram realizadas, uma antes e outra após os testes de interação fluido-estrutura. A Figura 6.17 mostra os resultados da calibração considerando os dados obtidos nos dois procedimentos.

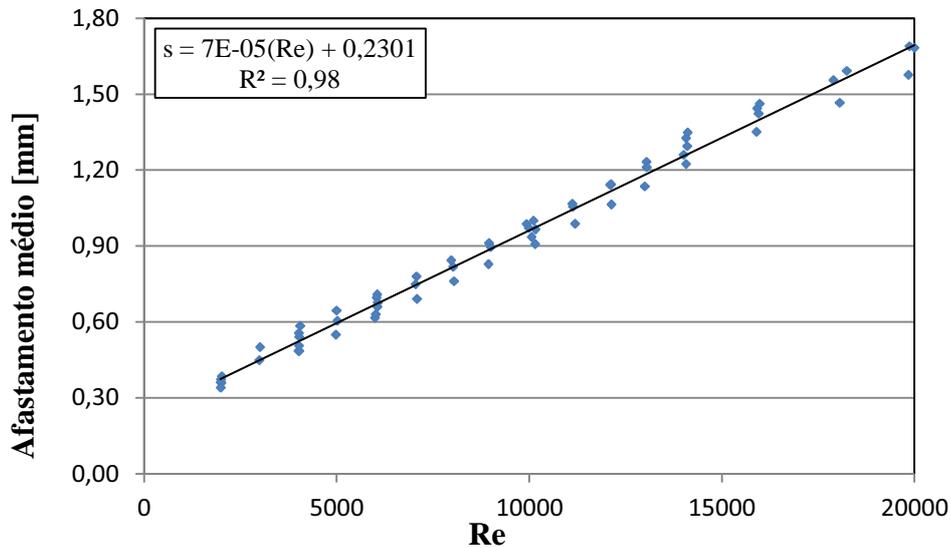
Figura 6.17 – Calibração do difusor radial DF2 com óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

O deslocamento do disco frontal em função do número de Reynolds é apresentado na Figura 6.18. Nota-se que a equação ajustada para o deslocamento do disco frontal em função do número de Reynolds é muito semelhante às obtidas com as demais configurações do difusor radial. Embora a qualidade do ajuste, medida por $R^2=0,98$, seja pior para esta configuração, o número de testes realizados também é maior, o que aumenta a probabilidade de existência de diferenças entre os dados.

Figura 6.18 – Dados e curva de tendência de deslocamento do disco frontal em função do número de Reynolds para DF2 com óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

Para analisar a qualidade da nova seção de testes, calculou-se a diferença entre as medidas fornecidas pelos dois sensores ópticos. Os resultados apresentados na Tabela 6.2 mostram que houve uma melhora significativa.

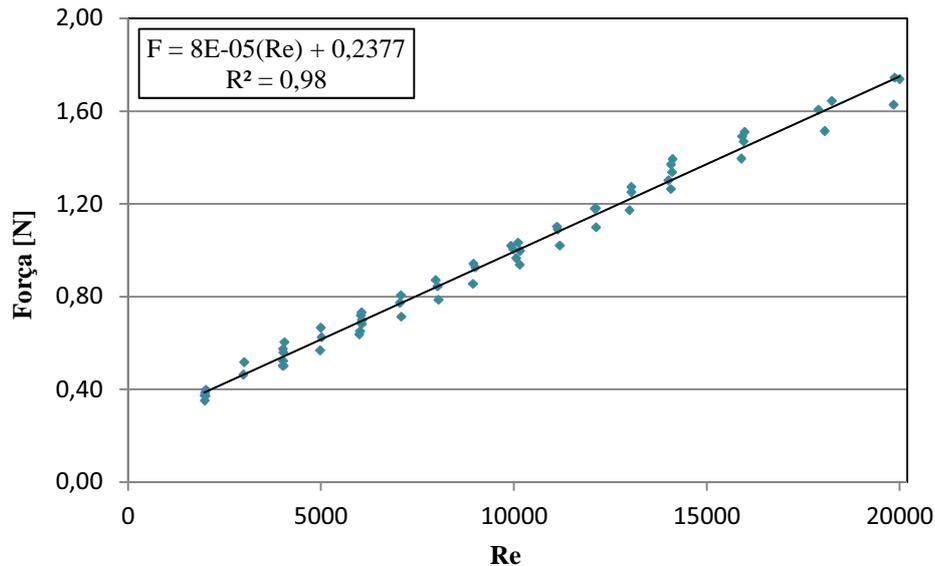
Tabela 6.2 – Diferença entre as medida fornecidas pelos sensores ópticos, considerando as três configurações de difusor radial testadas.

Re	s2-s1 (mm)						
	DF1 sem óleo (Teste 1)	DF1 sem óleo (Teste 2)	DF1 sem óleo (Teste 3)	DF1 com óleo (Teste 1)	DF2 com óleo (Teste 1)	DF2 com óleo (Teste 2)	DF2 com óleo (Teste 3)
2000	0,13	-0,01	-0,03	0,00	-0,02	0,09	0,03
4000	0,19	0,09	0,05	0,07	0,01	0,02	0,05
6000	0,25	0,16	0,13	0,13	-0,01	0,03	0,07
8000	0,30	0,22	0,22	0,17	0,01	0,04	0,08
10000	0,32	0,27	0,28	0,22	0,00	0,03	0,09
12000	0,34	0,29	0,30	0,25	0,02	0,03	0,10
14000	0,36	0,30	0,33	0,28	0,01	0,04	0,10
16000	0,36	0,31	0,33	0,28	-0,02	0,04	0,10
18000	0,36	0,31	0,33	0,30	-0,02	0,02	0,10
20000	0,35	0,31	0,34	0,32	-0,04	0,02	0,09

Fonte: Elaboração do próprio autor

Utilizando a curva de calibração do difusor radial DF2 com óleo lubrificante, calculou-se a força exercida sobre o disco em função do número de Reynolds. O resultado é apresentado na Figura 6.19. Observa-se que a equação ajustada para a força em função do número de Reynolds também é muito semelhante às demais ajustadas.

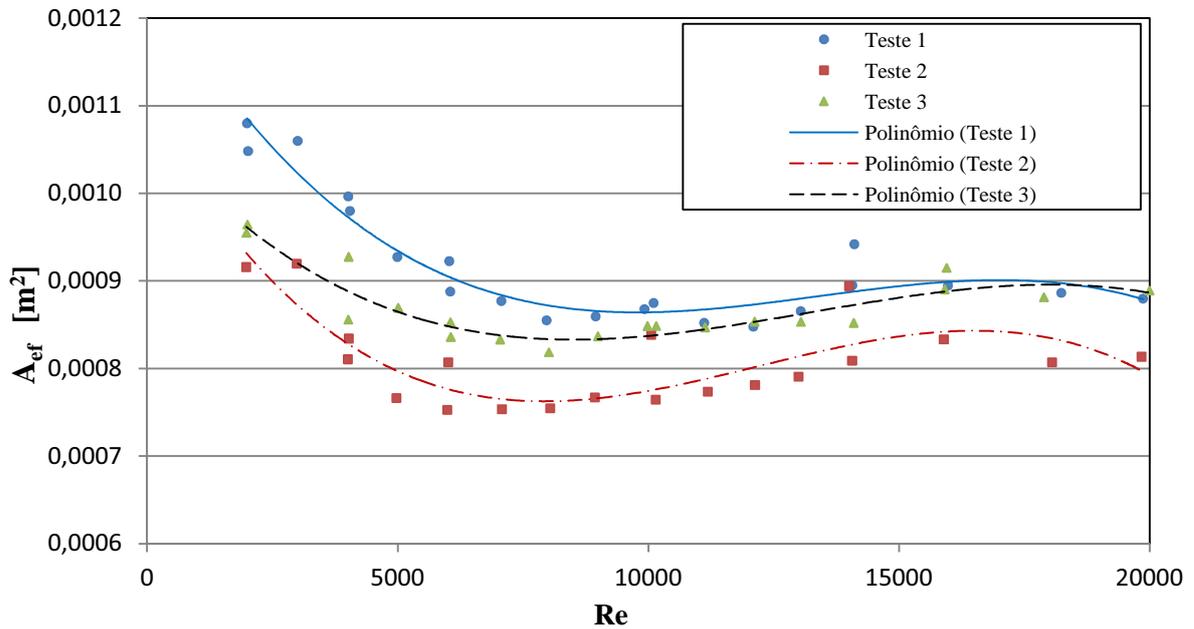
Figura 6.19 – Dados e curva de tendência de força sobre o disco frontal em função do número de Reynolds para o difusor radial DF2 com óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

A Figura 6.20 mostra os resultados para a Área efetiva de força em função de Reynolds para os três testes. Neste caso, pode-se observar mais claramente o comportamento dos dados e, conseqüentemente, tentar ajustar uma equação para representá-los. Inicialmente, ajustou-se uma equação para cada teste, o que resultou em um polinômio de terceiro grau. Entre as três configurações testadas, difusor radial DF1 sem óleo, difusor radial DF1 com óleo e difusor radial DF2 com óleo, somente esta última configuração possibilitou um ajuste de curva, devido à menor dispersão dos dados. Os resultados para a área efetiva de força adimensional são mostrados na Figura 6.21. Neste caso, apenas um polinômio foi ajustado usando todos os dados. Nota-se que a área efetiva de força adimensional é aproximadamente unitária para $Re=2.000$, diminuindo gradativamente com o número de Reynolds até aproximadamente $Re=10.000$ e recuperando-se levemente até $Re=20.000$. Entretanto, estas variações são menores do que 20%.

Figura 6.20 – Área efetiva de força em função de Reynolds para o difusor radial DF2 com óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

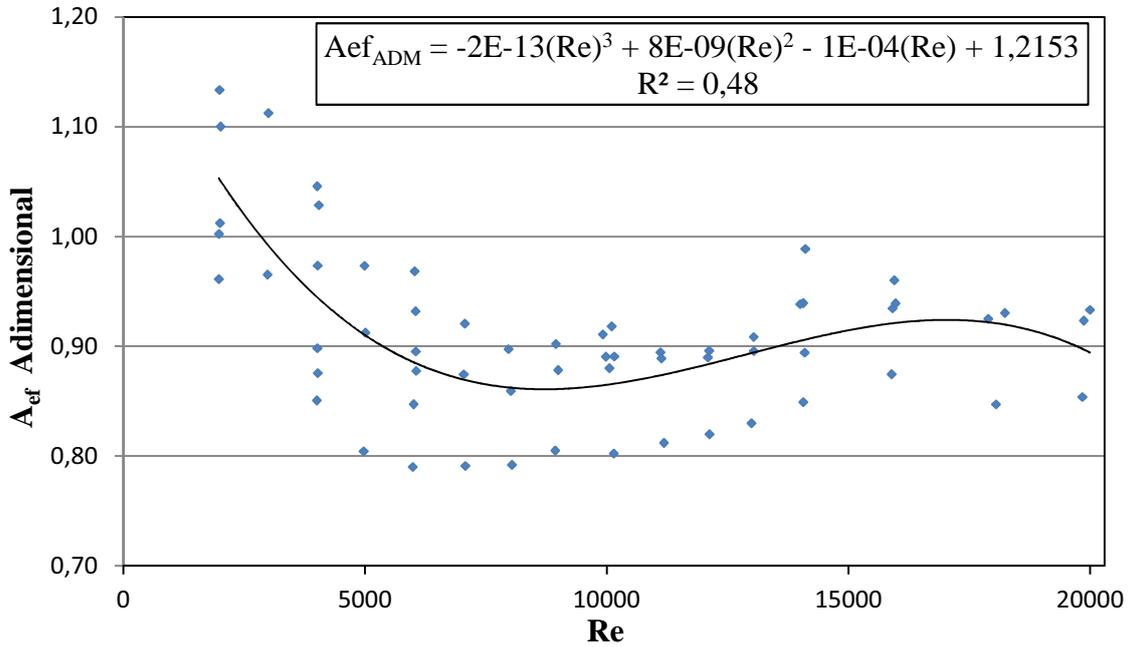
As equações de ajuste de curvas para os três testes apresentados na Figura 6.20, assim como o coeficiente de ajuste de curva R^2 são apresentadas a seguir:

$$\begin{aligned} A_{ef_Teste1} &= -2E-16(Re)^3 + 8E-12(Re)^2 - 1E-07(Re) + 0,0013 \\ R^2 &= 0,92 \end{aligned} \tag{6.4}$$

$$\begin{aligned} A_{ef_Teste2} &= -3E-16(Re)^3 + 9E-12(Re)^2 - 1E-07(Re) + 0,0011 \\ R^2 &= 0,67 \end{aligned} \tag{6.5}$$

$$\begin{aligned} A_{ef_Teste3} &= -1E-16(Re)^3 + 6E-12(Re)^2 - 7E-08(Re) + 0,0011 \\ R^2 &= 0,85 \end{aligned} \tag{6.6}$$

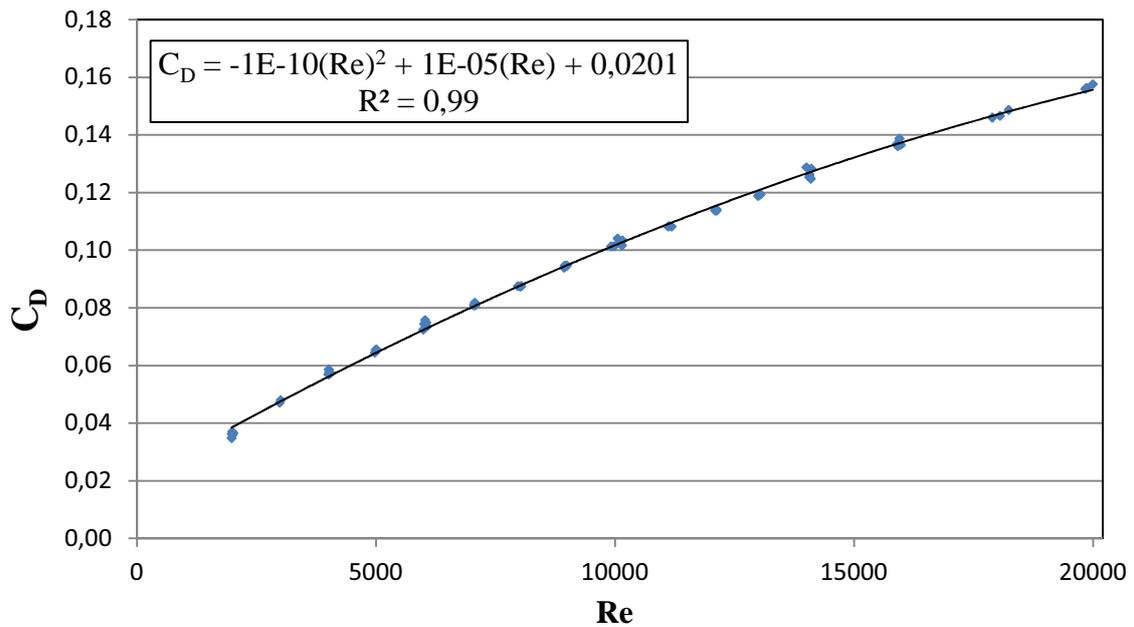
Figura 6.21 – Área efetiva de força adimensional em função do número de Reynolds para o difusor radial DF2 com óleo lubrificante.



Fonte: Elaboração do próprio autor

O Coeficiente de descarga em função do número de Reynolds é apresentado na Figura 6.22, em conjunto com a equação de segundo grau que melhor se ajusta aos dados.

Figura 6.22 – Coeficiente de descarga em função do Reynolds para DF2 com óleo.



Fonte: Elaboração do próprio autor

De forma geral, todos os resultados para a área efetiva de força apresentaram elevada dispersão, o que prejudica os ajustes de curvas. Esta dispersão é resultado principalmente do procedimento de montagem do difusor radial e da medição do afastamento entre os discos. Para reduzir a dispersão dos dados é necessário alterar a concepção da seção de testes. Os resultados do coeficiente de descarga apresentaram poucas oscilações e possibilitaram bons ajustes de curvas.

Apesar dos resultados possuírem dispersões relativamente elevadas, estes são os primeiros dados experimentais para o estudo do problema de interação fluido-estrutura em difusores radiais.

CAPÍTULO 7 – CONCLUSÕES

Este trabalho apresenta um estudo experimental do escoamento em difusores radiais com disco frontal móvel, problema que pode ser usado como modelo para estudar o comportamento de válvulas de compressores de refrigeração. Como neste tipo de válvula a abertura e o fechamento da válvula ocorrem de forma automática devido às forças causadas pelo próprio escoamento, o problema é caracterizado por uma forte interação entre as forças causadas pelo escoamento do fluido e as forças reativas da estrutura da válvula, denominado na literatura de problema de interação fluido-estrutura. Resultados experimentais para este tipo de problema são bastante escassos na literatura, de modo que o estudo do problema de interação fluido-estrutura em difusores radiais com disco frontal móvel, embora seja ainda um modelo representativo de válvula de compressores, pode contribuir sobremaneira para entendimento do seu funcionamento, além de contribuir para a validação de códigos numéricos desenvolvidos para este fim.

7.1 Conclusões Principais

O estudo de trabalhos divulgados na literatura e a própria experiência adquirida durante a realização dos testes realizados neste trabalho revelam que o problema do escoamento em difusores radiais com disco frontal fixo é muito sensível a diversos parâmetros que caracterizam o problema. Neste trabalho, alguns cuidados foram tomados com o objetivo de fornecer maior confiabilidade nos resultados, tendo em mente estes parâmetros. Durante os testes de validação da bancada experimental pôde-se comprovar que a técnica utilizada para realizar o posicionamento dos discos, o valor do diâmetro do furo de tomada de pressão adotado e a qualidade do escoamento a montante da seção de testes são adequados para a obtenção de resultados confiáveis. Durante os testes, entretanto, comprovou-se que o tipo de acabamento das bordas do assento, na região de entrada do difusor, tem uma influência significativa nos resultados da distribuição de pressão sobre o disco frontal e, portanto, que se deve ter muito cuidado na usinagem desta peça.

Buscando garantir a confiabilidade da bancada construída, os resultados dos testes para o difusor radial com disco frontal fixo foram inicialmente confrontados com dados

disponíveis na literatura (Salinas Casanova, 2001 e Souto, 2002). Estes resultados mostram boa concordância, garantindo a reprodutibilidade de dados.

Os testes realizados para um difusor radial com disco frontal fixo de razão de diâmetro igual a 1,5 forneceram resultados para a distribuição de pressão na superfície do disco frontal para afastamentos adimensionais variando de 0,01 a 0,09 e números de Reynolds na faixa de 4.000 a 20.000. Estes resultados tiveram os mesmos comportamentos descritos na literatura. A pressão na região central do disco, pressão que estabelece a queda de pressão do escoamento no difusor, diminui com o aumento do afastamento entre discos, visto que os efeitos viscosos se tornam menores com o aumento do afastamento. Esta redução é mais acentuada para os menores valores de afastamento, onde os efeitos viscosos são mais significativos. À medida que o afastamento aumenta, os efeitos de inércia tornam-se significativos, diminuindo a influência do valor do afastamento.

Usando-se estes dados, foi possível calcular dois parâmetros globais muito usados no projeto e simulação de compressores de refrigeração, que são a área efetiva de força e o coeficiente de descarga. Dois resultados importantes retirados destes dados foram as equações ajustadas para estes parâmetros, tendo como variáveis independentes o afastamento adimensional entre discos e o número de Reynolds do escoamento. Uma equação do tipo polinomial de grau 2 foi ajustada com desvio RMS de 5,5% para a área efetiva de força e uma equação do mesmo tipo foi ajustada com desvio RMS de 1,4% para o coeficiente de descarga.

O estudo do problema de interação fluido-estrutura para a geometria do difusor radial com disco frontal móvel com razão de diâmetros igual a 1,2 mostrou claramente a importância de uma montagem experimental com folgas radiais adequadas para a obtenção de resultados experimentais com dispersões de dados aceitáveis. Medições de afastamento entre os discos para as posições de equilíbrio do disco frontal foram realizadas para números de Reynolds variando de 2.000 a 20.000. As medições do afastamento e da pressão a montante do difusor, em conjunto com a calibração da mola do difusor, permitiram o cálculo da área efetiva de força e do coeficiente de descarga do difusor. Assim como no caso do difusor radial com disco frontal fixo, ajustou-se equações do tipo polinomial para a área efetiva de força coeficiente de descarga, sendo que usou-se uma equação polinomial de grau 3 para a área efetiva de força e uma equação polinomial de grau 2 para o coeficiente de descarga, neste caso, teve-se como variável dependente apenas o número de Reynolds. A equação ajustada para o coeficiente de descarga apresentou um

coeficiente de correlação muito bom, $R^2=0,99$, enquanto que a equação ajustada para a área efetiva de força apresentou uma elevada dispersão, com $R^2=0,48$.

Os resultados para o afastamento entre discos na posição de equilíbrio do disco frontal são muito importantes, pois podem ser usados na validação de códigos computacionais desenvolvidos para o estudo de problemas de interação fluido-estrutura.

7.3 Sugestões para trabalhos futuros

Tendo como base os resultados obtidos e a experiência adquirida na operação da bancada experimental, sugerem-se alguns tópicos para dar prosseguimento às pesquisas no assunto:

- Implementar estudos do escoamento sobre o difusor radial fixo considerando escoamento pulsante, para representar melhor a dinâmica do sistema de válvulas.
- Realizar ensaios com geometrias de assento modificadas na região de entrada, utilizando-se chanfros e arredondamentos.
- Implementar estudos com o disco frontal inclinado em relação ao assento, buscando assim, representar melhor o sistema de válvulas de compressores alternativos.
- Alterar a concepção da seção de testes do difusor radial com disco frontal móvel para permitir maior repetibilidade dos resultados.

REFERÊNCIAS

ANHÊ JUNIOR., S. A. **Investigação numérica e experimental do escoamento em válvulas de compressores herméticos**, 2010. 104 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2010.

COSTAGLIOLA, M. The theory of spring loaded valves for reciprocating compressor, *ASME*, New York, v. 17, n. 4, p. 415-420, 1950.

DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**. São Paulo: Hemus, 2004.

GASCHE, J. L.; RODRIGUES, T. T.; MILITZER, J. Flow simulation through moving hermetic compressor valves using the immersed boundary method. In: 20th INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE, 2010, Purdue. West Lafayette **Proceedings...** Purdue University, 2010. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/icec/1999>>. Acesso em: 12 dez. 2012.

ISHISAWA, S.; WATANABE, T.; TAKAHASHI, K. Unsteady viscous flow between parallel disks with a time-varying gap width and a centre fluid source. *Journal of Fluids Engineering*, New York, v. 109, p. 394-402, 1987.

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

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

LINK, R.; DESCHAMPS, C. J. Theoretical analysis of transient effects on the flow through reed type valves. In: BRAZILIAN CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING, 21., 2011, Natal. **Proceeding...** Natal: [s.n.], 2011. 1CD-ROM.

LOPES, M. N.; PRATA, A. T. Comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em escoamentos periódicos. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA- COB, 14., 1997, Bauru. **Anais...** Bauru: UNESP, 1997. 1CD-ROM.

MARIANI, V. C.; PRATA, A. T.; DESCHAMPS, C. J. Numerical analysis of fluid flow through radial diffusers in the presence of a chamfer in the feeding orifice with a mixed Eulerian–Lagrangian method. *Computer and Fluids*, v. 39, n. 9, p. 16672-1684, 2010. 2010. Disponível em: <http://ac.els-cdn.com/S0045793010001349/1-s2.0-S0045793010001349-main.pdf?_tid=6c4a614c-85c3-11e2-b573-00000aacb361&acdnat=1362508695_dcbc3a96b168e1eb253d8eb71c58b4e1>. Acesso em: 15 dez. 2012.

MATOS, F. F. S. **Análise numérica do comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta em compressores alternativos**. 2002. 243f. Tese (Doutorado em Engenharia

Mecânica)- Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

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

NAGATA, S.; NOZAKI, T.; AKIZAWA, T. Analysis of dynamic behavior of suction valve using strain gauge in reciprocating compressor. In: 20th INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE - AT PURDUE LTC, 2010, West Lafayette. **Proceedings ...** Purdue University, 2010, 9p. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/icec/1979>>. Acesso em: 12 jun. 2012.

PEREIRA, E. L. L. **Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos.** 2006. 123 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

PEREIRA, E. L. L.; DESCHAMPS, C. J. A Theoretical account of the piston influence on effective flow and force areas of reciprocating compressor valves. In: 20th INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE – AT PURDUE, LTC, 2010, West Lafayette. **Proceedings ...** Purdue University, 2010,. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/icec/2010>>. Acesso em: 15 jun. 2010.

POSSAMAI, F. C. **Escoamento laminar através de válvulas inclinadas de compressores de refrigeração.** 1994. 110 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1994.

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

RIBAS JÚNIOR, F. A.; DESCHAMPS, C. J.; FAGOTTI, F.; MORRIESEN, A.; DUTRA T. Thermal analysis of reciprocating compressors: a critical review. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE, 19., 2008, West Lafayette. **Proceedings...** West Lafayette: [s.n.], 2008. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2906&context=ice>>. Acesso em: 23 nov. 2012.

RODRIGUES T. T. **Modelagem numérica do escoamento em válvulas automáticas de compressores pelo método da fronteira imersa.** 2010. 137 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2010.

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

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

SCHWERZLER, D. D.; HAMILTON, J. F. An analytical method for determining effective flow and force areas for refrigeration compressor valve systems. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING AT PURDUE, 1., 1972, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s..n.], 1972. p. 30-36, 1972.

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

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

TRELLA, T. J.; SOEDEL, W. Effect of valve port gas inertia on valve dynamics - Part II: flow retardation at opening. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING AT PURDUE, 2., 1974, West Lafayette. **Proceedings ...** West Lafayette: [s..n.], 1974b. p. 198-207.

USSYK, M. S. **Simulação numérica do desempenho de compressores herméticos alternativos.** 1984. 214 f. Dissertação (Mestrado)- Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1984.

APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS DO MEDIDOR DE VAZÃO

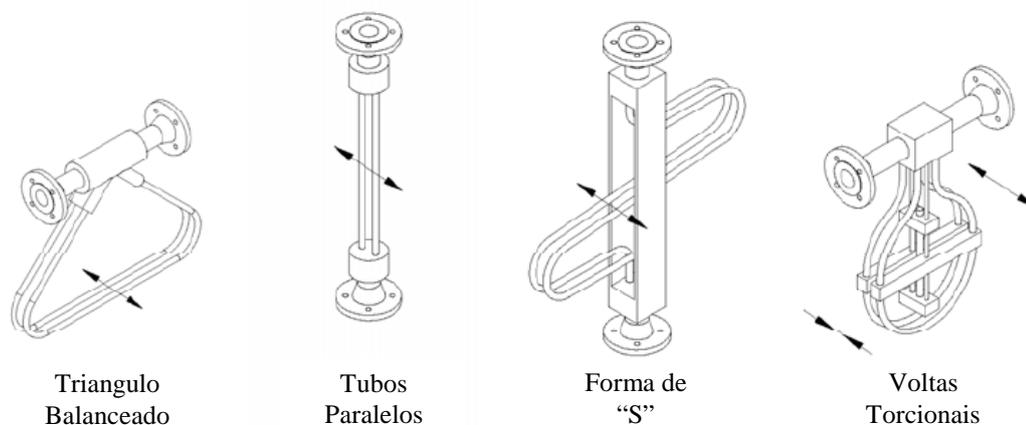
Atualmente existem vários fabricantes de medidores de vazão do tipo Coriolis. Todos eles se baseiam em sistemas de tubos vibrantes, os quais são percorridos por uma vazão mássica que causam pequenas deflexões nos tubos. Estas deflexões podem ser correlacionadas com o valor da vazão mássica nos tubos. O nome deste tipo de medidor vem da força responsável pelas deflexões nos tubos, a força de Coriolis.

Diferente de algumas outras tecnologias de medição, o medidor de Coriolis permite medições de forma direta, sem depender de medições de velocidade. Além disso, há a vantagem de que variações de temperatura, densidade, viscosidade, pressão e perfil de velocidade não participam ativamente na medição ou podem facilmente ser levadas em consideração nos resultados da medição de vazão.

Outras vantagens do medidor são: a ausência de partes móveis, o que gera menor índice de quebras e manutenção; natureza não intrusiva e alta precisão. Entretanto, este tipo de medidor apresenta o alto custo de aquisição.

A forma dos sistemas de tubo varia de acordo com o projeto do fabricante. A Figura A.1 mostra as formas mais comuns de sistemas de tubos encontrados nos medidores tipo Coriolis.

Figura A.1 – Formas dos sistemas de tubos usualmente encontradas em medidores de vazão do tipo Coriolis.



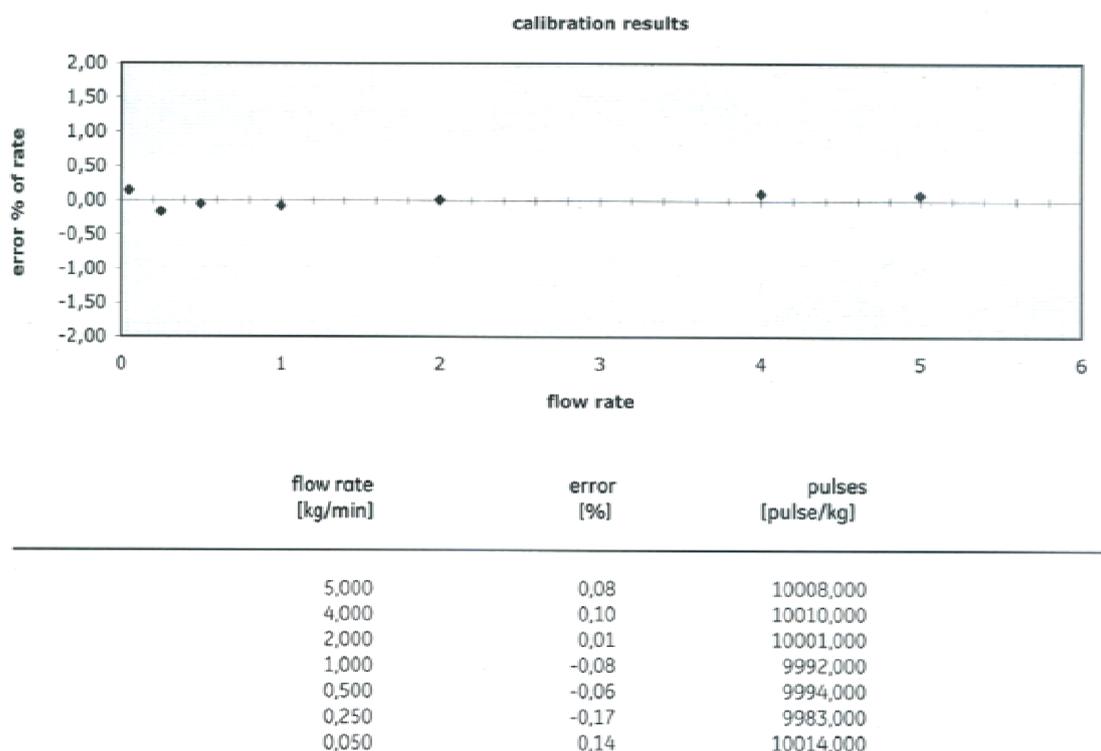
O princípio de funcionamento dos medidores se dá pela imposição de um movimento vibratório transversal aos tubos, enquanto o fluido escoar da entrada para a saída dos tubos. A oscilação dos tubos é ortogonal à direção do escoamento, assim, o fluido é acelerado na direção da oscilação. Devido à sua inércia, o tubo exerce uma força de Coriolis, que produz uma deflexão dos tubos que é diretamente proporcional a vazão mássica escoando pelos tubos.

O modelo utilizado neste trabalho, Rheonik RHM 04, possui as seguintes características:

- Pressão de trabalho de até 250 bar
- Faixa de medida de 0,1kg/min até 10 kg/min
- Menor valor de medição: 0.05 kg/min
- Resposta temporal de 30 ms.

A curva de calibração do medidor fornecida pelo fabricante é apresentada na Figura A.2.

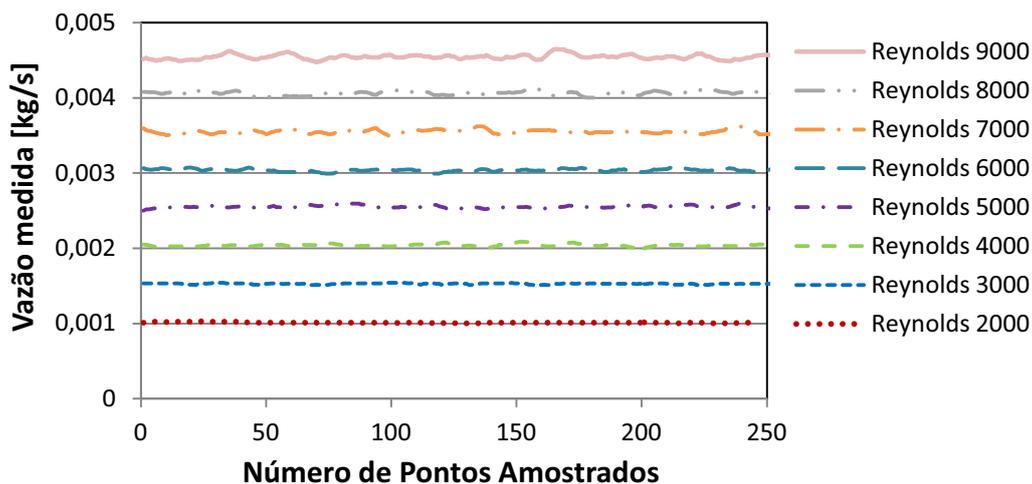
Figura A2 – Curva de calibração do medidor de vazão Rheonik modelo RHM 04.



Fonte: Curva fornecida pelo fabricante.

Foram realizadas medições para averiguar o comportamento da vazão ao longo do tempo. Para isso, algumas vazões foram ajustadas e mediu-se o comportamento e as oscilações das vazões para um determinado tempo de amostragem, estes dados são apresentados na Figura A.3 e Tabela A.1.

Figura A3 – Oscilações típicas da do escoamento em função do número de Reynolds.



Fonte: elaboração do próprio autor

A Tabela A.1 apresenta o desvio padrão das vazões mostradas na Figura A.3. Nota-se que para as vazões observadas da ordem de 0,05 a 0,3 kg/min, as incertezas apresentadas pelo fabricante são da ordem de -0,17 a 0,14%. Os resultados da Tabela A.1 mostram que o desvio padrão das flutuações de vazão durante um determinado teste é da ordem de 0,7% para a maioria das vazões. Portanto, a incerteza de medição do medidor é cerca de quatro vezes menor do que as flutuações da vazão durante o teste.

Tabela A.1 – Desvio padrão das medidas de vazão observadas.

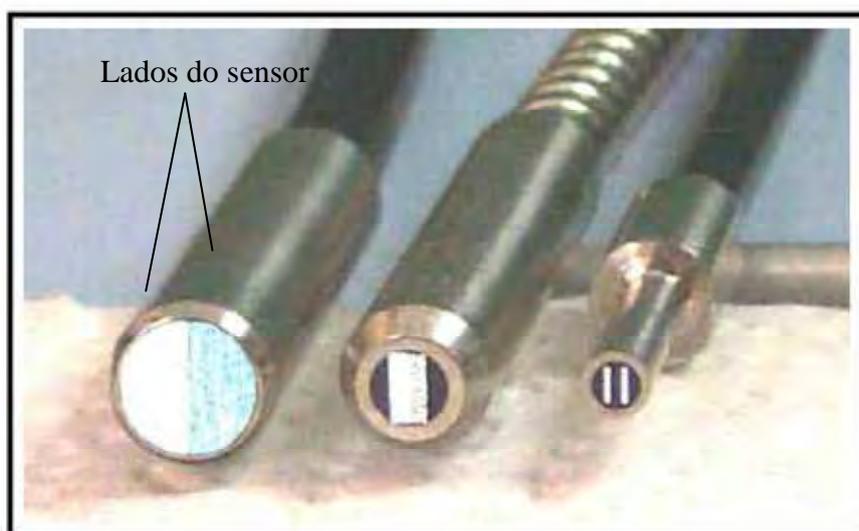
Reynolds	Vazão [kg/s]	Desvio Padrão [σ]	σ [%]
2000	0,0010	5,94E-06	0,59%
3000	0,0015	7,85E-06	0,51%
4000	0,0020	1,55E-05	0,76%
5000	0,0026	1,78E-05	0,70%
6000	0,0030	2,03E-05	0,67%
7000	0,0035	2,45E-05	0,69%
8000	0,0041	2,64E-05	0,65%
9000	0,0045	3,18E-05	0,70%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

APÊNDICE B – CARACTERÍSTICAS DOS SENSORES ÓPTICOS

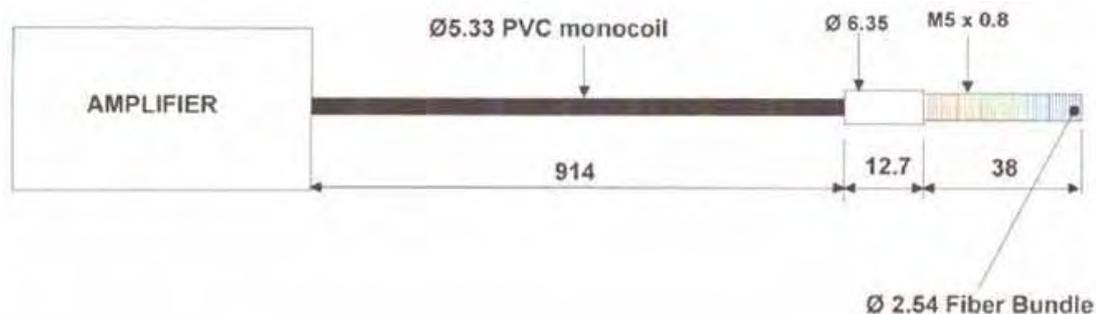
O sinal de saída de um sensor de deslocamento óptico baseado na intensidade de luz refletida varia proporcionalmente tanto com a distância, como com a refletância da superfície alvo: quanto maior a refletância, maior o sinal do sensor. O sinal do sensor óptico usado neste trabalho (PHILTEC RC100), não depende da refletância da superfície alvo (RC – *Reflectance Compensated*). O sensor do tipo RC é sensor de propósitos gerais que pode medir distâncias com elevada exatidão de alvos com movimento de rotação e translação. Portanto, este tipo de sensor é bastante adequado para os propósitos deste trabalho. Neste tipo de sensor, a luz é transmitida ao alvo por meio de um dos lados de feixes de fibra-ótica adjacentes. A luz refletida é capturada em dois feixes de fibra-ótica do outro lado do sensor, que seguem caminhos diferentes até a parte eletrônica de tratamento de sinal. A Figura B.1 mostra três tipos de pontas deste tipo de sensor, onde os lados dos feixes de fibra-ótica podem ser vistos. Cálculos baseados na razão entre as intensidades luminosas (*ratiometric method*) fornecem a distância entre a ponta do sensor e a superfície alvo, que é independente da variação da refletância. A Figura B.2 mostra as dimensões do sensor óptico RC100.

Figura B1 – Lados do sensor contendo os feixes de fibra-ótica



Fonte: (<http://www.philtec.com>, 06/02/2012).

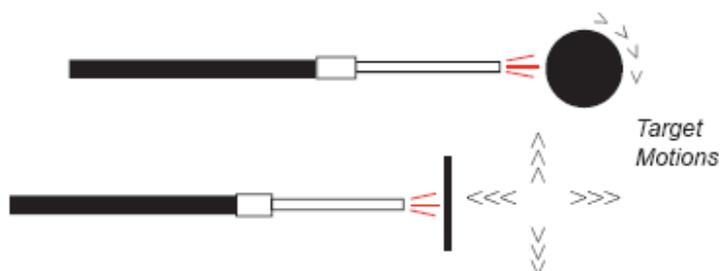
Figura B2 – Dimensões do sensor óptico em mm



fonte: (<http://www.philtec.com/products/targetmotion.html> , 06/02/2012).

A Figura B.3 ilustra os tipos de movimentos dos alvos que são permitidos para utilização dos sensores tipo RC.

Figura B3 – Movimentos permitidos do alvo em relação ao sensor tipo RC



Fonte: (<http://www.philtec.com/products/targetmotion.html>, 06/02/2012).

Uma das grandes vantagens do sensor é que ele permite realizar medições de forma não intrusiva, compacta e sem contato. Desta forma, este tipo de sensor atende a várias aplicações: medições internas em equipamentos, aplicações criogênicas, em áreas de alta tensão, em áreas submersas ou em vácuo. A Tabela B.1 mostra os dados do sensor RC100 fornecidos pelo fabricante.

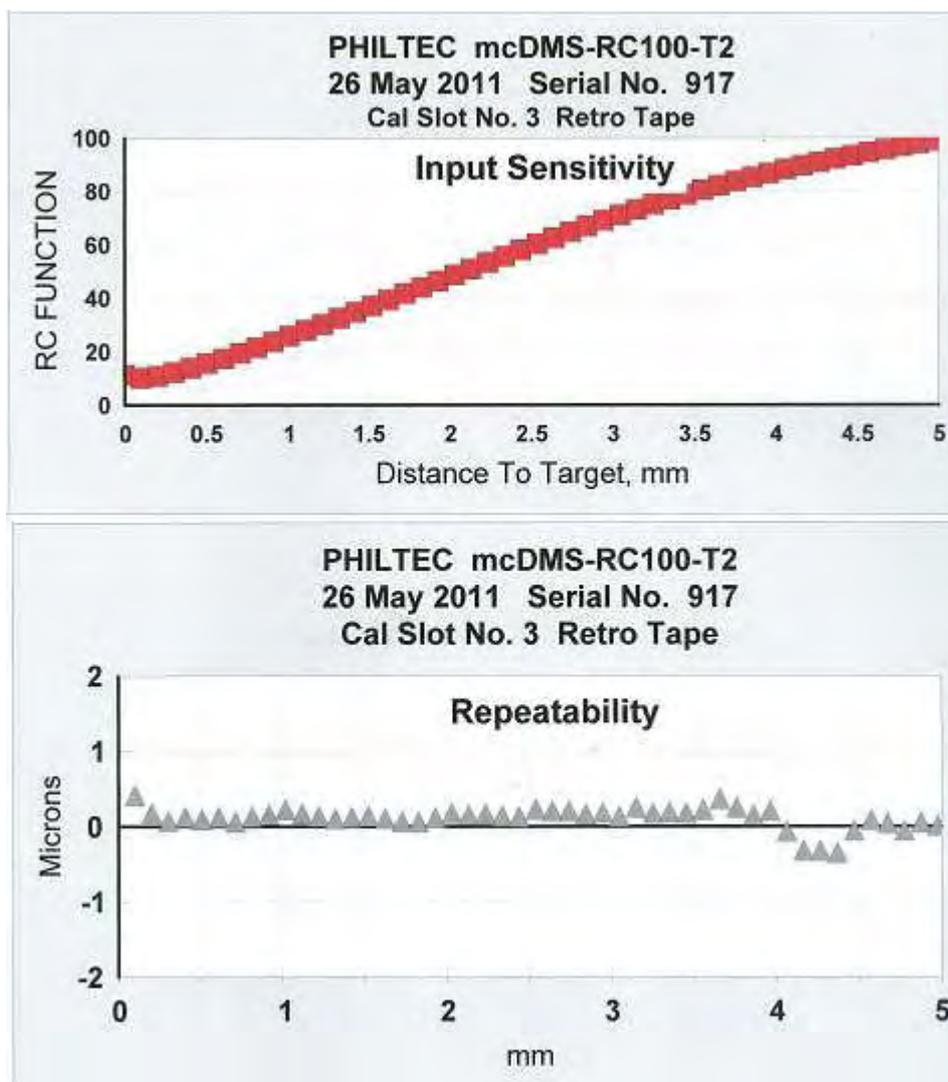
Tabela B1– Dados do sensor óptico RC100.

Características	Unidade	RC100
Diâmetro da Ponta	mm	5
Faixa operacional	mm	2,2
Faixa Linear	mm	1,8
Sensitividade	mv/ μ m	1,3
Resolução 100 Hz	μ m	0,75
Resolução 20 kHz	μ m	3
Resolução 200 kHz	μ m	6

fonte: manual do fabricante.

As curvas de calibração e de repetibilidade do sensor RC100 são apresentadas na Figura B.4.

Figura B4 – Curvas de calibração e curva de repetibilidade do sensor.



Fonte: manual do fabricante.

APÊNDICE C – ANÁLISE DE INCERTEZA

C.1 Incertezas associadas às medições dos parâmetros primários.

Os parâmetros primários são considerados aqui como os parâmetros que são medidos durante os testes: temperatura, pressão atmosférica, pressões a montante do difusor, pressão sobre a superfície do disco frontal, diâmetro interno do tubo, afastamento, vazão, e diâmetro da palheta. A incerteza de cada parâmetro está relacionada com o instrumento de medição usado.

A pressão atmosférica foi medida usando-se um barômetro analógico possuindo menor divisão de escala de 100 Pa. Adotou-se como incerteza de medição o valor da metade da menor divisão de escala, ou seja, 50 Pa.

As pressões sobre o disco frontal e à montante da seção de testes foram medidas por transdutores com incerteza de 0,1% do fundo de escala, segundo a especificação do fabricante.

A temperatura foi medida pelo medidor de vazão Rheonik. O fabricante não fornece dados sobre a precisão do medidor. Estimou-se uma incerteza de 0,5°C, na pior das hipóteses.

Os diâmetros do orifício de alimentação do assento e dos discos frontais disponíveis foram medidos com um paquímetro de incremento de escala de 0,01 mm. Foram realizadas várias medidas em posições distintas. Usando os valores medidos, as incertezas associadas foram determinadas considerando as máximas diferenças entre todos os valores medidos.

A incerteza das medições do afastamento entre os discos está associada com a exatidão do sensor, que não é especificada diretamente pelo fabricante. Entretanto, a Figura B.4 apresenta a curva de repetibilidade do sensor associada com o tipo de superfície reletora (*retro tape*). Desta curva pode-se retirar que a repetibilidade do sensor está dentro da faixa de $\pm 1 \mu\text{m}$. Portanto, adotou-se este valor como incerteza do sensor óptico.

A incerteza do medidor de vazão, retirada da curva de erro mostrada na Figura A.2, é de cerca de $\pm 0,2\%$ do valor da vazão medida.

A Tabela C.1 apresenta as incertezas dos parâmetros primários.

Tabela C.1– Incertezas dos parâmetros primários.

Parâmetro	Incerteza
Distância entre os Discos (s)	0,005 mm
Diâmetro do Orifício de Alimentação do Assento (d)	0,02 mm
Diâmetro do Disco Frontal (D)	0,03 mm
Pressão Atmosférica (P_{atm})	50 Pa
Pressão sobre o Disco Frontal (P)	3,5 Pa
Pressão à Montante (P_u)	100 Pa
Temperatura (T)	0,5 °C
Vazão (\dot{m})	0,2%

Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

C.2 Incertezas associadas às medições dos parâmetros dependentes

Os parâmetros dependentes de interesse para o problema são: massa específica (ρ), viscosidade absoluta (μ), velocidade média do escoamento (\bar{V}), pressão adimensional (P_{adm}), vazão em massa (\dot{m}) e número de Reynolds (Re).

O cálculo da incerteza de uma variável dependente é efetuado levando em consideração a incerteza de cada variável independente e a forma de variação da propriedade dependente com cada variável independente, ou seja:

$$IRG = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} w_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (C.1)$$

onde IRG é a incerteza associada ao parâmetro dependentes R e w_i é a incerteza associada ao parâmetro independente x_i .

Determinação da incerteza da massa específica, $IR\rho$.

A massa específica do ar é calculada por:

$$\rho = \frac{P_u M_u}{\bar{R}T} \quad (C.2)$$

onde P_u é a pressão a montante da seção de teste, \bar{R} é a constante universal dos gases, M_u é a massa molecular do ar e T é a temperatura do ar. Logo,

$$\rho = \rho(P_u, T) \quad (\text{C.3})$$

Assim o cálculo da incerteza da massa específica resulta em:

$$IR\rho = \left[\left(\frac{\partial \rho}{\partial P_u} IRP_u \right)^2 + \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} IRT \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.4})$$

ou seja,

$$IR\rho = \rho \left[\left(\frac{IRP_u}{P_u} \right)^2 + \left(\frac{IRT}{T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.5})$$

Determinação da incerteza viscosidade dinâmica, $IR\mu$.

A viscosidade apresentada na Equação 4.5 depende apenas da temperatura. Assim, a incerteza deste parâmetro é dada por:

$$IR\mu = \left[\left(\frac{\partial \mu}{\partial T} IRT \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.6})$$

que resulta em:

$$IR\mu = \left[\left((k_2 - 2k_3T)10^{-6}IRT \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.7})$$

Determinação da incerteza da velocidade média do escoamento, $IR\bar{V}$.

A velocidade média do escoamento no orifício de passagem é calculada por:

$$\bar{V} = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} \quad (\text{C.8})$$

Então,

$$\bar{V} = \bar{V}(\dot{m}, \rho, d) \quad (\text{C.9})$$

e, portanto,

$$IR\bar{V} = \bar{V} \left[4 \left(\frac{IRd}{d} \right)^2 + \left(\frac{IR\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{IR\dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.10})$$

Determinação da incerteza da pressão adimensional, IRP_{adm}

A pressão manométrica adimensional sobre o disco frontal é dada pela seguinte expressão:

$$P_{adm}(r) = \frac{p(r)}{\rho\bar{V}^2/2} \quad (\text{C.11})$$

Seguindo o mesmo procedimento adotado para as demais variáveis, a incerteza da pressão sobre o disco frontal é dada por:

$$IRP_{adm} = P_{adm} \left[\left(\frac{IRp}{p} \right)^2 + \left(\frac{IR\rho}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{IR\bar{V}}{\bar{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{C.12})$$

Determinação da incerteza do número de Reynolds, $IRRe$.

Adotando o mesmo procedimento para o número de Reynolds,

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\mu\pi d}$$

(C.13)

tem-se:

$$IRRe = Re \left[\left(\frac{IR\dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{IR\mu}{\mu} \right)^2 + \left(\frac{IRd}{d} \right)^2 \right]^{1/2}$$

(C.14)

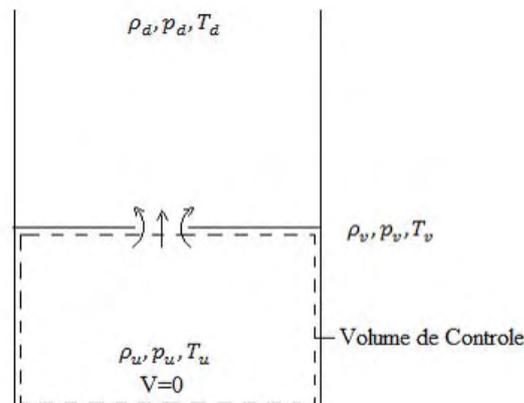
APÊNDICE D – COEFICIENTE DE DESCARGA

O coeficiente de descarga indica a relação existente entre a vazão real e a vazão em um orifício. Considerando o escoamento na configuração mostrada na Figura D.1, assumindo as seguintes hipóteses:

- Escoamento unidimensional, isentrópico, $n=k$;
- Escoamento em regime permanente;
- Condições de estagnação à montante;
- Comportamento de gás ideal para o fluido.

pode-se aplicar a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle mostrado.

Figura D1 – Escoamento Isentrópico em um orifício.



Fonte: Elaborada pelo próprio autor.

Para condições de estagnação à montante, a primeira lei da termodinâmica fornece;

$$h_u = h + \frac{V_v^2}{2} \quad (D.1)$$

Para gás ideal com calor específico constante, a variação de entalpia pode ser escrita como:

$$h_u - h = C_p(T_U - T) \quad (D.2)$$

Assim, a equação D.1 transforma-se em:

$$V_v = \sqrt{2C_p(T_u - T_v)} \quad (\text{D.3})$$

e a vazão mássica no orifício pode ser calculada por:

$$\dot{m}_v = \rho_v A_v V_v \quad (\text{D.4})$$

A massa específica no orifício pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$\rho_v = \frac{\rho_u}{\left[1 + \frac{1}{2}(k-1)M^2\right]^{\frac{1}{k-1}}} \quad (\text{D.5})$$

onde $M = V_v/C$ é o número de Mach e $C = \sqrt{kRT}$ é a velocidade do som. Assim, assumindo escoamento isentrópico, obtém-se a vazão isentrópica no orifício:

$$\dot{m}_{th} = \rho_v A_v V_v = \frac{\rho_u}{\left[1 + \frac{1}{2}(k-1)M^2\right]^{\frac{1}{k-1}}} \times \sqrt{2RT_u \frac{k}{k-1} \left(1 - \left(\frac{P_v}{P_u}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)} \times \frac{\pi d^2}{4} \quad (\text{D.6})$$

Para o difusor radial, p_u é a pressão a montante do difusor, T_u é a temperatura do escoamento e P_v é adotada como sendo a pressão na saída do difusor. O coeficiente de descarga é a razão entre a vazão real do escoamento e a vazão isentrópica no orifício:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{th}} \quad (\text{D.7})$$