



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Willian Freitas Alves

ANÁLISE DE EFEITOS GEOMÉTRICOS E DE COMPRESSIBILIDADE NO
ESCOAMENTO EM VÁLVULAS TIPO PALHETA DE COMPRESSORES

Florianópolis
2023

Willian Freitas Alves

ANÁLISE DE EFEITOS GEOMÉTRICOS E DE COMPRESSIBILIDADE NO
ESCOAMENTO EM VÁLVULAS TIPO PALHETA DE COMPRESSORES

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. César J. Deschamps, Ph.D.

Florianópolis

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Alves, Willian Freitas

ANÁLISE DE EFEITOS GEOMÉTRICOS E DE COMPRESSIBILIDADE NO
ESCOAMENTO EM VÁLVULAS TIPO PALHETA DE COMPRESSORES /
Willian Freitas Alves ; orientador, César José Deschamps,
2023.

74 p.

Dissertação (mestrado profissional) - Universidade
Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2023.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. escoamento turbulento. 3.
Compressor. 4. Válvulas palheta. 5. Difusor radial. I.
Deschamps, César José . II. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
III. Título.

Willian Freitas Alves

ANÁLISE DE EFEITOS GEOMÉTRICOS E DE COMPRESSIBILIDADE NO
ESCOAMENTO EM VÁLVULAS TIPO PALHETA DE COMPRESSORES

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca
examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof.Emilio Ernesto Paladino, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Ernane Silva, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a versão original e final do trabalho de conclusão que foi julgado
adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Prof. Henrique Simas, Dr. Eng.
Coordenador do Programa de
Pós-Graduação

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.
Orientador

Florianópolis, 2023.

Este trabalho é dedicado aos meus colegas de classe e aos
meus queridos pais.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me proporcionar a oportunidade de concretizar este trabalho.

Aos meus amados pais, Ana Lúcia e Raimundo, e às minhas queridas irmãs, Rayane e Daniella, expresso meu profundo reconhecimento pelo amor, carinho, apoio inabalável e estímulo constante que me deram para perseguir meus sonhos.

Quero também estender meus sinceros agradecimentos ao povo brasileiro, simbolizado pela CAPES, cujo apoio financeiro tornou possível a realização desta pesquisa. Sem essa bolsa, todo esse progresso não seria alcançado.

Ao professor César Deschamps, expresso minha gratidão por sua infinita paciência e pela disponibilidade em compartilhar seus conhecimentos valiosos.

Aos meus amigos, em especial ao Ramon Melo dos Santos, cuja ajuda foi inestimável e sem a qual esta pesquisa não teria se concretizado. E ao Renatto Yupa-Villanueva, que esteve sempre presente, ajudando a esclarecer minhas dúvidas.

Por último, mas não menos importante, aos meus colegas de laboratório, cujas contribuições desempenharam um papel fundamental no desenvolvimento deste trabalho.

A todos vocês, minha mais profunda gratidão. Sem a presença constante e o apoio generoso de cada um, este marco em minha jornada acadêmica não seria possível.

RESUMO

Válvulas automáticas do tipo palheta afetam em grande medida o desempenho termodinâmico e a confiabilidade de compressores de sistemas de refrigeração. Nesse tipo de válvulas o campo de pressão promove a abertura e o fechamento da válvula e, por esta razão, a compreensão do escoamento é fundamental para a melhoria da eficiência do compressor. Esta dissertação apresenta uma análise numérica do escoamento em válvulas, com a palheta sendo representada na forma de um disco concêntrico e paralelo ao assento. Essa geometria simplificada permite a redução do custo computacional da simulação do escoamento sem, no entanto, diminuir a importância das conclusões. As equações governantes do escoamento turbulento são resolvidas pelo método dos volumes finitos com o emprego dos modelos de turbulência RNG $k - \epsilon$ e $k - \omega$ SST. Inicialmente, os resultados numéricos são verificados em relação a erros de truncamento através do refinamento da malha de discretização e com o emprego da extrapolação de Richardson. Na sequência, o desempenho dos modelos de turbulência na previsão do escoamento é examinado através da comparação dos resultados com dados experimentais de distribuição de pressão sobre a palheta e áreas efetivas de escoamento e de força. Com o modelo numérico validado, as simulações são direcionadas então para a análise do efeito de diferentes diâmetros da palheta em função da abertura da válvula e do número de Reynolds do escoamento sobre o carregamento de pressão na palheta e áreas efetivas de escoamento e de força. Efeitos de compressibilidade são também investigados através da solução do escoamento com formulações para fluido incompressível e fluido compressível. Finalmente, analisa-se eventuais desvios devido ao emprego de formulação de gás ideal para a avaliação do escoamento na válvula, considerando que fluidos refrigerantes são empregados nessa aplicação. Os resultados mostram que o diâmetro da palheta afeta fortemente o escoamento e os parâmetros de eficiência da válvula e que o efeito do número de Reynolds é significativo nos menores afastamentos e maiores diâmetros da palheta. Além disso, observou-se que a compressibilidade do gás é particularmente importante nas maiores aberturas da válvula, em função das maiores velocidades, inclusive com a presença de ondas de choque na região do difusor radial. Por outro lado, os resultados demonstram que a formulação de gás ideal é suficiente para a previsão do escoamento de fluidos refrigerantes em válvulas.

Palavras-chave: Compressor. Válvulas palheta. Difusor radial. Escoamento turbulento.

ABSTRACT

Automatic reed-type valves greatly affect the thermodynamic performance and reliability of compressors adopted in refrigeration systems. In this type of valve, the pressure field promotes the opening and closing of the valve, and for this reason, understanding the flow is essential for improving compressor efficiency. This dissertation presents a numerical analysis of flow in valves, with the reed represented as a concentric disk parallel to the seat. This simplified geometry reduces the computational cost of numerical flow simulations without diminishing the significance of the conclusions. The governing equations of turbulent flow are solved using the finite volume method, employing the RNG $k - \varepsilon$ $k - \omega$ SST. turbulence models. Initially, numerical results are validated against truncation errors through mesh refinement and Richardson extrapolation. Subsequently, the performance of turbulence models in flow prediction is examined by comparing results with experimental data for pressure distribution on the reed and effective flow and force areas. With the validated numerical model, simulations are then directed towards analyzing the effect of different reed diameters as a function of valve opening and Reynolds number on the reed pressure loading and effective flow and force areas. Compressibility effects are also investigated by solving the flow with formulations for incompressible and compressible fluids. Finally, potential deviations due to the use of the ideal gas formulation in the simulations are analyzed, considering that refrigerant fluids are employed in this application. The results show that the reed diameter strongly affects the flow and valve efficiency parameters, and that the Reynolds number effect is significant at smaller valve openings and larger reed diameters. Additionally, it was observed that gas compressibility is particularly important at larger valve openings due to higher velocities, including the presence of shock waves in the radial diffuser region. On the other hand, the results demonstrate that the ideal gas formulation is sufficient for predicting the flow of refrigerant fluids in valves.

Keywords: Compressor. Reed valves. Radial diffuser. Turbulent flow.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapores: (a) Componentes básicos; (b) Diagrama pressão-entalpia (p-h)	16
Figura 1.2 – Esquema de um compressor alternativo; (reproduzida de Possamai, 1994)	17
Figura 1.3 – Esquema de um compressor alternativo	17
Figura 1.4 – Representação esquemática de um difusor radial.	19
Figura 3.1 – Domínio de solução.	26
Figura 4.1 – Malha 1 ($D/d = 1,5$; $s/d = 0,09$, $e/d = 1$).	33
Figura 4.2 – Malha 3 ($D/d = 1,5$; $s/d = 0,09$, $e/d = 1$).	34
Figura 4.3 – Teste de independência de malha; $D/d = 1,5$	35
Figura 4.4 – Teste de independência de malha; $D/d = 3$	36
Figura 4.5 – Distribuição de pressão para diversos comprimentos de entrada e perfil de fluxo de massa variável; $D/d = 1,5$	39
Figura 4.6 – Distribuição de pressão para diversos tamanhos da região de descarga: $D/d = 1,5$; $Re = 20.000$	41
Figura 4.7 – Resultados numéricos e experimentais de distribuição de pressão: $D/d = 1,5$; $Re = 10.000$	43
Figura 4.8 – Resultados numéricos e experimentais de distribuição de pressão: $D/d = 1,5$; $Re = 20.000$	44
Figura 4.9 – Resultados numéricos e experimentais de distribuição de pressão: $D/d = 3,0$; $Re = 25.000$	45
Figura 5.1 – Número de Re em relação ao afastamento de um compressor real. . . .	47
Figura 5.2 – Efeito da razão de diâmetro e Reynolds sobre área efetiva de escoamento.	48
Figura 5.3 – Distribuição de pressão sobre a palheta.	49
Figura 5.4 – Curvas de requerimento de energia em diferentes geometrias de escoamento.	50
Figura 5.5 – Escoamento através da válvula: $D/d = 3$; $s/d = 0,01$	51
Figura 5.6 – Efeito da razão de diâmetro e Reynolds sobre área efetiva de força. . .	53
Figura 5.7 – Carregamento de pressão sobre a palheta.	54
Figura 5.8 – Carregamento de pressão na palheta: $s/d = 0,03$; $D/d = 3$	56
Figura 5.9 – Mach máximo local analítico	57
Figura 5.10–Efeito da compressibilidade do fluido sobre a área efetiva de escoamento; $D/d = 1,5$	59
Figura 5.11–Efeito da compressibilidade do fluido sobre a área efetiva de escoamento; $D/d = 1,2$	60
Figura 5.12–Linhas de corrente e magnitude de velocidade do escoamento: $Re = 80.000$; $s/d = 0,04$ e $D/d = 1,5$	61
Figura 5.13–Campo de pressão do escoamento: $Re = 80.000$; $s/d = 0,04$ e $D/d = 1,5$.	62

Figura 5.14–Distribuição de pressão sobre a palheta: $Re = 80.000$; $s/d = 0,04$ e D/d $= 1,5$	62
Figura 5.15–Efeito da compressibilidade do fluido sobre a área efetiva de força; D/d $= 1,5$	63
Figura 5.16–Efeito da compressibilidade do fluido sobre a área efetiva de força; D/d $= 1,2$	64
Figura 5.17–Carregamento de pressão na palheta: $D/d = 1,5$; $s/d = 0,04$; $Re = 80.000$.	64
Figura 5.18–Número de Reynolds de acordo com a abertura da válvula.	66
Figura 5.19–Resultados de áreas efetivas de escoamento e de força, considerando fluidos refrigerantes.	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Números de elementos das malhas: (a) $D/d = 1,5$; (b) $D/d = 3,0$	32
Tabela 4.2 – GCI para os casos $D/d = 1,5$	37
Tabela 4.3 – GCI para os casos $D/d = 3,0$	37
Tabela 4.4 – Diferença entre os modelos de turbulência e os experimentos.	43
Tabela 5.1 – Geometrias e números de Reynolds dos escoamentos.	46
Tabela 5.2 – Variação das A_{ee}^* em função número de Reynolds.	51
Tabela 5.3 – Valores dos termos da equação (5.13): $Re = 4.000$ e $s/d = 0,01$	54
Tabela 5.4 – Valores dos termos da equação (5.13): $Re = 23.000$ e $s/d = 0,05$	55
Tabela 5.5 – Valores dos termos da equação (5.13): $D/d = 3$ e $s/d = 0,03$	56
Tabela 5.6 – Geometrias e números de Reynolds dos escoamentos.	57
Tabela 5.7 – Diferenças percentuais entre os resultados das formulações compressível e incompressível (C/I) para força F , diferença de pressão Δp e área efetiva de força A_{ef}^*	63
Tabela 5.8 – Diferenças percentuais entre os resultados das formulações compressível e incompressível para áreas efetivas de força e de escoamento (A_{ee}^* e A_{ef}^*).	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

GCI	Grid Convergence Index
HWA	Hot-Wire Anemometry
PIV	Particle Image Velocimetry
PMS	Ponto Morto Superior
RAM	Random-access memory
RANS	Reynolds Average Navier-Stokes
RNG	Renormalization Group Theory
SST	Shear Stress Transport

LISTA DE SÍMBOLOS

d	Diâmetro do orifício
e	Comprimento do orifício
D	Diâmetro do disco frontal
s	Distância entre os discos
A_{ef}	Área efetiva de força
A_{ee}	Área efetiva de escoamento
k	Energia cinética turbulenta
ε	Dissipação turbulenta
A_o	Área do orifício da válvula
\dot{m}	Vazão mássica
\dot{m}_{th}	Vazão teórica
F_v	Força resultante sobre a palheta
p_m	Pressão a montante
p_j	Pressão a jusante
Re	Número de Reynolds
α	Distância entre os discos
L	Comprimento da seção de saída
T	Comprimento da seção de saída
\tilde{F}	Propriedade qualquer instantânea
F	Propriedade média
f	Propriedade flutuante
ρ	Densidade molecular
μ	Viscosidade molecular
κ	Condutividade térmica
U_i	Componente da velocidade
x_i	Direção i
p	Pressão
R	Constante dos Gases
c_v	Capacidade térmica a volume constante
ω	Vorticidade turbulenta
I	Intensidade turbulenta
L	Escala turbulenta
y^+	Distância do primeiro elemento até a parede adimensional
y	Distância até a parede sólida
ν	Viscosidade cinemática
U^*	Velocidade de fricção
τ_w	Tensão de atrito na parede

C_f	Coeficiente de atrito na parede
F_s	Fator de segurança
K	Kelvin
V	Velocidade
C_d	Coeficiente de descarga
\dot{E}_{in}	Energia requerida na entrada
$\dot{\Xi}_{lost}$	Destruição de exergia
\dot{K}	Energia cinética na saída da válvula
h_{lm}	Perda de carga específica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Compressores alternativos	16
1.2	Sistemas de válvulas	18
1.3	Objetivos	19
2	REVISÃO DA LITERATURA	20
2.1	Áreas efetivas de força e de escoamento	20
2.2	Investigações Experimentais	20
2.3	Análises numéricas	22
2.4	Sínteses e contribuições do presente trabalho	24
3	METODOLOGIA DE SOLUÇÃO	26
3.1	Domínio de solução	26
3.2	Equações governantes	26
3.3	Modelos de turbulência	27
3.4	Procedimento de solução numérica	28
3.5	Condições de contorno	28
4	VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	30
4.1	Verificação da solução numérica	30
4.1.1	Erros de discretização	31
4.1.2	Erros iterativos de convergência	37
4.2	Dimensão do Domínio de solução	37
4.2.1	Comprimento do orifício	37
4.2.2	Extensão da região de descarga	39
4.3	Validação dos resultados numéricos	41
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	46
5.1	Efeito da razão de diâmetros e do número de Reynolds na A_{ee}^*	46
5.2	Efeito da razão de diâmetros e do número de Reynolds na A_{ef}^*	52
5.3	Efeito de compressibilidade na A_{ee}^* e A_{ef}^*	55
5.4	Efeito das propriedades de gás real	66
6	CONCLUSÕES	68
6.1	Principais observações	68
6.2	Sugestões de trabalhos futuros	68
	REFERÊNCIAS	70

1 INTRODUÇÃO

A refrigeração tem o objetivo de reduzir a temperatura de uma substância ou espaço através da remoção de calor que é transferida para um meio mais frio com a ajuda de um fluido refrigerante (WHITMAN et al., 2016).

Atualmente, a refrigeração é empregada em diferentes aplicações, tais como conservação de alimentos, climatização de ambientes e resfriamento de componentes eletrônicos. A indústria de refrigeração movimentada em torno de 500 bilhões de dólares anuais, empregando em torno de 15 milhões de profissionais e consumindo cerca de 20% de toda a energia produzida mundialmente (DUPONT et al., 2019). Devido à sua relevância, normas governamentais exigem que sistemas de refrigeração sejam cada vez mais eficientes do ponto de vista energético.

Atualmente, a principal tecnologia para realizar a refrigeração emprega a compressão mecânica de vapores, cuja representação esquemática é dada na Figura 1.1 para a sua forma mais básica. Os componentes básicos de um sistema de refrigeração por compressão de vapor são evaporador, compressor, condensador e dispositivo de expansão, mostrados esquematicamente na Figura 1.1a. O fluido refrigerante, no estado líquido, é forçado a evaporar numa temperatura baixa no evaporador devido à ação conjunta do compressor e do dispositivo de expansão. Durante a evaporação, calor é retirado do ambiente ou substância a refrigerar, produzindo assim o efeito de refrigeração. No estado de vapor, o fluido refrigerante é comprimido, elevando a sua temperatura e pressão, e em seguida é levado ao condensador. No condensador o fluido refrigerante rejeita calor para um meio externo, condensando-se e voltando ao estado líquido. O líquido refrigerante volta então ao dispositivo de expansão e o processo se repete.

Os processos termodinâmicos do ciclo de refrigeração podem ser descritos através de um diagrama pressão-entalpia, ilustrado na Fig. 1.1b. Conforme mostra essa figura, o fluido refrigerante entra no compressor como vapor saturado à baixa pressão (1), proveniente do evaporador, e por meio de um processo de compressão isentrópico é descarregado à alta pressão no condensador na forma de vapor superaquecido (2). No condensador, ocorre a rejeição da energia absorvida pelo refrigerante no evaporador e no compressor. Esta energia é inicialmente rejeitada sob a forma de calor sensível à pressão constante (2-3) e, em seguida, sob a forma de calor latente (a pressão e temperatura constante) até que o refrigerante alcance o estado de líquido saturado (3). Então, sob a forma de líquido saturado, o refrigerante inicia sua passagem pelo dispositivo de expansão onde tem a sua pressão reduzida até a pressão de trabalho do evaporador (4). Essa expansão permite que ocorra a mudança de fase do refrigerante no evaporador em função da absorção de calor do ambiente a ser refrigerado.

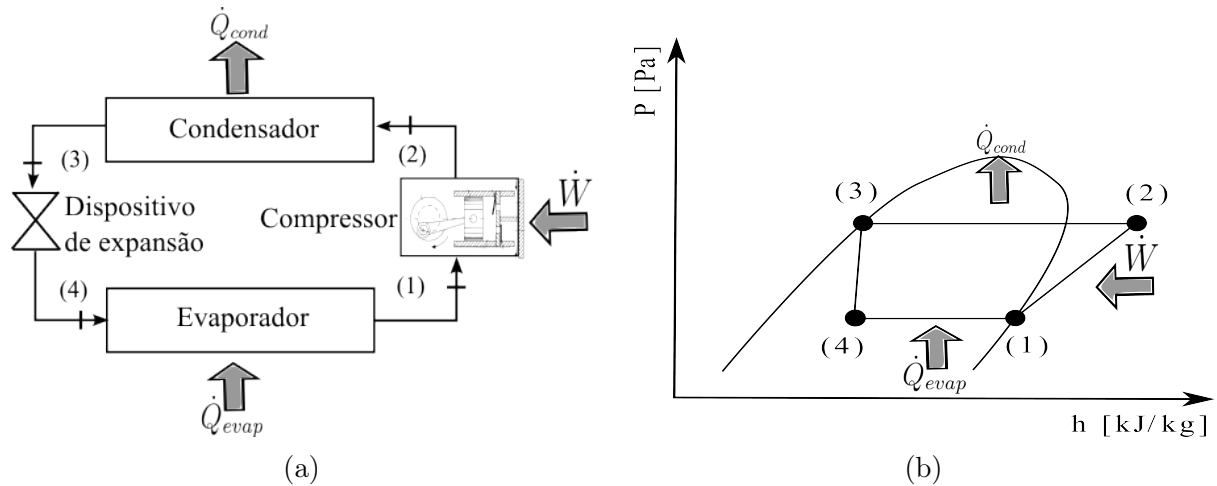


Figura 1.1 – Ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapores: (a) Componentes básicos; (b) Diagrama pressão-entalpia (p-h).

1.1 Compressores alternativos

Em compressores herméticos alternativos adotados em aplicações de refrigeração doméstica, o fluido refrigerante é confinado em um cilindro, denominado câmara de compressão, e comprimido pela ação mecânica de um pistão. Por sua vez, o pistão pode ser acionado por um mecanismo biela-manivela solidário a um motor elétrico que converte o movimento rotativo do motor em movimento alternativo do pistão. Em compressores classificados como herméticos, o motor elétrico e os componentes mecânicos estão situados em um mesmo ambiente, isolado do meio externo. Essa configuração confere uma melhor vedação do compressor, reduzindo vazamentos de fluido refrigerante para o meio externo.

Em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, os compressores são responsáveis, junto com o dispositivo de expansão, pela vazão mássica e pelo aumento da pressão do fluido refrigerante. No caso dos compressores alternativos, foco do presente trabalho, o processo de compressão é realizado pela ação de um pistão que reduz o volume de refrigerante na câmara de compressão. A figura 1.2 apresenta um esquema dos componentes de um compressor alternativo. Compressores alternativos são comumente usados em sistemas de pequeno porte, especialmente em refrigeradores domésticos, sendo que os seus componentes e o motor de acionamento são enclausurados hermeticamente dentro de uma mesma carcaça.

Esses compressores usam válvulas tipo palheta que abrem e fecham automaticamente de acordo com o carregamento de pressão que atua sobre elas. A Figura 1.3 apresenta o diagrama pressão-volume do ciclo de compressão. Quando o pistão está no ponto morto superior (ponto A), tanto a válvula de sucção como a válvula de descarga estão fechadas. A válvula de sucção permanece fechada porque a pressão no volume morto é maior que a pressão na linha de admissão. Embora as pressões no volume morto e na linha de descarga serem aproximadamente iguais, a válvula de descarga se mantém fechada

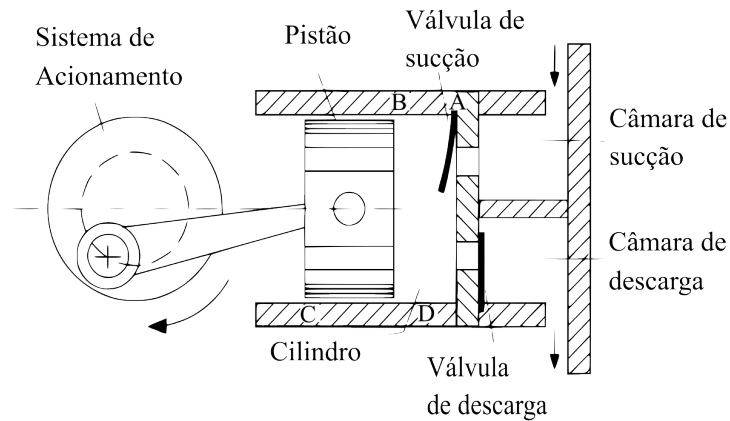


Figura 1.2 – Esquema de um compressor alternativo; (reproduzida de Possamai, 1994)

devido à sua rigidez.

À medida que o pistão se afasta do ponto morto superior (PMS), o vapor contido no volume morto se reexpande no processo A-B, diminuindo sua pressão. Quando o pistão atinge o ponto B, a pressão no cilindro é menor que a pressão na linha de admissão, dando início à sucção de vapor para dentro do cilindro. Como mostrado nos diagramas, no processo B-C ideal a sucção se dá a pressão constante. O pistão inverte o sentido do seu movimento no ponto C e, com ambas as válvulas fechadas, o processo de compressão é iniciado. No processo de compressão C-D, a pressão do vapor no cilindro aumenta devido à redução do volume da câmara de compressão. Quando o pistão alcança o ponto D, a pressão no cilindro é maior que a pressão na linha de descarga, e a válvula de descarga abre, descarregando vapor em alta pressão no processo de descarga D-A. Quando o pistão alcança o ponto A, o ciclo de compressão é finalizado e o eixo realizou uma rotação completa.

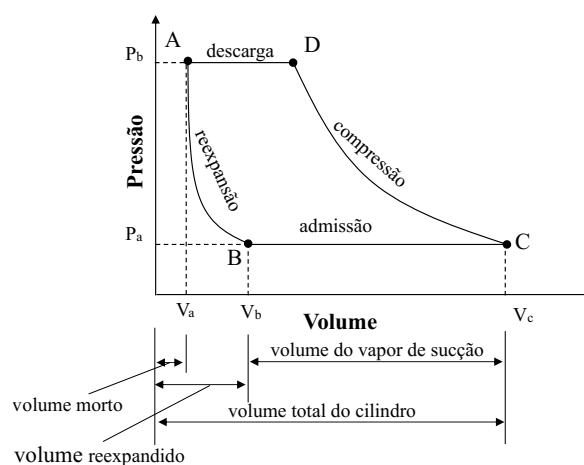


Figura 1.3 – Esquema de um compressor alternativo

1.2 Sistemas de válvulas

A eficiência do compressor depende em grande parte do sistema de válvulas. De fato, as válvulas devem possuir uma resposta dinâmica adequada, baixa perda de carga e restringir ao máximo o refluxo do gás. O movimento das válvulas é controlado pela diferença de pressão entre a câmara de sucção e o cilindro e entre o cilindro e a câmara de descarga, causadas pelo movimento do pistão. Quando as válvulas estão abertas, o campo de pressão do escoamento de gás é o responsável por sua dinâmica. De acordo com Friley e Hamilton (1976), as válvulas devem ser flexíveis para abrir rapidamente, mas também rígidas o suficiente para fechar rapidamente e evitar refluxo de refrigerante através da válvula. Por esta razão, o projeto de um compressor requer o conhecimento dos diferentes aspectos do escoamento através das válvulas.

Em função do exposto, a análise do escoamento através de válvulas é importante para a redução de suas ineficiências. Há diferentes maneiras de avaliar o escoamento através de válvulas. A investigação experimental é um método útil, mas pode ser demorada e a instrumentação associada pode afetar o escoamento. Soluções analíticas estão disponíveis apenas para condições simplificadas (LIVESEY, 1960), distantes da situação real. Por outro lado, simulações numéricas do escoamento têm sido o método adotado em praticamente todas as análises recentes.

De acordo com Ferreira e Gasche (2019), a análise do escoamento através de válvulas tipo palheta não é uma tarefa fácil, pois requer a solução da sua dinâmica de forma acoplada, como realizado em Wu e Wang (2014), He et al. (2017) e González et al. (2019). No entanto, uma desvantagem dessa abordagem é o custo computacional elevado das simulações, principalmente quando se necessitam de muitas simulações para a otimização de um novo sistema de válvulas. Uma alternativa muito empregada é obter parâmetros de desempenho das válvulas através da simulação do escoamento em regime permanente para diferentes aberturas da palheta.

A Figura 1.4 apresenta a geometria simplificada de válvula tipo palheta, comumente referenciada como difusor radial, formada por dois discos paralelos. O disco anterior representa o assento da válvula e possui um orifício de diâmetro d e comprimento e por onde o escoamento passa, enquanto o disco frontal de diâmetro D representa a palheta. Esses discos são separados por uma distância s , representando a abertura da válvula. A partir da solução numérica do escoamento nessa geometria, o desempenho de válvulas pode ser avaliado através dos conceitos de área efetiva de força, A_{ef} , e área efetiva de escoamento, A_{ee} , conforme será detalhado na seção 2.1. A região em que o escoamento escoava entre as superfícies do assento e da palheta é denominada difusor, uma vez que a velocidade decresce com o aumento radial da área de passagem.

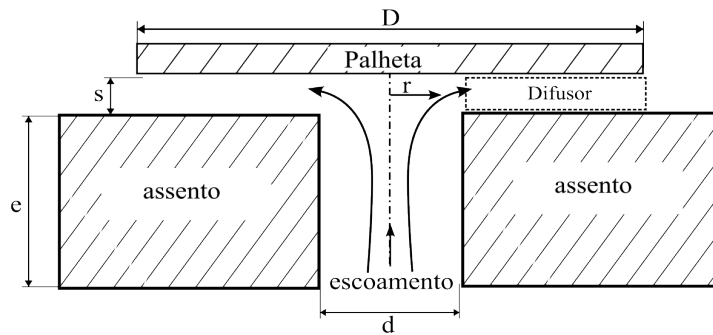


Figura 1.4 – Representação esquemática de um difusor radial.

1.3 Objetivos

Considerando o exposto neste capítulo, os seguintes objetivos são definidos para o presente trabalho.

Objetivo geral

- (i) Investigar o efeito de parâmetros geométricos, formulação do gás e de compressibilidade sobre áreas efetivas de força e de escoamento de válvulas, com especial atenção em condições reais de operação de compressores de refrigeração.

Objetivos específicos

- (i) Avaliar a adequação dos modelos de turbulência RNG $k-\varepsilon$ e SST para a previsão do escoamento através de comparações com dados experimentais.
- (ii) Analisar o efeito do diâmetro sobre o correspondente carregamento de pressão e parâmetros de desempenho da válvula.
- (iii) Determinar eventuais efeitos de compressibilidade sobre o escoamento.
- (iv) Investigar o efeito da formulação de gás real para fluidos refrigerantes: R600a, R290 e R134a.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo apresenta uma revisão dos estudos disponíveis na literatura sobre escoamento em válvulas de compressores. Para efeito de organização, a primeira seção apresenta as áreas efetivas de escoamento e de força que são comumente usadas na caracterização do desempenho de válvulas. As duas seções seguintes apresentam detalhes e resultados de investigações experimentais e numéricas do escoamento em válvulas tipo palheta. Ao final do capítulo, apresenta-se uma síntese das principais conclusões extraídas da revisão e as contribuições do presente trabalho.

2.1 Áreas efetivas de força e de escoamento

Os conceitos de áreas efetivas de escoamento e de força são úteis para a avaliação do desempenho de válvulas.

A área efetiva de escoamento, A_{ee} , é obtida pela multiplicação da área do orifício da válvula, A_o , pela razão entre a vazão de massa real na válvula, \dot{m} , e a vazão teórica, \dot{m}_{th} , calculada para escoamento isentrópico em um bocal convergente:

$$A_{ee} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} A_o \quad 2.1$$

A razão de vazões mássicas na equação 2.1 pode ser interpretada como a redução da área de passagem disponível para o escoamento devido a irreversibilidades, tais como atrito viscoso e transferência de calor.

Por sua vez, a área efetiva de força, A_{ef} , é definida como a razão entre a força resultante sobre a palheta, F_v , e a diferença entre as pressões a montante, p_m , e a jusante, p_j , do escoamento através da válvula, ou seja:

$$A_{ef} = \frac{F_v}{p_m - p_j} \quad 2.2$$

As áreas efetivas de força e de escoamento podem ser interpretadas como o quanto efetiva a diferença de pressão através da válvula é em produzir a força para abrir a válvula e fornecer a vazão nos processos de sucção e descarga. Um maior detalhamento sobre os conceitos de áreas efetivas de escoamento e de força podem ser obtidos em Soedel (2006).

2.2 Investigações Experimentais

Wark e Foss (1984) investigaram o escoamento em válvulas tipo palheta com o emprego da geometria simplificada de discos paralelos (Figura 1.4), a fim de analisar a força resultante sobre a palheta. Os autores investigaram o escoamento para quatro razões de diâmetro ($D/d = 4; 5,33; 8$ e 24), diferentes afastamentos entre os discos ($0,013 < s/d < 0,56$) e números de Reynolds ($1.000 < Re < 7.000$). Os resultados indicaram que a força

depende do número de Reynolds para afastamentos $s/d < 0,15$. Além disso, observaram que a força diminui com o aumento do número de Reynolds para $D/d < 5,33$.

Ferreira e Driessen (1986) investigaram experimentalmente o efeito de diferentes parâmetros geométricos de válvulas tipo palheta (diâmetro da palheta, afastamento entre os discos, altura de ressalto no assento, raio de arredondamento, conicidade e comprimento do orifício) sobre as áreas efetivas de escoamento e de força. Resultados foram obtidos para diferentes números de Reynolds ($Re = 6.000, 10.500$ e 15.000), razões de diâmetro ($1,2 < D/d < 5$) e afastamentos ($s/d < 1$).

Tabatabai e Pollard (1987) analisaram o escoamento turbulento em um difusor radial com discos paralelos, relação de diâmetros $D/d = 16$ e afastamento $s/d = 0,13$. Os autores observaram que para números de Reynolds elevados o perfil de velocidade do escoamento na região do difusor é semelhante ao perfil do escoamento turbulento plenamente desenvolvido em canais. As medições mostraram que para números de Reynolds baixos ($Re < 30.000$) a turbulência decai ao longo do difusor, tornando o perfil de velocidade semelhante ao do escoamento laminar.

Utilizando anemometria de fio quente, Ervin et al. (1989) realizaram medições das componentes axial e radial da velocidade instantânea do escoamento turbulento incompressível entre dois discos paralelos, com relação de diâmetros $D/d = 9$ e afastamento $s/d = 0,122$. A partir dessas medições, perfis de velocidade média e de intensidade da turbulência foram determinados. Com exceção da região de entrada do difusor, as medições mostraram que a hipótese de perfil universal de velocidade é satisfatória para o escoamento.

Tramschek e Nasr (1992) realizaram medições de perfis de velocidade entre os discos de um difusor radial, empregando Anemometria Laser Doppler. Dados para a componente radial de velocidade, obtidos para afastamentos $s/d < 0,2$ e $D/d = 2,8$, demonstraram a extensão da região de separação formada na entrada do difusor ($r/d = 0,5$).

Myung e Lee (2000) empregaram a velocimetria por imagem de partículas (PIV) para visualizar o escoamento em um difusor radial, com $D/d = 1,25$, para dois afastamentos s/d ($= 0,15$ e $0,25$). Embora de forma qualitativa, os resultados mostram o aumento do tamanho da região de recirculação com o afastamento entre os discos. Souto et al. (2002) investigaram experimentalmente o escoamento em difusores radiais, apresentando dados de perfis de velocidade média e de tensões normais turbulentas na saída do difusor.

Deschamps e Giovanella (2006) realizaram medições de velocidade do escoamento em difusores radiais empregando velocimetria por imagem de partículas (PIV) e anemometria de fio quente (HWA). As medições mostraram que o escoamento é marcado pela presença de uma grande região de separação na entrada do difusor, a qual permite explicar a assimetria do perfil de velocidade na saída do difusor.

Gasche et al. (2014) realizaram medições da distribuição de pressão sobre o disco frontal de um difusor radial considerando a razão de diâmetros $D/d = 1,5$ e um sensor

óptico para medir o afastamento entre os discos s/d . Dados experimentais foram fornecidos para diferentes números de Reynolds ($3000 < Re < 20.000$) e afastamentos entre os discos ($0,01 < s/d < 0,09$).

Eisenberg e Deschamps (2015) apresentaram medições da distribuição de pressão sobre discos paralelos e inclinados, considerando diferentes afastamentos ($0,03 < s/d < 0,1$), inclinação entre os discos ($0^\circ < \alpha < 2^\circ$), razão de diâmetros ($D/d = 1,66$ e 3) e número de Reynolds de 10.000 , 18.000 e 25.000 . Os resultados mostraram que a razão de diâmetros afeta a distribuição de pressão, diminuindo a pressão de estagnação no centro do disco frontal.

2.3 Análises numéricas

Hayashi et al. (1975) resolveram numericamente o escoamento laminar incompressível através de um difusor radial, considerando $D/d = 2,0$; $3,0$; $3,5$ e $6,0$, afastamentos s/d entre $0,2$ e $0,3$ e números de Reynolds entre 1 e 500 . Os efeitos de separação do escoamento na entrada do difusor foram investigados e uma relação para a força sobre o disco frontal foi derivada. Os resultados numéricos apresentaram boa concordância com dados experimentais.

Raal (1978) resolveu o escoamento laminar incompressível entre discos paralelos. As equações do movimento, escritas na forma da função corrente e vorticidade, foram resolvidas pelo método de diferenças finitas. O escoamento foi analisado para uma faixa de números de Reynolds entre 1 e 300 , observando-se a separação do escoamento para $Re > 60$.

Piechna e Meier (1986) realizaram um estudo numérico do escoamento laminar incompressível bidimensional em um difusor radial com discos paralelos e $D/d = 3$. As equações foram resolvidas pelo método de elementos finitos para duas situações de afastamento ($s/d = 0,50$ e $0,75$) e números de Reynolds variando de 12 a 360 . Além da situação de regime estacionário, o escoamento foi também resolvido para regime transiente, sendo imposto um movimento periódico para o disco frontal. Os autores observaram uma região de separação na entrada do difusor, que apresentou alterações provocadas pela oscilação da parede do disco frontal.

Ferreira et al. (1989) investigaram numérica e experimentalmente a distribuição de pressão no disco frontal de um difusor radial com discos paralelos para o escoamento laminar incompressível. Os autores consideraram $D/d = 3$ e várias combinações de números de Reynolds e de afastamentos s/d . Os resultados numéricos e experimentais foram comparados com o objetivo de explorar o efeito de imperfeições geométricas no modelo experimental sobre a distribuição de pressão no disco frontal.

Possamai (1994) analisaram numericamente, com validação experimental, o escoamento laminar incompressível em difusores radiais com discos concêntricos, paralelos e também com pequenas inclinações ($\alpha < 0,9^\circ$). As equações governantes do escoamento

foram resolvidas usando o método dos volumes finitos para $D/d = 3$, s/d entre 0,01 e 0,03 e Reynolds entre 500 e 2.000. Observaram que os campos do escoamento são modificados de forma considerável pela inclinação entre os discos, originando um momento resultante que tende a restaurar o paralelismo entre os discos em algumas combinações de número de Reynolds, afastamento e inclinação.

Deschamps et al. (1996) simularam o escoamento turbulento incompressível em difusores radiais, com o emprego do modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ de Yakhot e Orszag (1986). Resultados foram apresentados para relações de diâmetros $D/d = 3$ e 1,45, afastamentos s/d entre 0,05 e 0,1 e números de Reynolds Re entre 10.000 e 40.000. A comparação entre os resultados de distribuição de pressão sobre o disco frontal com dados experimentais mostrou que o modelo RNG $k-\varepsilon$ pode prever o escoamento com boa precisão, incluindo picos de pressão negativa não previstos por outros modelos de turbulência $k-\varepsilon$ (DESCHAMPS et al., 1988).

Casanova (2001) analisou numericamente o escoamento turbulento incompressível em difusores radiais concêntricos, considerando várias relações de diâmetros D/d , afastamentos s/d , inclinações α e números de Reynolds. O autor resolveu as condições de escoamento pulsante na qual a vazão variava segundo uma função senoidal. A partir de resultados de distribuição de pressão e de força sobre o disco frontal, o autor observou que o escoamento não é afetado pela pulsação do escoamento.

Habing (2005) indicou uma série de dificuldades para a modelação do escoamento em válvulas, tais como transientes extremamente rápidos; efeitos de compressibilidade; escoamento bifásico de refrigerante e óleo; presença de fronteiras móveis. Em seu estudo, o autor avaliou teoricamente a vazão volumétrica em válvulas nas condições de fluxo normal e de refluxo. Além disto, um modelo com um grau de liberdade foi empregado para resolver a dinâmica da válvula e investigar efeitos de transientes do escoamento sobre a vazão volumétrica.

Kerpicci e Oguz (2006) simularam a interação entre fluido e estrutura de uma válvula e concluíram que a vazão é afetada por transientes do escoamento, sendo necessárias correções para esses efeitos na área efetiva de escoamento. Nesse mesmo tópico, Haas et al. (2007) analisaram numericamente o escoamento através de uma válvula e, a partir da quantificação numérica dos efeitos de inércia do escoamento, propuseram uma correção na vazão prevista pelo modelo.

Pereira e Deschamps (2010) avaliaram numericamente a influência da proximidade do pistão sobre o escoamento em uma válvula de descarga e, conseqüentemente, sobre as áreas efetivas de força e de escoamento. A válvula foi representada por uma geometria simplificada de discos paralelos e concêntricos, usando um código comercial de volumes finitos, considerando escoamento turbulento compressível. Os autores observaram um aumento nas perdas viscosas devido à pequena área de passagem quando o pistão está próximo do ponto morto superior. Em função disso, uma correlação foi proposta para a área efetiva

de força em função da abertura da válvula e da posição do pistão.

Link e Deschamps (2011) avaliaram efeitos de inércia do escoamento sobre as áreas efetivas de escoamento e de força. Os autores identificaram variações consideráveis na área efetiva de escoamento, principalmente quando a válvula está próxima do fechamento, indicando até mesmo a possibilidade de escoamento contrário à diferença de pressão. Por outro lado, observaram que os fenômenos transientes não têm efeito significativo sobre a área efetiva de força. Ao incorporar os efeitos de inércia à simulação do ciclo de compressão, uma redução de 5,4% foi observada no refluxo de gás.

Beppler (2019) analisou duas alternativas para avaliar a força exercida pelo escoamento sobre a palheta de válvulas de compressores, uma delas baseada no conceito de área efetiva de força e a outra no coeficiente de arrasto. Resultados de diagramas p - V e velocidade de impacto da palheta contra o assento foram previstos para dois compressores alternativos em várias condições de operação e comparados com dados experimentais. Resultados preliminares mostraram que o coeficiente de arrasto apresenta algumas vantagens para a avaliação da dinâmica da palheta.

Ferreira e Gasche (2019) obtiveram um conjunto de dados abrangente para área de força efetiva e coeficiente de descarga de válvulas tipo palheta. O código aberto OpenFOAM foi empregado para simulações do escoamento em diferentes geometrias de difusor radial ($D/d = 1,15; 1,3; 1,5$ e $1,7; 0,01 < s/d < 1,0$) com três números de Reynolds ($Re = 3.000, 20.000$ e 50.000). A modelagem do escoamento turbulento foi realizada com o emprego do modelo RNG k - ϵ de Yakhot e Orszag (1986) e o modelo SST de Menter (1994). Os autores concluíram que a razão de diâmetros D/d afeta de forma significativa a área efetiva de força, com diminuição de até 80% em pequenos afastamentos s/d e aumento de até 40% em grandes afastamentos. Por outro lado, a variação da razão de diâmetros praticamente não afetou o coeficiente de descarga. Finalmente, observaram que o efeito do número de Reynolds é pequeno sobre o coeficiente de descarga, mas é significativo na área efetiva de força.

2.4 Sínteses e contribuições do presente trabalho

A partir da revisão da literatura sobre estudos do escoamento através de geometrias de válvulas tipo palheta, as seguintes conclusões são obtidas: (i) Virtualmente nenhum estudo considerou números de Reynolds tipicamente encontrados durante a abertura de válvulas de compressores; (ii) A maior parte das investigações adota relações de diâmetros D/d muito maiores que os valores de geometrias de válvulas; (iii) Apesar de considerarem o escoamento em regime turbulento, as análises mais recentes não avaliam efeitos de compressibilidade do gás; (iv) Análises experimentais e numéricas consideraram o ar como fluido de trabalho. A fim de obter informações mais relevantes para geometrias de válvulas e regime de escoamento em válvulas de compressores, as seguintes contribuições são assim indicadas:

-
- (i) Investigar o escoamento para números de Reynolds encontrados durante a abertura de válvulas.
 - (ii) Analisar o escoamento para razão de diâmetros D/d típicas de projetos de válvulas.
 - (iii) Verificar efeitos da compressibilidade do gás sobre o escoamento.
 - (iv) Analisar o escoamento em válvulas considerando formulação de gás real para diferentes fluidos refrigerantes.

3 METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

Neste capítulo são descritos os principais aspectos do desenvolvimento do modelo matemático do problema, incluindo o domínio de solução, as equações governantes do problema, a modelagem do escoamento turbulento e condições de contorno. Além disso, este capítulo também fornece informações sobre o procedimento de solução numérica. Em função dos diversos fenômenos físicos a serem analisados para a caracterização do escoamento em válvulas, optou-se por empregar o código comercial FLUENT para as simulações.

3.1 Domínio de solução

O domínio de solução, mostrado na Figura 3.1, é formado por um disco de diâmetro D paralelo a um assento com um orifício de diâmetro d e comprimento e . O afastamento entre o disco e o assento é denotado por s . O escoamento é axial no orifício, mas é defletido pelo disco e escoar então radialmente. As linhas pontilhadas pretas de comprimento L e T na Figura 3.1 representam fronteiras sólidas cujas dimensões foram variadas para avaliar suas influências sobre a solução numérica. Por outro lado, as linhas tracejadas vermelhas representam fronteiras de pressão prescrita através das quais o escoamento tem liberdade para sair ou entrar.

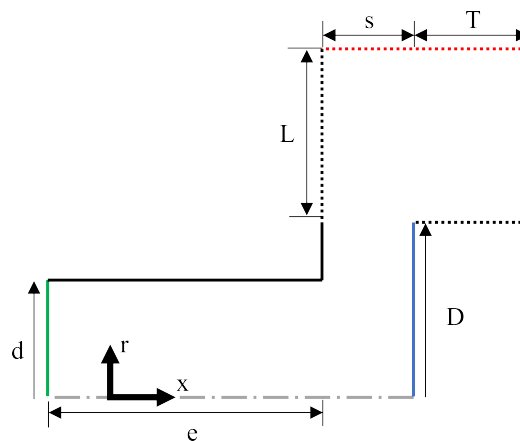


Figura 3.1 – Domínio de solução.

3.2 Equações governantes

A solução numérica do escoamento é obtida com o emprego do conceito de média temporal de Reynolds, segundo o qual uma propriedade qualquer instantânea, \tilde{F} , pode ser escrita como a soma de uma quantidade média, F , e uma parcela flutuante, f , associada à turbulência:

$$\tilde{F} = F + f \quad 3.1$$

Deve ser mencionado que todas as grandezas nas equações de conservação apresentadas podem apresentar variações decorrentes da turbulência. Contudo, considera-se que as variações da densidade, ρ , da viscosidade, μ , e da condutividade térmica, κ , são suficientemente pequenas de tal forma que seus efeitos sobre a turbulência possam ser desprezados. Assim, aplicando o conceito de média de Reynolds, as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia podem ser reescritas como:

A equação da conservação da massa pode ser escrita como:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad 3.2$$

onde ρ é a densidade e U_i é a componente de velocidade na direção x_i .

Para um referencial inercial, a equação da quantidade de movimento para fluidos newtonianos é expressa por:

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \quad 3.3$$

onde p é a pressão, μ é a viscosidade dinâmica e $\rho \overline{u_i u_j}$ é o tensor de Reynolds que representa o transporte de quantidade de movimento associado as escalas de movimento turbulento.

Aplicando a Lei de Fourier para modelagem de fluxo de calor molecular e desconsiderando a geração de energia interna, a equação da conservação da energia pode ser escrita em termos da temperatura absoluta do fluido, T , e da sua flutuação turbulenta t :

$$\frac{\partial(\rho U_i c_v T)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho c_v \overline{u_i t} \right) \quad 3.4$$

onde k é a condutividade térmica do fluido e $\rho c_v \overline{u_i t}$ é o fluxo turbulento de energia térmica.

Por fim, a solução de escoamentos compressíveis necessita ainda de uma equação de estado que relacione a densidade com a pressão e a temperatura. Para um gás ideal, pode-se adotar a relação:

$$p = \rho RT \quad 3.5$$

Para gases reais, os modelos desenvolvidos pelo (LEMMON et al., 2010) para diversos fluidos refrigerantes são empregados através das bibliotecas disponibilizadas no FLUENT.

3.3 Modelos de turbulência

O tensor de Reynolds $\rho \overline{u_i u_j}$ e o fluxo turbulento $\rho c_v \overline{u_i t}$ representam o transporte adicional de quantidade de movimento e energia térmica devido à turbulência. A avaliação desses termos foi realizada com modelos de turbulência do tipo RANS, empregando o conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq.

Neste trabalho, os modelos de viscosidade turbulenta RNG $k-\varepsilon$ (Yakhot e Orszag (1986)) e $k-\omega$ SST (Menter (1994)) foram empregados nas simulações do escoamento atra-

vés de geometrias simplificadas de válvula tipo palheta. Esses modelos foram selecionados devido às suas características favoráveis à solução de escoamentos na presença de taxas de deformação elevadas e regiões de recirculação, as quais estão presentes em válvulas tipo palheta.

3.4 Procedimento de solução numérica

No método dos volumes finitos as equações diferenciais governantes são integradas no espaço sobre cada volume de controle formado pela malha computacional, gerando um sistema de equações algébricas. De forma geral, o método consiste em integrar as equações de conservação sobre os volumes de controle gerando um sistema de equações lineares que pode ser resolvido através de um procedimento iterativo. Funções para a determinação dos valores das propriedades e de suas derivadas nas faces dos volumes de controle devem ser empregadas. Além disso, atenção especial deve ser dada ao acoplamento adequado entre os campos de pressão e de velocidade no procedimento de solução. Maiores informações sobre o método dos volumes finitos podem ser encontradas em Versteeg e Malalasekera (1995) e Maliska (2017).

O sistema de equações governantes do escoamento foi resolvido usando o algorítmico Pressure-Based e o método coupled, disponível no código FLUENT, usando uma formulação totalmente implícita e um arranjo de malha co-localizado. O esquema de interpolação Quick de segunda-ordem foi utilizado para aumentar a acurácia dos resultados. Adicionalmente, em conjunto com o método Coupled, o procedimento de falso-transiente foi empregado. Esse método de relaxação envolve o uso de fatores de relaxamento na diagonal da matriz para facilitar a convergência. Essas estratégias de resolução, incluindo a seleção do solver Pressure-Based, a implementação do esquema Coupled e a aplicação do método de falso-transiente, foram adotadas com o intuito de assegurar uma solução precisa e convergente para o problema em regime permanente.

As simulações numéricas foram executadas em um computador com 12 núcleos de processamento, velocidade de clock de até 3,20 GHz e 128 GB de memória RAM. Para melhorar a eficiência computacional, as simulações foram realizadas com precisão dupla e utilizando mais 8 processadores lógicos. As simulações do escoamento nas menores aberturas da válvula demandaram mais tempo computacional, sendo igual a aproximadamente 3 horas para $s/d=0,01$.

3.5 Condições de contorno

Para a análise, as dimensões do domínio de solução foram adimensionalizadas em relação ao diâmetro do orifício (d), que tem um valor de 34,9 mm.

O domínio fluido possui quatro tipos diferentes de fronteiras, conforme indicado na Figura 3.1. Além das condições de contorno de vazão mássica e de temperatura prescritas

na fronteira de entrada do domínio (\dot{m}_{in} , T_{in}), prescreveram-se a intensidade ($I = 3\%$) e a escala de comprimento ($L = 0,07d/2$) (conforme indica o manual do Fluent (FLUENT et al., 2009)) do escoamento turbulento. Na saída, as condições incluem a imposição da pressão atmosférica e temperatura prescrita. Essas condições são equivalentes às utilizadas na entrada para o escoamento turbulento, especialmente na fronteira de saída em casos que envolvem regiões de recirculação.

Na solução de escoamentos turbulentos, a modelagem das regiões junto a paredes sólidas pode ser realizada com o emprego de duas abordagens. Em uma delas, funções-parede são usados para avaliar o efeito da parede sobre o escoamento na região completamente turbulenta. Em outra abordagem, os modelos turbulentos são modificados para que a região viscosa possa ser resolvida, mas exigindo malhas suficientemente refinadas devido aos elevados gradientes das propriedades do escoamento nessa região. As funções-parede são comumente adotadas devido ao menor custo computacional, pela robustez, e por serem razoavelmente precisas.

Dada a importância do refino de malha junto às paredes para a acurácia do cálculo dos transportes de quantidade de movimento e transferência de calor, as malhas de todos os modelos de simulação foram adequadamente refinadas para a solução da camada viscosa. Para a solução do escoamento na subcamada limite viscosa ($y^+ < 5$), dois critérios foram observados: (i) O valor de y^+ das células da malha adjacentes às paredes foram mantidos para que estejam dentro da subcamada viscosa ($y^+ < 5$); (ii) A região da camada viscosa ($y^+ < 30$; $Re_y < 200$) foi discretizada com pelo menos 10 células para a solução adequada das quantidades turbulentas.

4 VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Este capítulo apresenta os resultados dos estudos realizados para verificação e validação da solução numérica. A verificação considerou erros iterativos de convergência, erros de discretização e erros de condições de contorno. Por sua vez, a validação foi realizada através da comparação dos resultados numéricos com dados experimentais disponíveis na literatura para o carregamento de pressão sobre a palheta e áreas efetivas de escoamento e de força.

4.1 Verificação da solução numérica

Uma etapa essencial na solução numérica de escoamentos é a quantificação da incerteza dos resultados com o emprego verificação e validação. Segundo Roache et al. (1993), verificação indica se as equações são resolvidas corretamente, enquanto a validação determina se as equações do modelo descrevem bem a física do escoamento.

A verificação pode ser separada em duas etapas distintas: i) verificação do código numérico e ii) verificação do cálculo numérico. A primeira consiste em determinar se o código resolve corretamente as equações que compõem o modelo numérico através de avaliação de erros. Assume-se que esta etapa foi devidamente realizada pelos desenvolvedores de códigos comerciais, como o usado neste trabalho. Por outro lado, a verificação do cálculo numérico avalia os erros de um determinado cálculo para o qual, em geral, não se conhece a solução exata. Em geral, esses erros numéricos podem ser separados em três parcelas: (i) erro de truncamento da máquina; (ii) erro de discretização; (iii) erro iterativo de convergência.

Em geral, erros de truncamento da máquina são negligenciáveis devido à adoção de dupla precisão e processadores de 64 bits. Por sua vez, a discretização das equações diferenciais governantes do problema em equações algébricas em um domínio discreto no espaço e no tempo dá origem aos ditos erros de discretizações espacial e temporal, respectivamente. Assim, a solução numérica das equações algébricas deve ser menos sensível ao refino de malha e ao passo de tempo, aproximando-se de forma assintótica à solução das equações diferenciais. Neste trabalho os erros de discretização foram avaliados através do índice de convergência de malha (Grid Convergence Index – GCI), proposto por Roache et al. (1993). O GCI é baseado na estimativa de erros de discretização proveniente do método de extrapolação de Richardson (RICHARDSON, 1911), sendo assim uma medida percentual do desvio do valor calculado em relação ao valor da solução assintótica. Por fim, erros iterativos surgem quando o procedimento de solução iterativa não convergiu, necessitando assim de critérios de convergência para a simulação numérica. Normalmente, os erros iterativos são estimados comparando-se as variações de uma determinada variável de uma iteração a outra e verificando os resíduos das equações algébricas em todos os volumes que formam a malha computacional. A seguir, apresentam-se os procedimentos

adotados neste trabalho para a verificação da solução numérica, com foco em erros de discretização e erros iterativos de convergência.

4.1.1 Erros de discretização

A discretização do domínio computacional desempenha um papel crucial na solução numérica de escoamentos em válvulas devido à presença de diversos fenômenos físicos, tais como gradientes elevados de velocidade e linhas de corrente curvas e separação na entrada do difusor, e gradientes adversos de pressão e região de recirculação do escoamento ao longo do difusor. O desalinhamento do escoamento na entrada do difusor radial, devido à presença da palheta, resulta em erro de truncamento comumente denominado difusão numérica. Segundo Maliska (2017), a difusão numérica é um erro associado ao transporte advectivo, originado pela inexatidão de funções de interpolação utilizadas. Deschamps (1987) e Casanova (2001) avaliaram os níveis de difusão numérica em difusores radiais considerando o escoamento laminar e incompressível, e concluíram que esse erro é especialmente elevado na entrada do difusor radial, devido aos níveis de velocidade e à inclinação acentuada do vetor velocidade em relação aos elementos da malha computacional. A fim de reduzir esses erros de truncamento, a malha computacional deve possuir baixa razão de aspecto e uma taxa de crescimento adequada próxima a paredes sólidas para resolver gradientes elevados de grandezas do escoamento. Além disso, a discretização das equações governantes deve adotar uma função de interpolação de elevada acurácia, tal como a função de interpolação de segunda ordem QUICK empregada neste trabalho. A discretização do domínio na região próxima a paredes sólidas recebeu tratamento especial considerando as variações elevadas das propriedades do escoamento turbulento nessas regiões. Com esse objetivo, adotou-se a distância adimensional y^+ :

$$y^+ = \frac{yU^*}{\nu} \quad 4.1$$

Nessa equação, y representa a distância do ponto em questão até a parede sólida ν é a viscosidade cinemática do fluido e U^* é a velocidade de fricção, definida pela seguinte expressão:

$$U^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad 4.2$$

A tensão de atrito na parede τ_w é calculada em função do coeficiente de atrito na parede, C_f , ou seja:

$$\tau_w = \frac{1}{2}C_f\rho\bar{U}^2 \quad 4.3$$

o qual é avaliado da correlação de Blasius para escoamento turbulento (WHITE, 1966):

$$C_f = 0,0791Re^{-1/4} \quad 4.4$$

Considerando que os modelos de turbulência utilizados neste trabalho resolvem a subcamada limite viscosa, deve-se buscar que y^+ seja próximo de 1 para o elemento da malha em contato com a parede em todos os escoamentos simulados. Portanto, o fator determinante para a criação da malha é o número de Reynolds no orifício, o qual em conjunto com as equações anteriores permite determinar uma estimativa do tamanho do elemento adjacente à parede.

A malha foi desenvolvida utilizando o software ANSYS Mesh, empregando o método de divisão de elementos e o fator de bias, de modo que o primeiro elemento possuísse o tamanho calculado pela Equação 4.1. As Tabelas 4.1a e 4.1b apresentam o número de elementos para cada afastamento e razão de diâmetro adimensional, tendo a malha 1 a discretização mais grosseira, a malha 2 a discretização intermediária e a malha 3 a discretização mais refinada.

Tabela 4.1 – Números de elementos das malhas: (a) $D/d = 1,5$; (b) $D/d = 3,0$.

Malha	s/d	N° de elementos	Malha	s/d	N° de elementos
Malha 1	0,01	69.835	Malha 1	0,03	72.704
Malha 2	0,01	273.398	Malha 2	0,03	262.273
Malha 3	0,01	1.121.523	Malha 3	0,03	1.004.736
Malha 1	0,05	48.235	Malha 1	0,05	64.711
Malha 2	0,05	678.473	Malha 2	0,05	219.702
Malha 3	0,05	198.532	Malha 3	0,05	246.733
Malha 1	0,09	41.217	Malha 1	0,09	55.680
Malha 2	0,09	135.644	Malha 2	0,09	178.490
Malha 3	0,09	543.334	Malha 3	0,09	684.316

(a)

(b)

As Figuras 4.1 e 4.2 ilustram a estrutura das malhas adotadas na discretização do domínio computacional. A malha 1 (Figura 4.1) possui uma taxa de crescimento de 1,05, com refino próximo à parede, como pode ser observado nas Figuras 4.1b e 4.1c. Por outro lado, a malha 3 (Figura 4.2) possui uma taxa de crescimento de 1,01 e um maior número de elementos em comparação com a malha 1.

O estudo da independência da malha desempenha um papel fundamental em estudos que empregam simulação numérica, permitindo avaliar a convergência dos resultados à medida que a malha é refinada. Além disso, deve-se determinar o refino ideal da malha para capturar com acurácia os fenômenos físicos de interesse, evitando o uso de malhas excessivamente refinadas que oneram em demasia o custo computacional.

A análise da independência da malha possibilita a identificação de pontos sensíveis no domínio de solução, onde variações na malha podem afetar significativamente os resultados. Compreender esses pontos críticos é crucial para direcionar recursos e esforços de otimização. Além disso, o estudo da independência da malha é um requisito que deve ser atendido para então permitir a validação dos resultados com dados experimentais.

Conforme mencionado, a qualidade da malha pode ser avaliada utilizando o Índice de Convergência de Malha (GCI, do inglês Grid Convergence Index) de Roache et al. (1993), baseado na extrapolação de Richardson (RICHARDSON, 1911) e que permite quantificar a independência dos resultados em relação à discretização do domínio computacional. O GCI avalia os erros numéricos de malhas com diferentes refinamentos, fornecendo uma estimativa da incerteza numérica e verificando se a solução numérica converge à medida que a malha é refinada. O GCI emprega resultados obtidos em malhas com diferentes discretizações a fim de inferir o resultado que seria obtido caso não houvesse erro de truncamento.

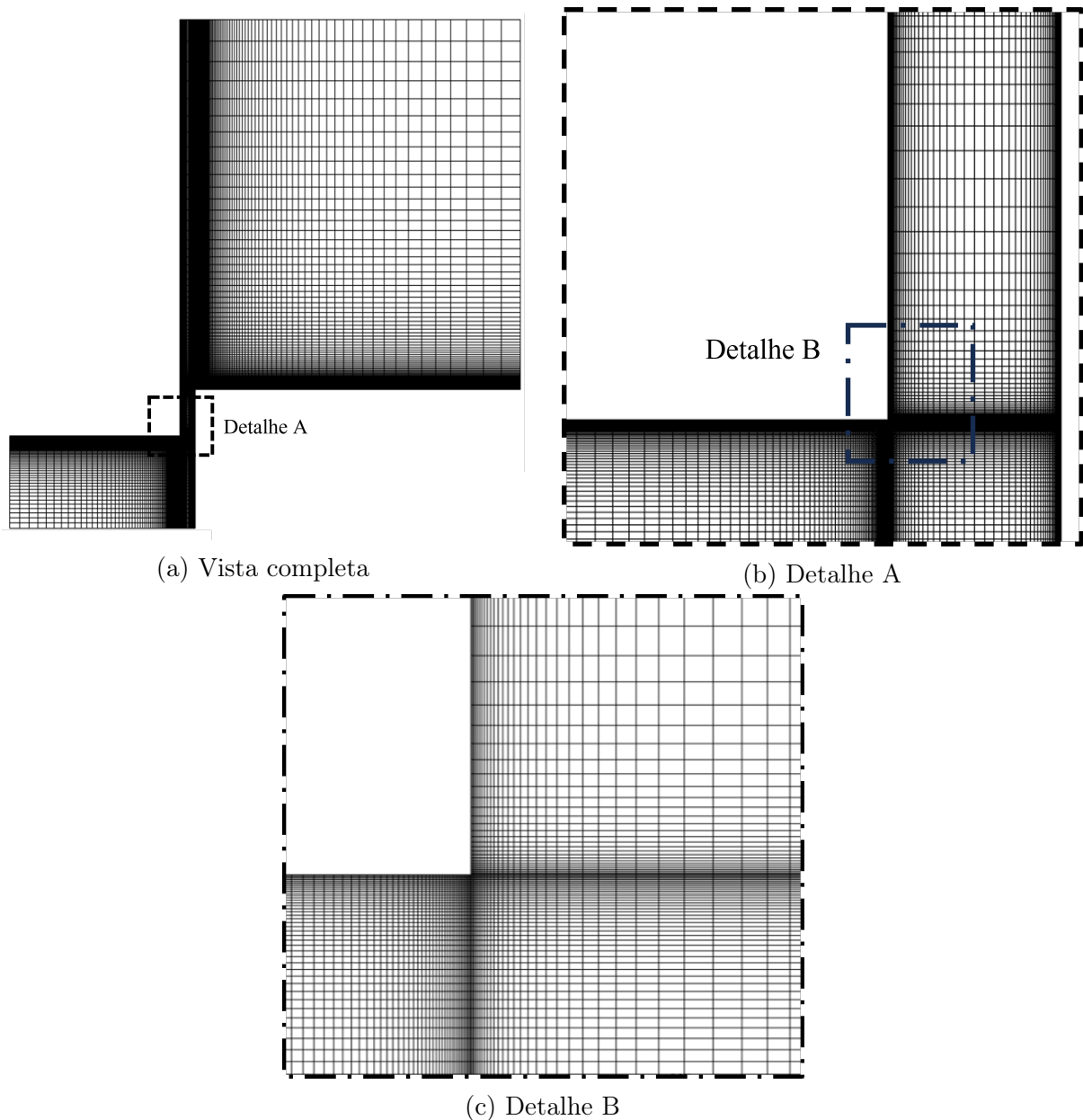


Figura 4.1 – Malha 1 ($D/d = 1,5$; $s/d = 0,09$, $e/d = 1$).

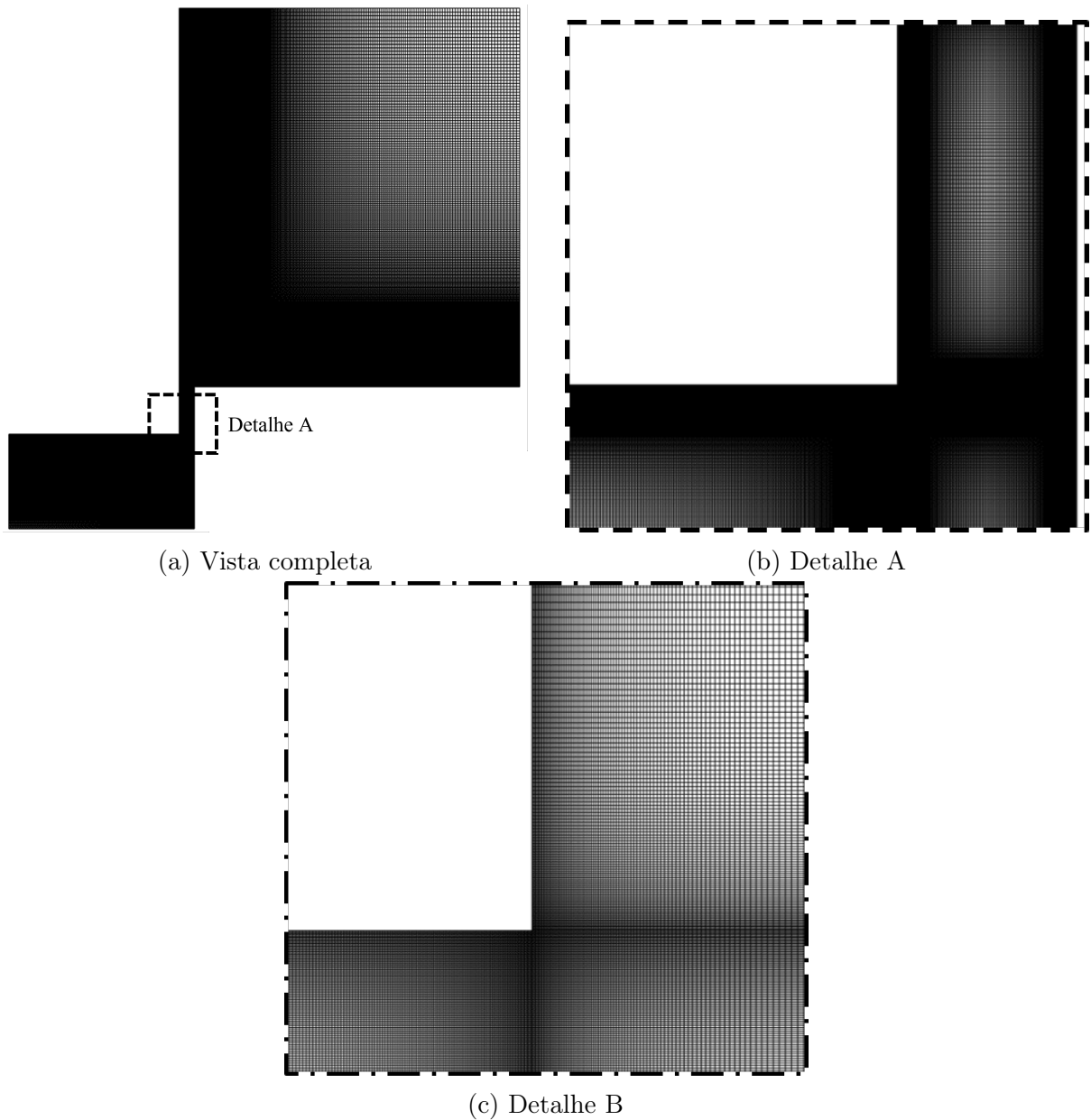


Figura 4.2 – Malha 3 ($D/d = 1,5$; $s/d = 0,09$, $e/d = 1$).

O cálculo do GCI é realizado pela seguinte expressão:

$$GCI_{23} = F_s \frac{\varepsilon_{23}}{r_{23}^p - 1} \quad 4.5$$

em que F_s é um fator de segurança que é igual a 1,25 para uma incerteza de 95% (MECHANICAL ENGINEERS, 2009). Além disso, ε_{23} é o erro relativo do parâmetro da malha 2 em relação à malha 3. O parâmetro r_{23} representa a razão de crescimento do número de elementos entre a malha 2 e 3, o qual é igual a quatro vezes no presente estudo. Por fim, p é a taxa de convergência dada por:

$$p = \frac{\left| \ln \left(\frac{f_1 - f_2}{f_2 - f_3} \right) \right|}{\ln(r)} \quad 4.6$$

onde as variáveis f_1 , f_2 e f_3 representam os parâmetros físicos coletado de cada etapa na malha simulada.

As simulações foram então realizadas com as malhas indicadas na Tabela 4.1, utilizando três parâmetros globais para determinar o índice de convergência. Esses parâmetros foram escolhidos em função de suas relevâncias no estudo de escoamento em válvulas do tipo palheta, utilizadas em compressores de refrigeração, e incluem a área efetiva de força adimensional A_{ef}^* , a área efetiva de escoamento adimensional A_{ee}^* e a máxima diferença de pressão entre a superfície da válvula e a saída do domínio computacional Δp .

As figuras 4.3 e 4.4 mostram a independência dos resultados em relação à discretização do domínio, considerando a distribuição de pressão sobre a palheta como parâmetro. Percebe-se que o refino da malha 2 é suficiente em todas as condições de escoamento.

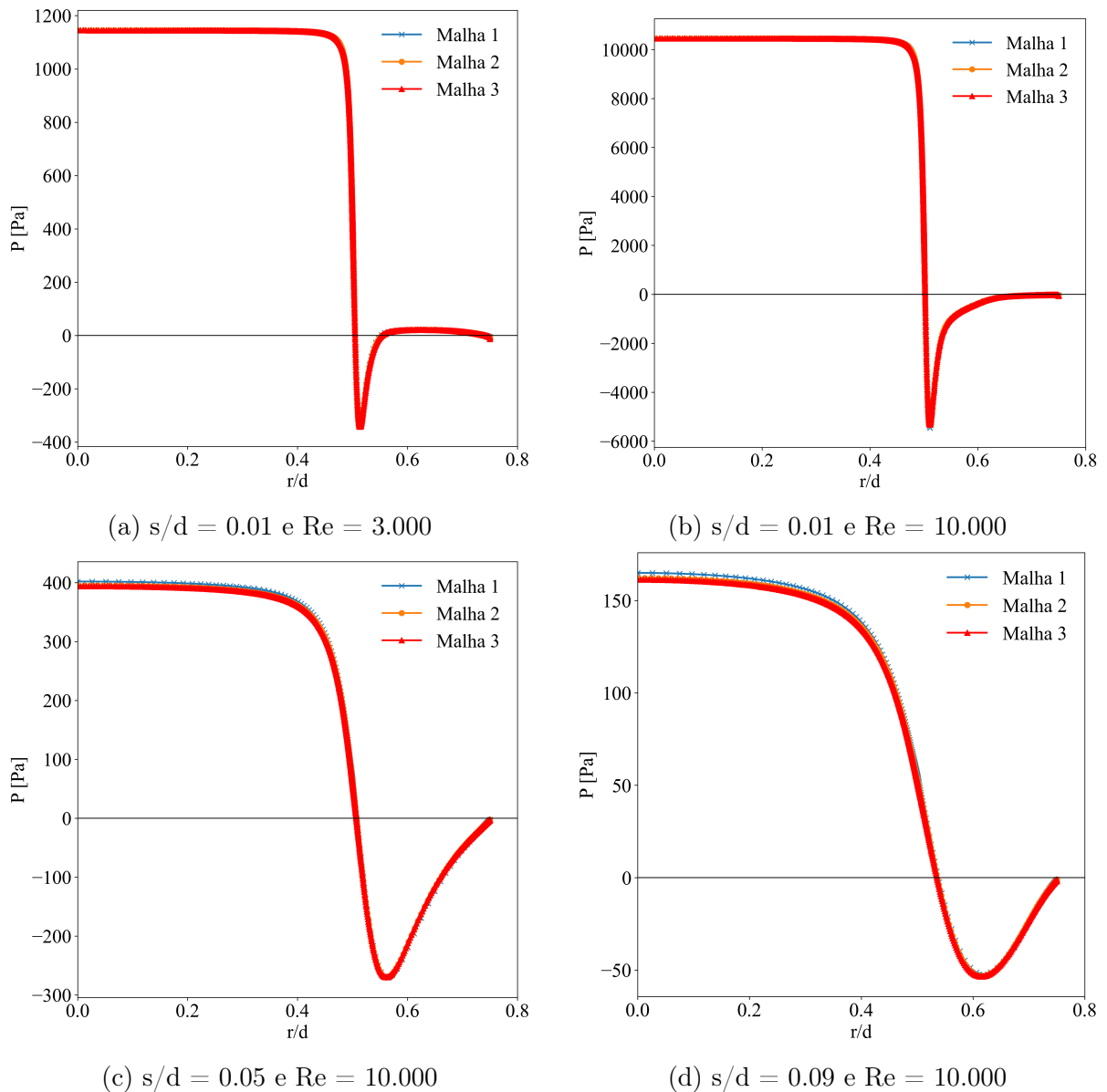
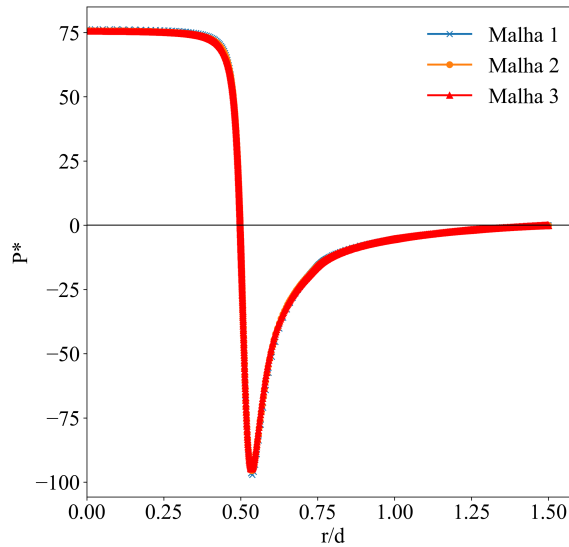
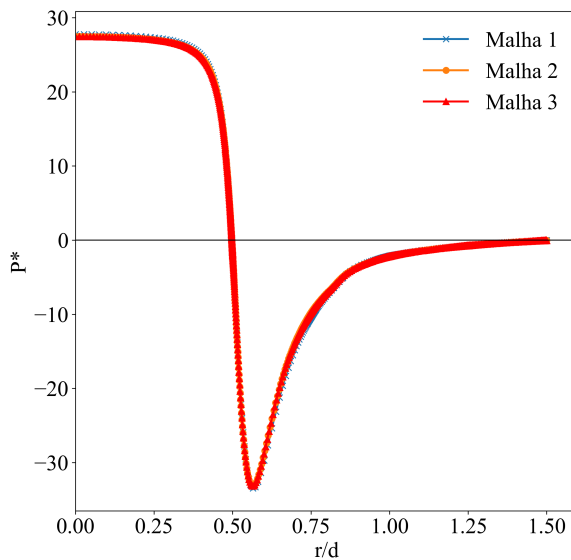


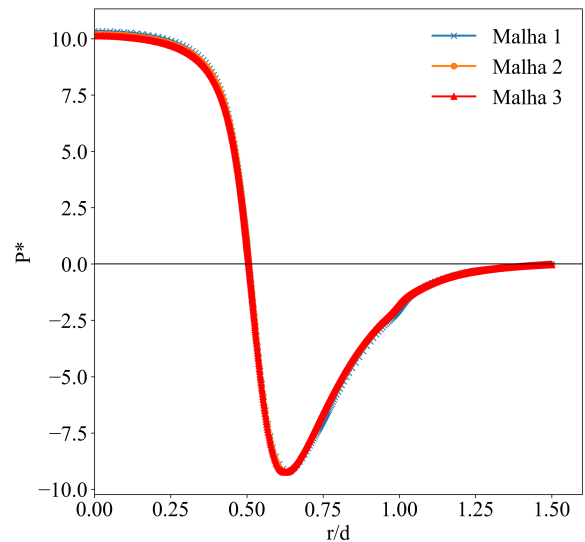
Figura 4.3 – Teste de independência de malha; $D/d = 1,5$.



(a) $s/d = 0.03$ e $Re = 25.000$



(b) $s/d = 0.05$ e $Re = 25.000$



(c) $s/d = 0.09$ e $Re = 10.000$

Figura 4.4 – Teste de independência de malha; $D/d = 3$.

As Tabelas 4.2 e 4.3 apresentam os índices de convergência de malha (GCI), Equação 4.5, expressos em porcentagem para os resultados dos parâmetros globais de interesse. Todos os parâmetros apresentam valores de GCI abaixo de 5%, que estão de acordo com a norma (MECHANICAL ENGINEERS, 2009). Isso indica que a malha intermediária é suficiente para a solução do escoamento com pequeno erro de truncamento e que um refinamento adicional resultaria em um aumento desnecessário do custo computacional.

Tabela 4.2 – GCI para os casos $D/d = 1,5$.

s/d	Re	Parâmetro	GCI_{fina}^{23}
0,01	3.000	Δp	0,0%
0,01	3.000	Aee*	0,0%
0,01	3.000	Aef*	0,0%
0,01	10.000	Δp	0,4%
0,01	10.000	Aee*	0,0%
0,01	10.000	Aef*	0,0%
0,05	10.000	Δp	0,1%
0,05	10.000	Aee*	0,0%
0,05	10.000	Aef*	2,9%
0,09	10.000	Δp	0,3%
0,09	10.000	Aee*	0,1%
0,09	10.000	Aef*	0,2%
0,01	20.000	Δp	0,1%
0,01	20.000	Aee*	0,0%
0,01	20.000	Aef*	0,0%

(a)

Tabela 4.3 – GCI para os casos $D/d = 3,0$.

s/d	Re	Parâmetro	GCI_{fina}^{23}
0,03	25.000	Δp	0,1%
0,03	25.000	Aee*	0,1%
0,03	25.000	Aef*	0,7%
0,05	25.000	Δp	0,0%
0,05	25.000	Aee*	0,0%
0,05	25.000	Aef*	0,0%
0,09	25.000	Δp	0,8%
0,09	25.000	Aee*	0,3%
0,09	25.000	Aef*	0,5%

(b)

4.1.2 Erros iterativos de convergência

Os resultados numéricos foram obtidos com o emprego de um critério de convergência, definido pelo erro absoluto menor que 10^{-4} para os parâmetros globais F , $Mach_{\text{max}}$ e Δp . Além disso, os resíduos absolutos devem ser inferiores a 10^{-5} para que a simulação numérica seja considerada concluída. Assim, em todas as análises diferenciais realizadas, assume-se que a convergência é alcançada quando a variação relativa de uma dada propriedade característica do problema é menor que o critério estabelecido. Para garantir que a convergência foi de fato alcançada, o critério deve ser atendido por 100 iterações consecutivas. A consistência desse procedimento foi verificada ao se observar que a solução passou a apresentar um comportamento convergente monotônico com o número de iterações.

4.2 Dimensão do Domínio de solução

4.2.1 Comprimento do orifício

Um estudo foi realizado sobre a sensibilidade do resultado em relação ao comprimento do orifício da válvula, considerando pequenos afastamentos entre assento e palheta. Marple et al. (1974) verificaram que o perfil de velocidade perde suas características na entrada do difusor radial, fazendo com que a distribuição de pressão sobre a palheta não seja afetada pelo perfil de velocidade prescrito na entrada do orifício. Ferreira et al. (1989) analisaram o efeito do perfil de velocidade na entrada do orifício em condições de baixos número de Reynolds e escoamento incompressível, corroborando os resultados de Marple et al. (1974).

O objetivo da presente seção é estender a análise da influência do perfil de velocidade na entrada do orifício, adotando maiores números de Reynolds e afastamentos

que aqueles avaliados por Ferreira et al. (1989). Deve ser observado que o aumento do comprimento do orifício torna os resultados menos sensíveis ao perfil de velocidade na entrada do orifício, mas com um aumento considerável do número de elementos da malha e do tempo de processamento computacional. Com o objetivo de reduzir o tempo computacional, será proposto um estudo para utilizar um perfil de velocidade não uniforme em um comprimento de entrada reduzido.

Nas simulações de escoamento compressível, é recomendável a utilização da condição de contorno na entrada baseada na vazão de massa \dot{m} ou no fluxo de massa ρV , $\rho V = \dot{m}/A$, conforme indicado por Fluent et al. (2009), visando facilitar a convergência do procedimento iterativo de solução.

Uma simulação preliminar do escoamento foi realizada visando a aplicação da condição de contorno de fluxo de massa na entrada do orifício. Nessa simulação, a condição de contorno de fluxo de massa uniforme foi aplicada na seção de entrada de um trecho reto de um duto, resultando em um fluxo de massa variável na seção de saída do domínio computacional. Essa condição de fluxo de massa é então usada como condição de contorno na entrada do orifício da válvula.

O estudo do comprimento mínimo do orifício para reduzir o custo computacional considerou dois afastamentos ($s/d = 0,05$ e $0,10$), dois números de Reynolds ($Re = 10.000$ e 20.000) e quatro comprimentos de entrada ($e = 1d, 5d, 10d$ e $20d$). Conforme Mostra a Figura 4.5, os perfis de fluxo de massa não uniforme prescritos em diferentes comprimentos de orifício praticamente não afetaram a distribuição de pressão na palheta em todos os afastamentos e números de Reynolds avaliados. Portanto, adotaram-se o perfil de fluxo de massa não uniforme e comprimento de entrada $e = 1d$ nas demais simulações deste estudo.

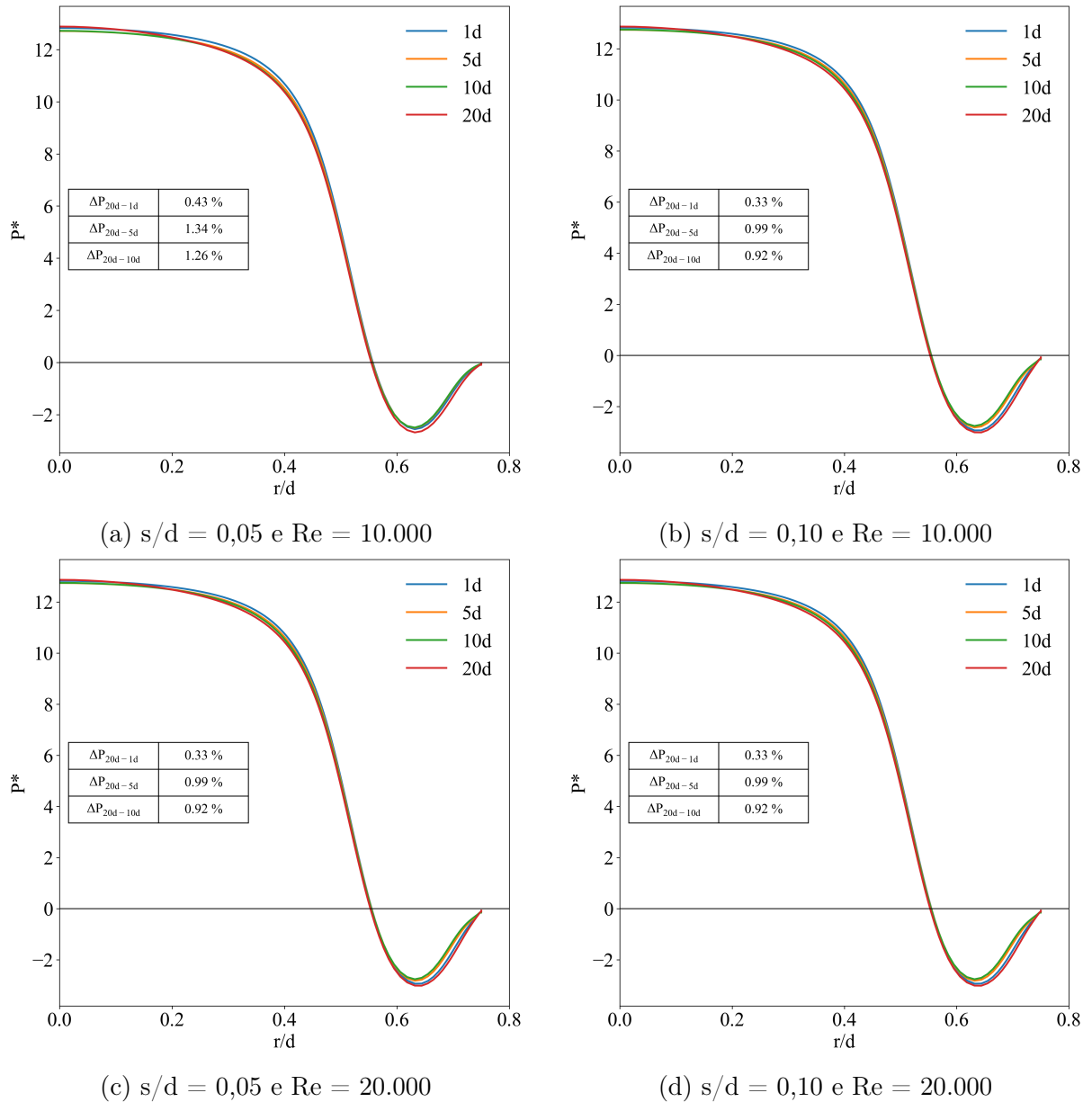


Figura 4.5 – Distribuição de pressão para diversos comprimentos de entrada e perfil de fluxo de massa variável; $D/d = 1,5$.

4.2.2 Extensão da região de descarga

Uma vez estabelecido o comprimento de orifício, analisou-se a influência da dimensão da região de descarga incluída no domínio computacional. Vários autores estudaram numericamente o escoamento em válvulas sem investigar esse aspecto (Hayashi et al. (1975); Deschamps et al. (1988); Ferreira et al. (1989); Deschamps et al. (2000); Casanova (2001); Mariani e Prata (2006)). Embora trabalhos mais recentes tenham analisado o efeito da dimensão da região de saída (Colaciti et al. (2007); Ferreira e Gasche (2019); Fonseca (2021)), apenas a formulação de escoamento incompressível foi considerada.

O propósito desta seção é expor os resultados da investigação sobre a dimensão adequada para a região de descarga, considerando tanto baixos como elevados afasta-

mentos, abrangendo inclusive regimes de Mach elevados que podem chegar a condições supersônicas. Seguindo a Figura 3.1, os casos analisados incluem três afastamentos ($s/d = 0,01, 0,05$ e $0,10$), quatro comprimentos de descarga ($L = T = 0d, 2d, 4d$ e $8d$) e número de Reynolds de 20.000.

Os resultados mostraram efeitos significativos da dimensão da região de saída nos afastamentos mais elevados ($s/d = 0.05$ e 0.10), como ilustrado na Figura 4.6 quando comparados com um comprimento de descarga $L = T = 0d$. A diferença na queda de pressão em relação ao comprimento de saída de $0d$ chega a 15% no caso de afastamento de $s/d = 0.05$. No entanto, quando aumenta-se ainda mais a dimensão da região de saída, a diferença na queda de pressão entre os diferentes comprimentos de saída não ultrapassa 1%. Portanto, decidiu-se adotar $L = T = 2d$ nas demais simulações, sendo o melhor compromisso entre acurácia e custo computacional em comparação com os outros comprimentos avaliados ($4d$ e $8d$), além de proporcionar uma convergência mais rápida do procedimento de solução.

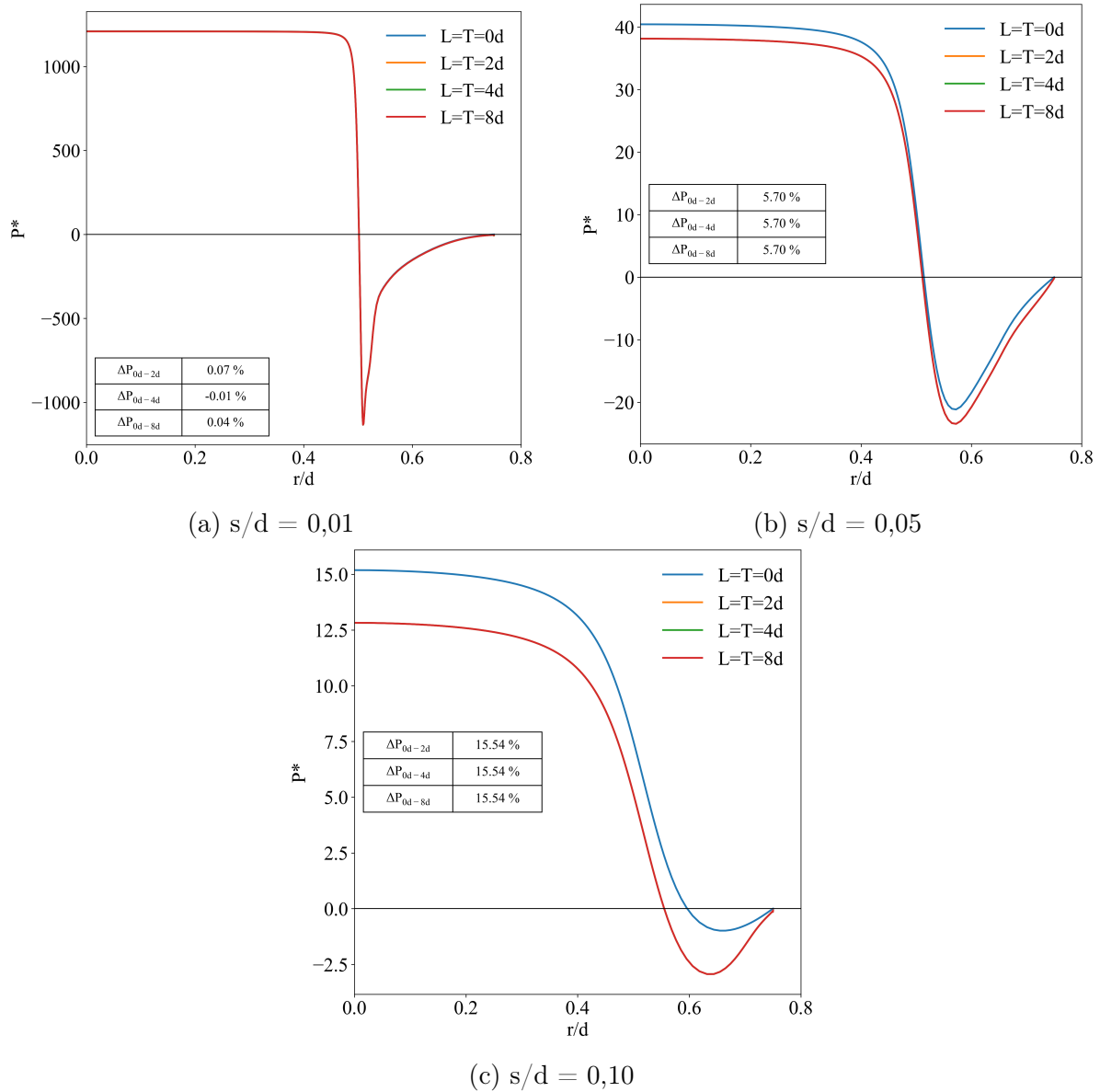


Figura 4.6 – Distribuição de pressão para diversos tamanhos da região de descarga: $D/d = 1,5$; $Re = 20.000$.

4.3 Validação dos resultados numéricos

Devido à influência da geometria e do número de Reynolds na solução do escoamento, a validação dos resultados numéricos foi conduzida considerando casos com disponibilidade de dados experimentais na literatura, com afastamentos inferiores a $s/d (\leq 0,1)$, altos números de Reynolds e, em algumas condições, alcançando elevados números de Mach local. Essa abordagem busca selecionar condições representativas do escoamento em válvulas palheta, com os dados experimentais da literatura proporcionando uma base sólida para a validação dos resultados numéricos do presente estudo.

Com base nos critérios estabelecidos e após uma extensa revisão da literatura, dados experimentais de Gasche et al. (2014) e de Eisenberg e Deschamps (2015) foram adotados, abrangendo quatro afastamentos ($s/d = 0,01, 0,03, 0,05, 0,09$), duas relações

de diâmetro ($D/d = 1,5$ e 3) e quatro números de Reynolds ($Re = 3.000, 10.000, 20.000$ e 25.000).

Gasche et al. (2014) indicaram as incertezas associadas às suas medições, sendo de $\pm 0,3\%$ para s/d , $\pm 0,2\%$ para número de Reynolds e $\pm 1\%$ para a pressão na palheta. Já no estudo de Eisenberg e Deschamps (2015), as incertezas foram de $0,63\%$ para o número de Reynolds e $3,75\%$, $2,32\%$ e $1,80\%$ para os afastamentos s/d de $0,03$, $0,05$ e $0,09$, respectivamente.

Dois modelos de turbulência foram testados para a previsão do escoamento na geometria simplificada de válvula palheta: (i) modelo de RNG $k-\varepsilon$ de Orszag et al. (1993), também adotado por Deschamps et al. (2000), Casanova (2001), Colaciti et al. (2007), Ferreira e Gasche (2019); (ii) modelo $k-\omega$ SST de Menter (1994), também aplicado por Colaciti et al. (2007) e Ferreira e Gasche (2019). Resultados numéricos da distribuição de pressão no disco frontal obtidos com os dois modelos de turbulência são comparados com dados experimentais nas Figuras 4.7, 4.8 e 4.9 para números de Reynolds $10.000, 20.000$ e 25.000 , respectivamente, e duas relações de diâmetro ($D/d = 1,5$ e $3,0$).

Os modelos de turbulência preveem de forma satisfatória a distribuição de pressão sobre o disco frontal, com algum desvio apenas para o maior afastamento ($s/d = 0,09$). A determinação do modelo mais adequado para a análise do escoamento foi realizada a partir da comparação entre resultados numéricos e experimentais de áreas efetivas de força e de escoamento (A_{ef}^* e A_{ee}^*) mostrada na Tabela 4.4. A partir dessa comparação, a escolha do modelo de turbulência para a determinação dos parâmetros de desempenho de válvulas foi realizada de acordo com a geometria e regime de velocidade do escoamento, da seguinte forma:

- (i) Para $D/d = 1,5$ e $s/d < 0,05$, o modelo RNG apresenta maior concordância com os dados experimentais.
- (ii) Para $D/d = 1,5$ e $s/d > 0,05$, o modelo que resulta em melhor concordância dependerá do número de Reynolds (Re). Se $Re > 20.000$, o modelo RNG se mostra mais adequado.
- (iii) Para $D/d = 3$, os resultados com o emprego do modelo RNG apresentaram a melhor concordância com os dados experimentais em todos os afastamentos analisados

Essas conclusões fornecem uma direção clara sobre a escolha dos modelos de turbulência de acordo com a geometria e regime de velocidade do escoamento em válvulas tipo palheta.

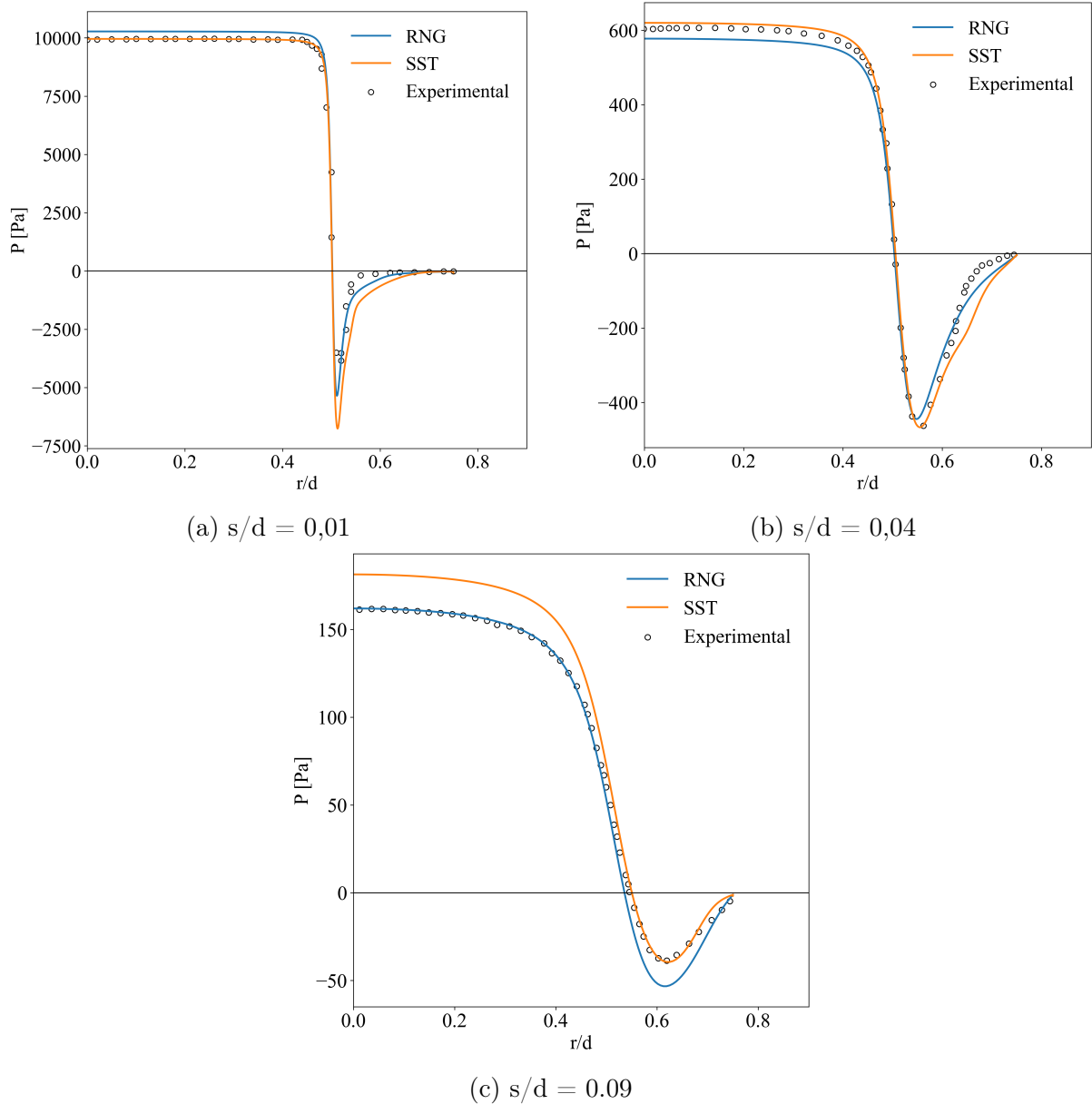
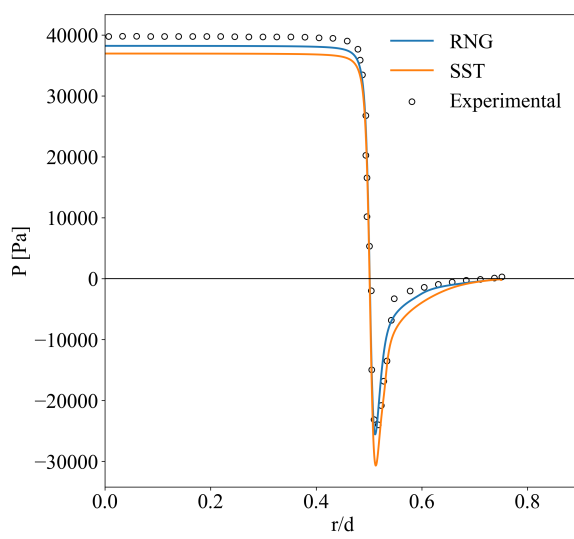


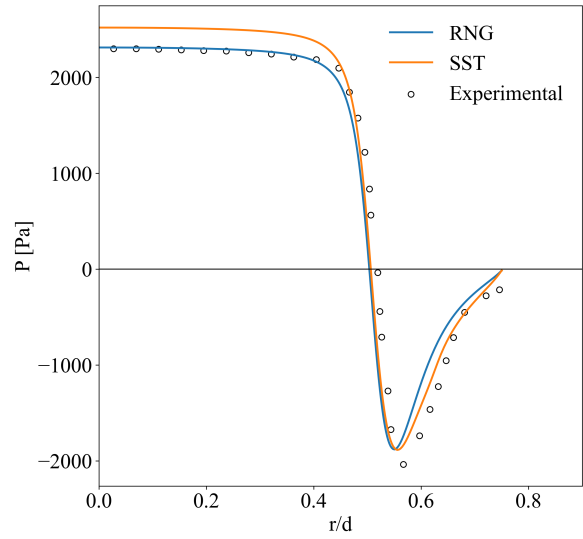
Figura 4.7 – Resultados numéricos e experimentais de distribuição de pressão: $D/d = 1,5$; $Re = 10.000$.

Tabela 4.4 – Diferença entre os modelos de turbulência e os experimentos.

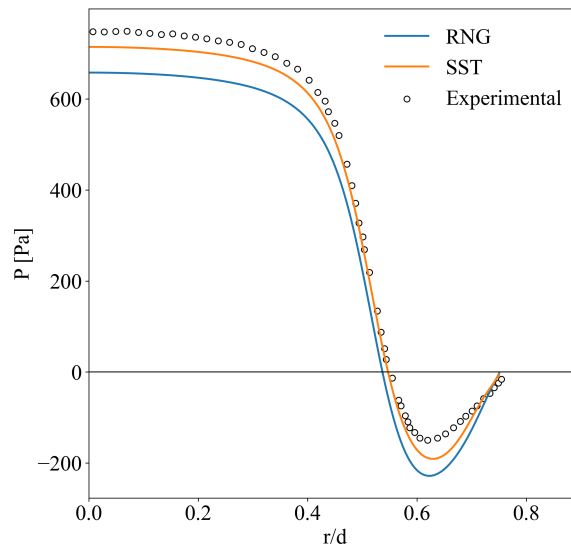
s/d	D/d	Re	RNG $k-\varepsilon$		$k-\omega$ SST	
			Aef_{RNG}^*	Aee_{RNG}^*	Aef_{SST}^*	Aee_{SST}^*
0,01	1,5	10.000	3%	2%	8%	1%
0,04	1,5	10.000	6%	2%	13%	1%
0,09	1,5	10.000	11%	0%	8%	6%
0,01	1,5	20.000	1%	2%	7%	3%
0,04	1,5	20.000	6%	4%	3%	1%
0,09	1,5	20.000	17%	7%	3%	2%
0,03	3	25.000	51%	5%	22%	4%
0,05	3	25.000	14%	1%	38%	3%
0,09	3	25.000	22%	3%	52%	6%



(a) $s/d = 0,01$



(b) $s/d = 0,04$



(c) $s/d = 0,09$

Figura 4.8 – Resultados numéricos e experimentais de distribuição de pressão: $D/d = 1,5$; $Re = 20.000$.

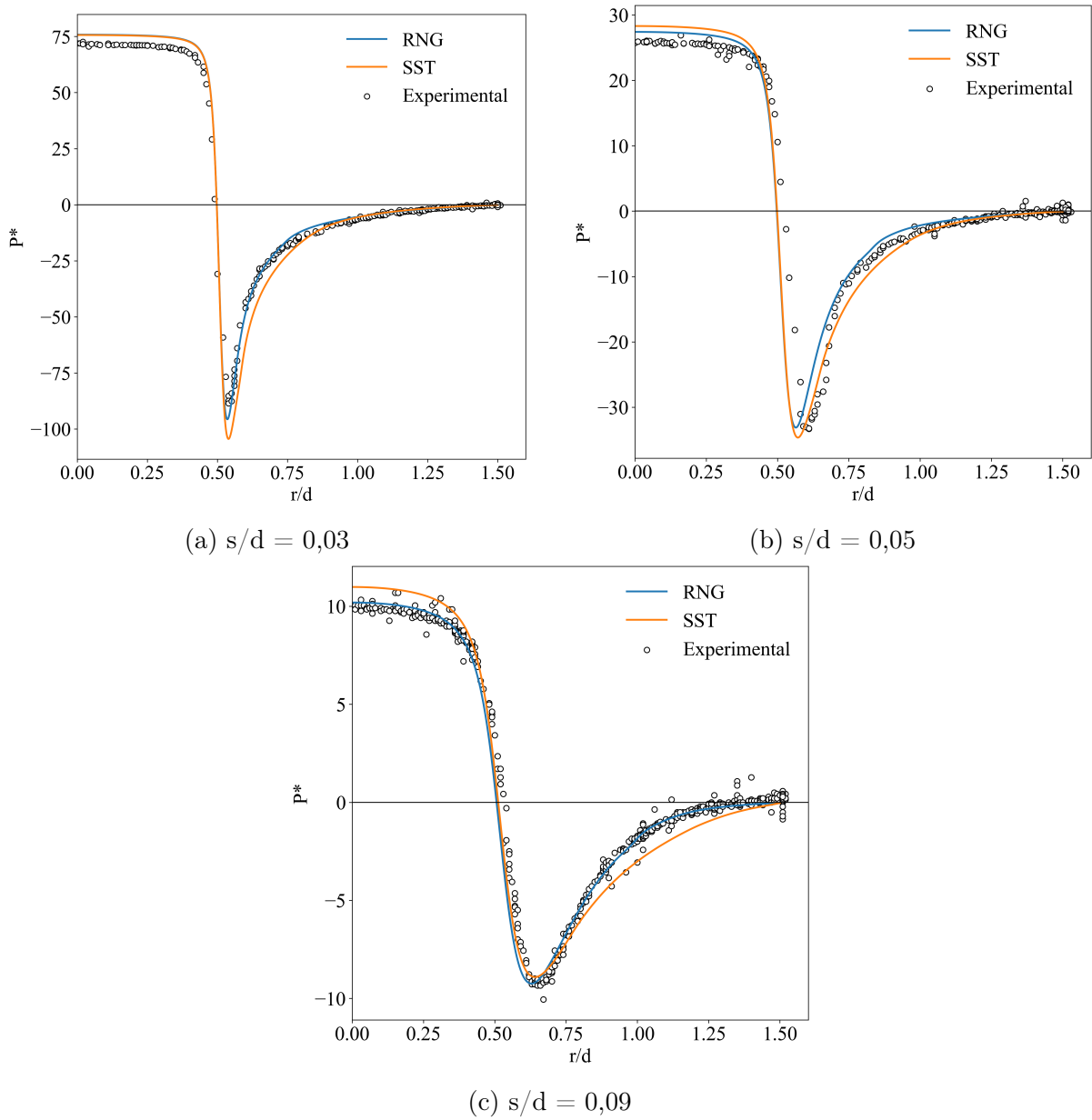


Figura 4.9 – Resultados numéricos e experimentais de distribuição de pressão: $D/d = 3,0$; $Re = 25.000$.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta os resultados da análise dos efeitos da razão de diâmetros, do número de Reynolds, da compressibilidade e da hipótese de gás ideal sobre as áreas efetivas de escoamento e de força, as quais são comumente empregadas para avaliar a vazão em válvulas e a dinâmica da palheta.

Conforme mostra a Tabela 5.1, os estudos consideraram números de Reynolds, Re , de 2.000 até 80.000, três razões de diâmetros ($D/d = 1,2, 1,5$ e 3) e afastamentos adimensionais s/d variando entre 0,01 e 0,10. Seguindo as observações na validação dos resultados numéricos do capítulo 4, o modelo de turbulência $k - \omega$ SST foi empregado para a simulação dos escoamentos nas geometrias $D/d = 1,2$ e $1,5$ com $s/d > 0,05$ e $Re > 20.000$. Nas demais condições, o modelo modelo RNG $k - \varepsilon$ foi adotado, incluindo todos os regimes de velocidade para $D/d = 3$. O ar foi considerado como fluido de trabalho, com a sua temperatura na entrada do orifício fixada em 293,15 K e a pressão atmosférica prescrita na saída região de descarga.

Tabela 5.1 – Geometrias e números de Reynolds dos escoamentos.

s/d	D/d	Re
0,01	1,2, 1,5 e 3	2.000, 4.000 e 8.000
0,03	1,2, 1,5 e 3	6.500, 13.000 e 26.000
0,05	1,2, 1,5 e 3	11.500, 23.000 e 46.000
0,10	1,2, 1,5 e 3	19.000, 38.000 e 76.000

A seleção dos números de Reynolds adotados para cada uma das aberturas da válvula s/d foi baseada em dados de simulação de um compressor em uma condição de operação típica de refrigeração doméstica. A curva em azul da Figura 5.1 mostra a variação do número de Reynolds de acordo com a abertura s/d , limitada em $s/d = 0,10$ pelo escopo do presente trabalho. As curvas em laranja e verde representam dois números de Reynolds testados para cada afastamento, um deles sendo o dobro e o outro a metade do valor indicado pela curva azul.

Finalmente, os fluidos refrigerantes R134a, R290 e R600a foram empregados para investigar eventuais diferenças entre os resultados para formulações de gás ideal e real, considerando temperaturas e pressões típicas de condições de operação de compressores de sistemas de refrigeração.

5.1 Efeito da razão de diâmetros e do número de Reynolds na A_{ee}^*

A vazão teórica \dot{m}_{th} do escoamento através de válvulas representa a vazão máxima que seria alcançada para a condição de escoamento compressível isentrópico através da área de passagem do orifício da válvulas A_o , ou seja:

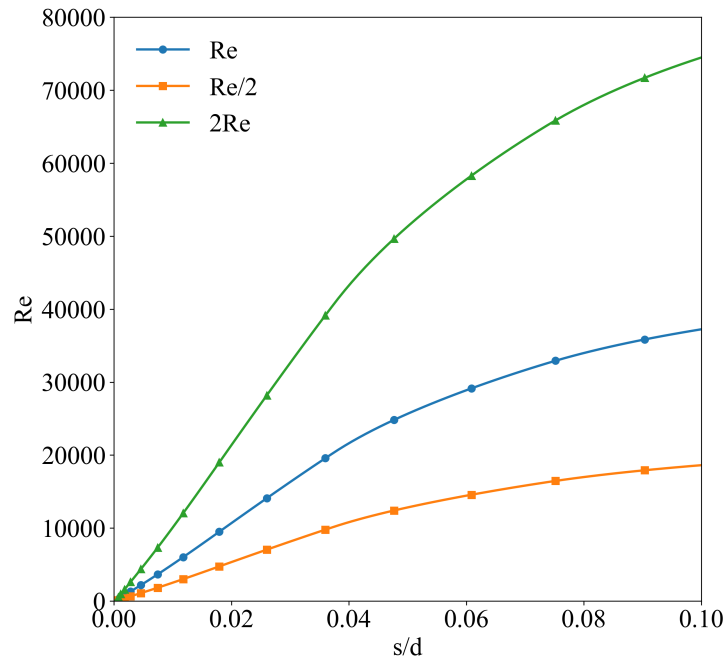


Figura 5.1 – Número de Re em relação ao afastamento de um compressor real.

$$\dot{m}_{th} = (\rho V)_s A_o \quad 5.1$$

A área efetiva de escoamento A_{ee} representa a correção necessária na área geométrica do orifício da válvula A_o de forma a fornecer a vazão real:

$$\dot{m} = (\rho V)_s A_{ee} \quad 5.2$$

Assim, a área efetiva do escoamento expressa o quão distante da condição isentrópica o escoamento através da válvula está. De acordo com as equações 5.1 e 5.2, a área efetiva adimensional A_{ee}^* é

$$A_{ee}^* = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} = \frac{A_{ee}}{A_o} \quad 5.3$$

sendo portanto sempre menor que 1, e algumas vezes também referenciada como coeficiente de descarga C_d .

A Figura 5.2 apresenta as curvas das áreas efetivas de escoamento na válvula para três razões entre os diâmetros da palheta e do orifício de alimentação ($D/d = 1,2; 1,5$ e $3,0$) em função do número de Reynolds em quatro aberturas ($s/d = 0,01; 0,03; 0,05$ e $0,10$). Por exemplo, considerando o menor afastamento $s/d = 0,01$, as áreas efetivas do escoamento para todas as relações de diâmetro D/d e números de Reynolds são menores que 4% ($A_{ee}^* < 0,04$) da área geométrica do orifício da válvula A_o . Como esperado, o atrito viscoso tende a diminuir à medida que o afastamento s/d aumenta e, assim, as áreas efetivas do escoamento aumentam. Como pode ser observado na Figura 5.2d para

$s/d = 0,10$, as áreas efetivas de escoamento são menores que 36% ($A_{ee}^* < 0,36$) da área do orifício.

Para o afastamento $s/d = 0,01$, observa-se que as áreas efetivas de escoamento diminuem com a razão de diâmetro (D/d) e aumentam com o número de Reynolds. Por outro lado, nos afastamentos $s/d = 0,03$, $0,05$ e $0,10$, percebe-se que A_{ee}^* aumenta com D/d , mas é muito pouco afetada pelo número de Reynolds. As diferenças desses efeitos distintos sobre A_{ee}^* são explicadas a seguir considerando os afastamentos $s/d = 0,01$ e $0,05$.

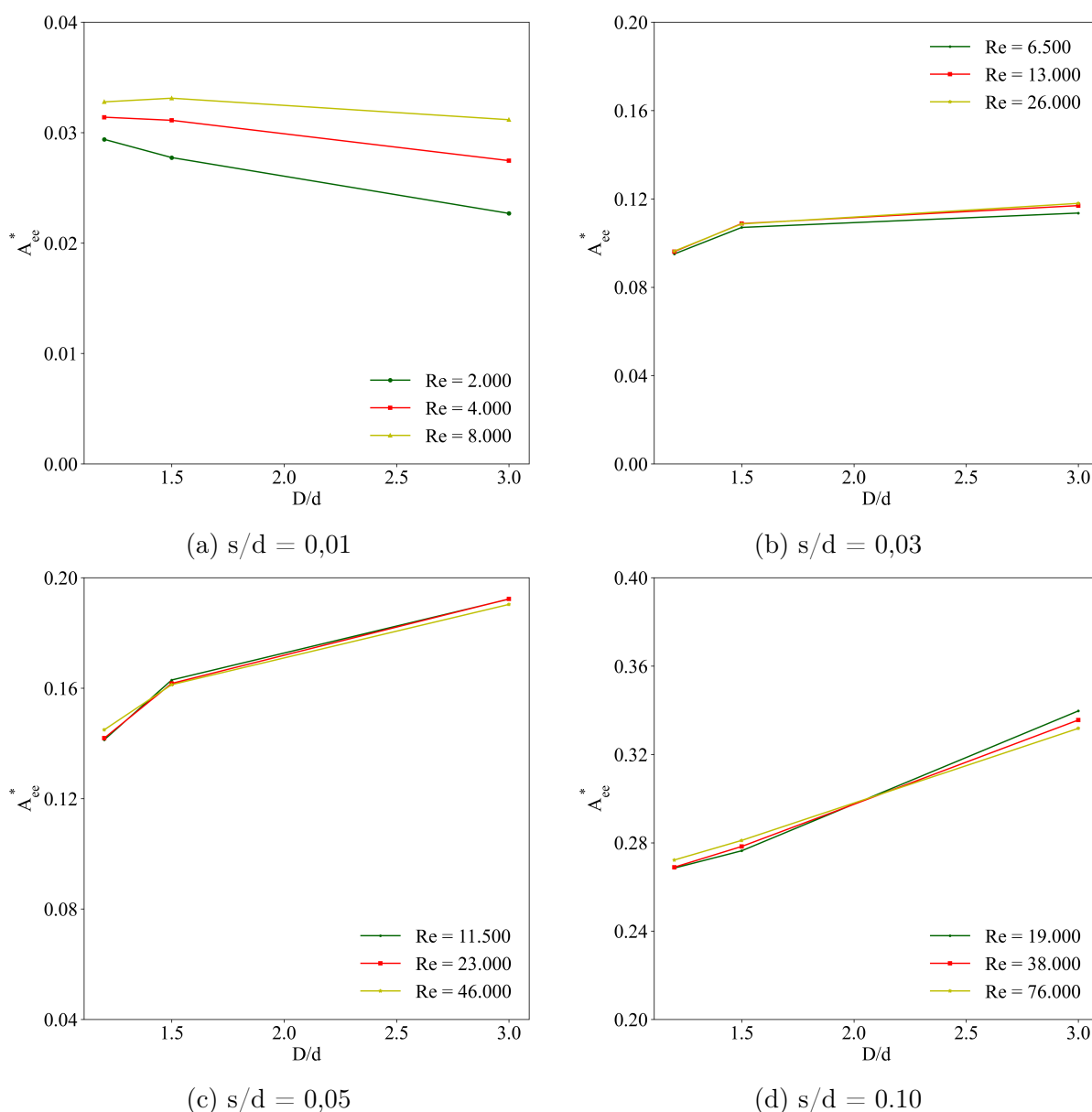


Figura 5.2 – Efeito da razão de diâmetro e Reynolds sobre área efetiva de escoamento.

Inicialmente, deve-se perceber que para uma dada vazão, a menor área efetiva de escoamento ocorre para a relação de diâmetro que requer maior energia mecânica na entrada do orifício, ou seja, a condição que menos aproveita a energia para promover o escoamento ou, em outras palavras mais se afasta da condição de escoamento isentrópico.

A energia mecânica da entrada do orifício pode ser avaliada a partir da pressão de estagnação sobre no centro da palheta ($r/d = 0$ para o disco frontal). Nesse sentido, a Figura 5.3a preparada para $s/d = 0,01$ e $Re = 2.000$ mostra claramente que o escoamento através da válvula com $D/d = 3,0$ demanda mais energia na entrada do orifício para fornecer a mesma vazão das geometrias com $D/d = 1,2$ e $1,5$, resultando na menor área efetiva de escoamento indicada na Figura 5.2a. Por outro lado, o oposto ocorre em maiores afastamentos, conforme pode ser visto na Figura 5.3b, e o requerimento de energia diminui com o aumento da razão de diâmetros D/d .

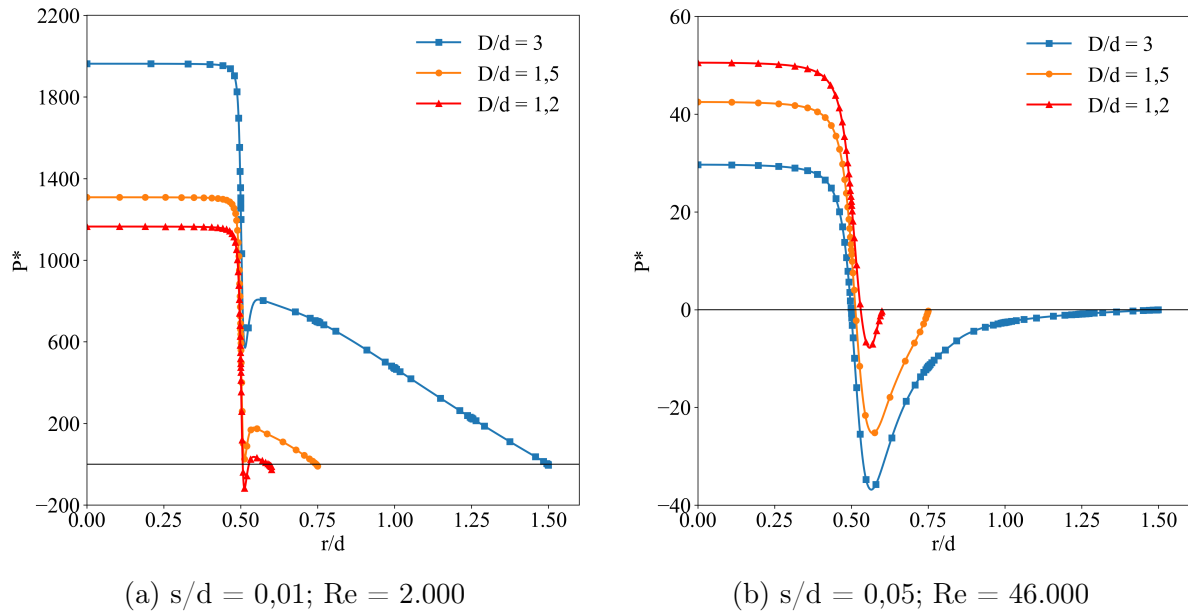


Figura 5.3 – Distribuição de pressão sobre a palheta.

A fim de explicar os efeitos opostos observados na Figura 5.3, deve ser observado que a energia requerida pelo o escoamento compressível na entrada das diferentes geometrias (D/d e s/d) de válvulas, \dot{E}_{in} , pode ser estimada pela soma da destruição de exergia no escoamento, $\dot{\Xi}_{lost}$, e da energia cinética na saída da válvula, \dot{K} , ou seja:

$$\dot{E}_{in} = \dot{\Xi}_{lost} + \dot{K} \quad 5.4$$

O teorema de Gouy-Stodola permite quantificar destruição de exergia $\dot{\Xi}_{lost}$ no escoamento através de um sistema aberto através da geração de entropia no seu interior, com referência a uma temperatura de reservatório T_0 :

$$\dot{\Xi}_{lost} = T_0 \dot{S}_g = T_0 \dot{m} (s_{out} - s_{in}) \quad 5.5$$

Por sua vez, a energia cinética disponível na saída da válvula é dada por

$$\dot{K} = \dot{m} \frac{v_{out}^2}{2} \quad 5.6$$

A Figura 5.4 apresenta curvas da energia cinética na saída da válvula, destruição de exergia no escoamento e energia fornecida na entrada da válvula em função da relação de diâmetros D/d para dois afastamentos: $s/d = 0,01$ (Figura 5.4a) e $s/d = 0,05$ (Figura 5.4b). Em ambos os afastamentos, verifica-se que a destruição de exergia $\dot{\Xi}_{\text{lost}}$ aumenta com D/d , devido ao aumento da taxa de dissipação viscosa originado pelo maior comprimento do difusor radial na região $r/d \geq 0,5$. No entanto, a energia cinética na saída da válvula \dot{K} diminui com o aumento da razão D/d uma vez que a área de saída aumenta com o raio e , assim, reduzindo a velocidade pela conservação da massa.

Apesar das mesmas tendências mostradas na Figura 5.4 para $\dot{\Xi}_{\text{lost}}$ e \dot{K} em função do aumento da relação de diâmetros D/d , em pequenos afastamentos $s/d = 0,01$ a taxa de aumento de $\dot{\Xi}_{\text{lost}}$ é maior que a taxa de diminuição de \dot{K} e, portanto, o requerimento de energia na entrada aumenta. O oposto ocorre no afastamento $s/d = 0,05$. Isso explica as tendências observadas para as áreas efetivas de escoamento A_{ee}^* na Figura 5.2.

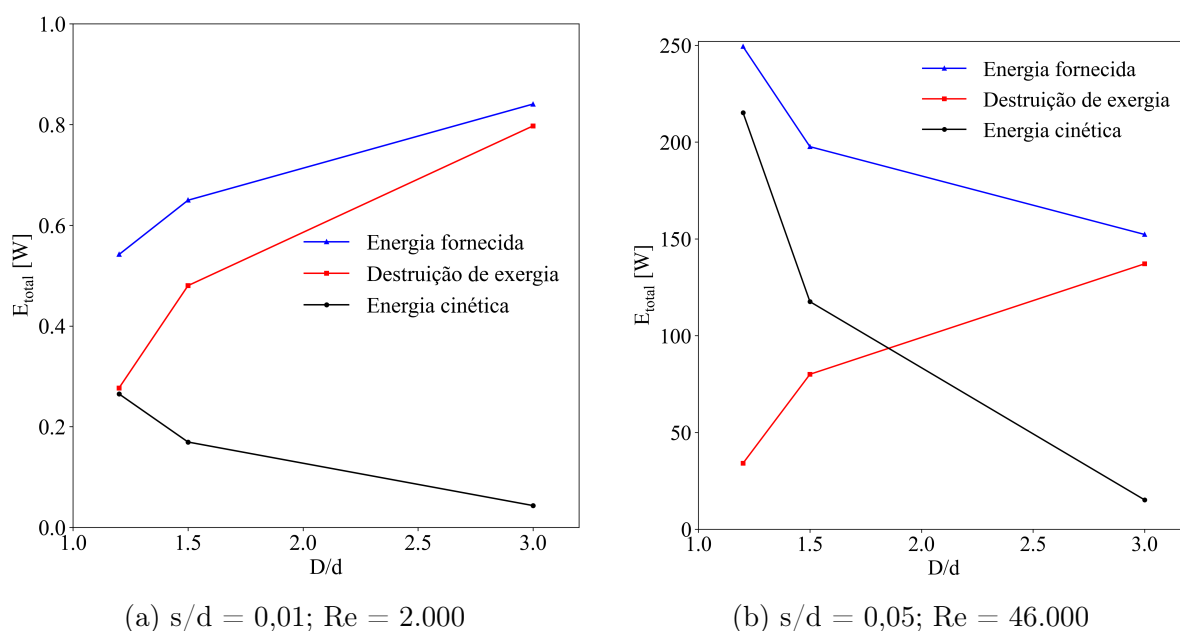


Figura 5.4 – Curvas de requerimento de energia em diferentes geometrias de escoamento.

O efeito do número de Reynolds sobre a área efetiva de escoamento é significativo no afastamento $s/d = 0,01$, conforme mostra a Figura 5.2, mas muito pequeno nos maiores afastamentos ($s/d = 0,03$; $0,05$ e $0,10$), com variações menores que 3%, conforme indicado na Tabela 5.2. Portanto, a discussão dos resultados será restrita ao afastamento $s/d = 0,01$.

A Figura 5.5 ilustra as curvas de distribuição de pressão na palheta e o requerimento de energia para $D/d = 3$ e $s/d = 0,01$, em função do número de Reynolds. Observa-se na Figura 5.5a que o escoamento demanda mais energia na entrada da válvula para $Re = 2.000$, em comparação ao que seria necessário caso o escoamento fosse isentrópico. Além disso, como mostra a Figura 5.5b, a energia cinética na saída do difusor radial é próxima a

Tabela 5.2 – Variação das A_{ee}^* em função número de Reynolds.

D/d	Re	ΔA_{ee}^*	D/d	Re	ΔA_{ee}^*
1,5	2.000	12%	1,5	6.500	2%
1,5	4.000	6%	1,5	13.000	0%
1,5	8.000	-	1,5	26.000	-
1,2	2.000	7%	1,2	6.500	1%
1,2	4.000	4%	1,2	13.000	0%
1,2	8.000	-	1,2	26.000	-
3,0	2.000	21%	3,0	6.500	3%
3,0	4.000	13%	3,0	13.000	1%
3,0	8.000	-	3,0	26.000	-

(a) $s/d = 0,01$

D/d	Re	ΔA_{ee}^*	D/d	Re	ΔA_{ee}^*
1,5	11.500	1%	1,5	19.000	1%
1,5	23.000	0%	1,5	38.000	1%
1,5	46.000	-	1,5	76.000	-
1,2	11.500	0%	1,2	19.000	0%
1,2	23.000	2%	1,2	38.000	1%
1,2	46.000	-	1,5	76.000	-
3,0	11.500	0%	3,0	19.000	1%
3,0	23.000	1%	3,0	38.000	1%
3,0	46.000	-	3,0	76.000	-

(b) $s/d = 0,03$

D/d	Re	ΔA_{ee}^*	D/d	Re	ΔA_{ee}^*
1,5	11.500	1%	1,5	19.000	1%
1,5	23.000	0%	1,5	38.000	1%
1,5	46.000	-	1,5	76.000	-
1,2	11.500	0%	1,2	19.000	0%
1,2	23.000	2%	1,2	38.000	1%
1,2	46.000	-	1,5	76.000	-
3,0	11.500	0%	3,0	19.000	1%
3,0	23.000	1%	3,0	38.000	1%
3,0	46.000	-	3,0	76.000	-

(c) $s/d = 0,05$

D/d	Re	ΔA_{ee}^*	D/d	Re	ΔA_{ee}^*
1,5	11.500	1%	1,5	19.000	1%
1,5	23.000	0%	1,5	38.000	1%
1,5	46.000	-	1,5	76.000	-
1,2	11.500	0%	1,2	19.000	0%
1,2	23.000	2%	1,2	38.000	1%
1,2	46.000	-	1,5	76.000	-
3,0	11.500	0%	3,0	19.000	1%
3,0	23.000	1%	3,0	38.000	1%
3,0	46.000	-	3,0	76.000	-

(d) $s/d = 0,10$

zero para $Re = 2.000$, indicando que as irreversibilidades devido ao atrito viscoso dominam quase que inteiramente o requerimento de energia na entrada da válvula.

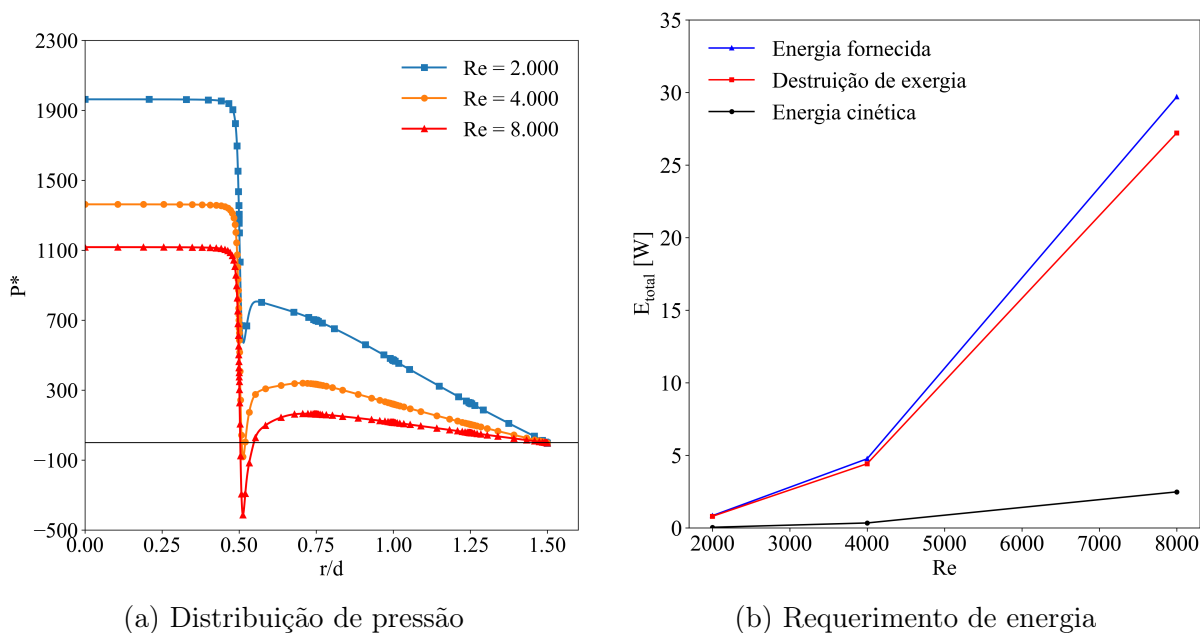


Figura 5.5 – Escoamento através da válvula: $D/d = 3$; $s/d = 0,01$.

5.2 Efeito da razão de diâmetros e do número de Reynolds na A_{ef}^*

A área efetiva de força A_{ef} pode ser entendida como a área que quando multiplicada pela diferença de pressão entre a saída e a entrada do escoamento Δp fornece a força F exercida sobre a palheta pelo carregamento de pressão originado pelo escoamento, ou seja,

$$F = \Delta p A_{ef} \quad 5.7$$

Essa área indica o quão efetiva é a diferença de pressão em gerar a força para a dinâmica da palheta. A área efetiva de força adimensional é expressa por

$$A_{ef}^* = \frac{A_{ef}}{A_o} \quad 5.8$$

A Figura 5.6 apresenta as variações das áreas efetivas de força adimensional para três razões de diâmetros ($D/d = 1,2; 1,5$ e $3,0$), quatro afastamentos ($s/d = 0,01; 0,03; 0,05$ e $0,10$) e diferentes números de Reynolds.

Observa-se que a área efetiva de força aumenta com D/d quando o afastamento é $s/d = 0,01$ e diminui nos demais afastamentos. Verifica-se também que a área efetiva de força diminui com o aumento do número de Reynolds em praticamente todos os afastamentos e relação de diâmetros. A fim de entender os efeitos distintos sobre A_{ef}^* devido à abertura s/d da válvula, a discussão a seguir será focada nos afastamentos $s/d = 0,01$ e $0,05$.

A Figura 5.7 mostra as distribuições de pressão sobre a palheta, normalizadas pela pressão de estagnação em $r/d = 0,0$, para as três razões de diâmetros e dois afastamentos ($s/d = 0,01$ e $0,05$). Considerando inicialmente $s/d = 0,01$ e $Re = 4.000$, nota-se que a pressão é negativa na entrada do difusor radial ($r/d = 0,5$), ou seja, abaixo da pressão da região de descarga. No caso da relação $D/d = 3,0$, a pressão recupera valores positivos ao longo do difusor radial e decai até alcançar a pressão da região de descarga. Por outro lado, para as razões D/d menores, a queda de pressão na entrada do difusor é mais pronunciada e praticamente não há recuperação de níveis de pressão positivos.

Para explicar a queda de pressão na entrada do difusor radial ($r/d = 0,5$), utiliza-se a equação da conservação da energia na forma específica, desprezando a energia potencial:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + h_{lm} \quad 5.9$$

onde p_1/ρ e p_2/ρ representam o trabalho específico devido à pressão na entrada e na saída do difusor, respectivamente, expressa na base manométrica em relação à pressão na região de descarga da válvula. Adicionalmente, $v_1^2/2$ e $v_2^2/2$ são as energias cinéticas específicas na entrada e na saída do difusor radial, respectivamente. Finalmente, h_{lm} é a perda de carga específica associada à conversão da energia mecânica em energia térmica pela ação do atrito viscoso. Na equação (5.9), adotou-se a hipótese de que $\rho_1 \cong \rho_2$. Assim, pode-se escrever:

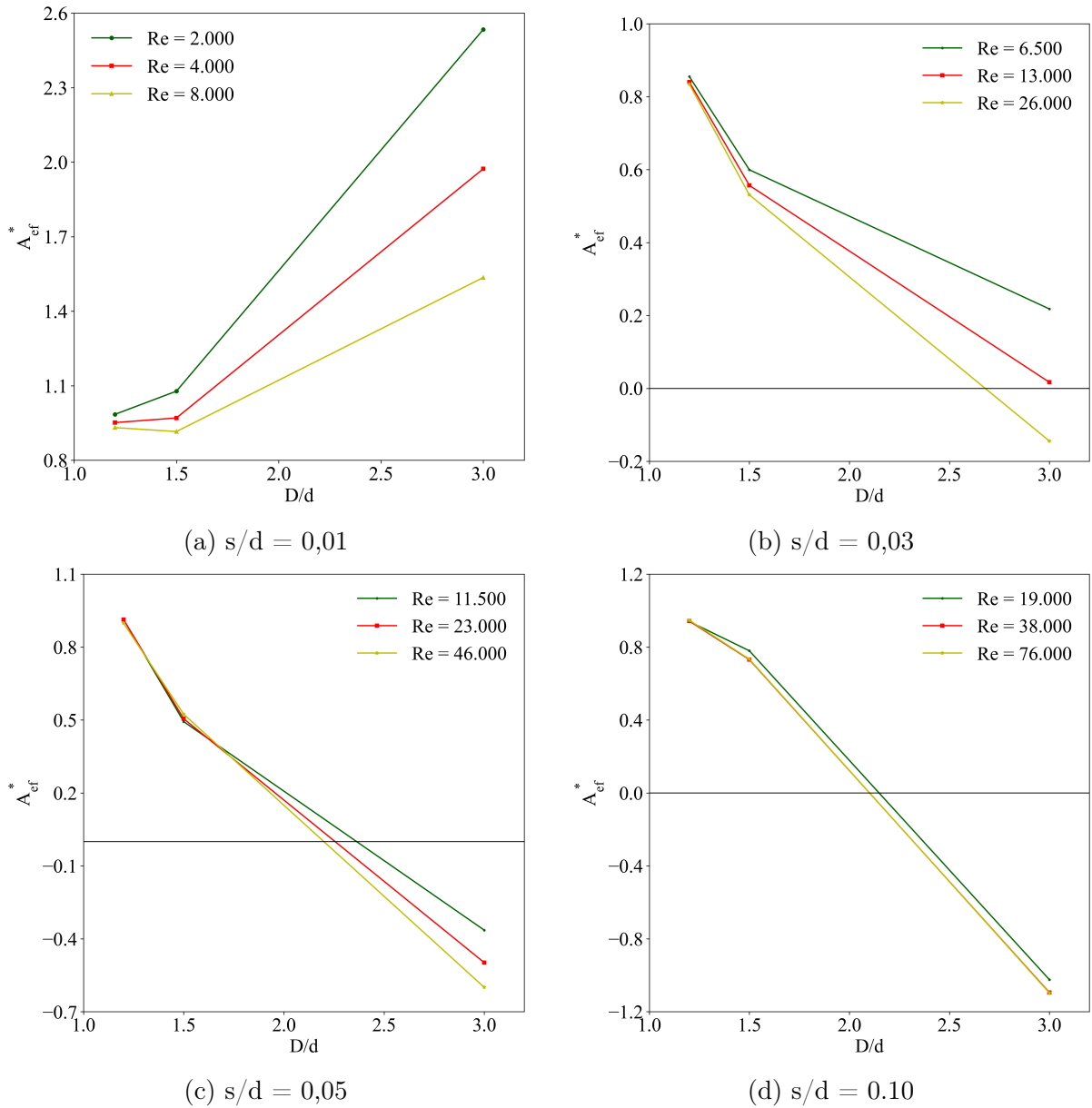


Figura 5.6 – Efeito da razão de diâmetro e Reynolds sobre área efetiva de força.

$$p_1 = \rho \frac{v_2^2}{2} - \rho \frac{v_1^2}{2} + h_{lm} \quad 5.10$$

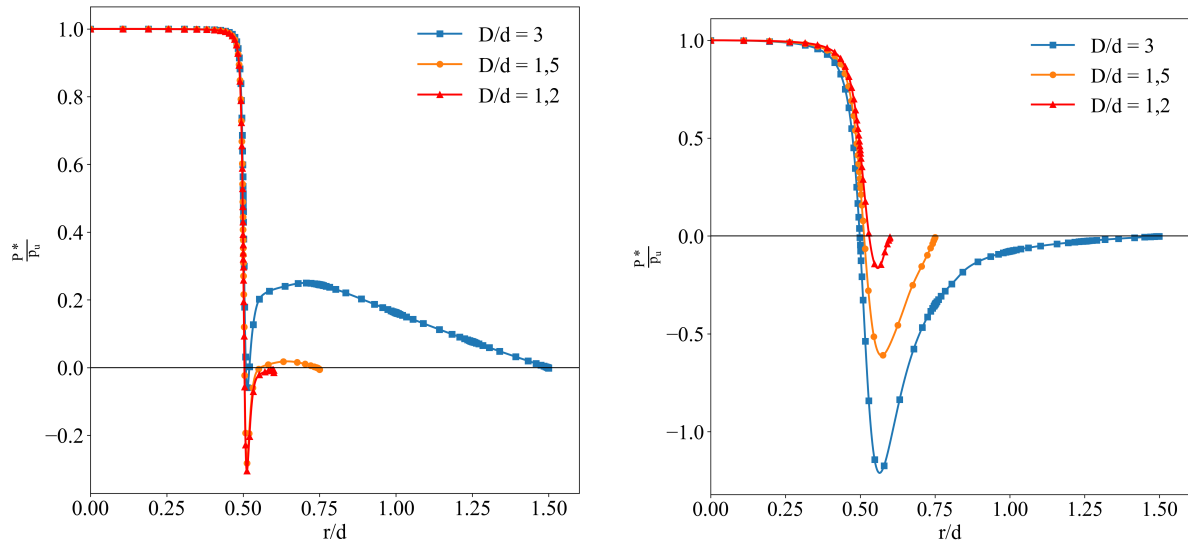
Aplicando a equação da conservação da massa entre a entrada e a saída do difusor,

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 \quad 5.11$$

Da relação de áreas

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{D}{d} \quad 5.12$$

obtém-se



(a) $s/d = 0,01$; $Re = 4.000$

(b) $s/d = 0,05$; $Re = 23.000$

Figura 5.7 – Carregamento de pressão sobre a palheta.

$$p_1 = \rho \frac{v_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D}{d} \right)^2 \right] + h_{lm} \tag{5.13}$$

Observa-se que a queda de pressão na entrada do difusor radial é resultado da perda de carga e da variação da energia cinética entre as seções de entrada e saída. Assim, quanto menor for a energia cinética na saída, como é o caso do escoamento na válvula com $D/d = 3$, mais negativa será a pressão na entrada do difusor, sendo a perda de carga um fator que atenua essa queda de pressão para valores negativos. De fato, a perda de carga é justamente o mecanismo físico que faz com que o carregamento de pressão mostrado na Figura 5.7b para $D/d = 3$ recupere valores positivos.

A Tabela 5.3 apresenta uma estimativa da pressão para p_1 na entrada do difusor em função da variação da energia cinética e da perda de carga no difusor ($r/d > 0,5$), considerando número de Reynolds $Re = 4.000$ e afastamento $s/d = 0,01$ para as três razões de diâmetros D/d .

Tabela 5.3 – Valores dos termos da equação (5.13): $Re = 4.000$ e $s/d = 0,01$.

D/d	p_1 [Pa]	$\rho \frac{v_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D}{d} \right)^2 \right]$ [Pa]	ρh_{lm} [Pa]
1,2	476	-458	933
1,5	689	-867	1.566
3,0	1.150	-1.415	2.565

Assim, apesar do primeiro termo da equação (5.13) sempre representar uma contribuição negativa para o valor de para p_1 , a perda de carga na região difusora tende a recuperar valores positivos de pressão à medida que D/d aumenta, aumentando a força F sobre a palheta para uma dada diferença de pressão Δp , conforme evidenciado pelo

aumento da área efetiva de força na Figura 5.6a. Em outras palavras, para razões D/d maiores, a perda de carga ao longo do difusor favorece o aumento da área efetiva de força, tornando o sistema mais eficiente em converter a diferença de pressão em força na palheta.

A Figura 5.6 mostra que as curvas de área efetiva de força diminuem com o aumento da razão de diâmetro D/d nos maiores afastamentos s/d ($= 0,03; 0,05$ e $0,10$). A fim de explicar os carregamentos de pressão para $s/d = 0,05$ mostrado na Figura 5.6b, adota-se novamente a equação da energia escrita para unidades de pressão. Uma vez que a pressão na entrada do difusor radial depende das variações da energia cinética e da perda de carga no escoamento, deve-se analisar esses parâmetros no difusor radial para explicar a redução da área efetiva em relação a D/d observada na Figura 5.6c. Nesse sentido, a Tabela 5.4 mostra que a pressão na entrada do difusor diminui à medida que a razão de diâmetro aumenta, com a perda de carga não sendo suficientemente para recuperar valores positivos de pressão ao longo do difusor, reduzindo assim a força sobre a palheta e o mesmo acontecendo com a área efetiva de força.

Tabela 5.4 – Valores dos termos da equação (5.13): $Re = 23.000$ e $s/d = 0,05$.

D/d	$p_1[\text{Pa}]$	$\rho \frac{v^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D}{d}\right)^2\right][\text{Pa}]$	$\rho h_{lm}[\text{Pa}]$
1,2	1.306	780	526
1,5	415	-724	1.138
3,0	-270	-2.076	1.805

A Figura 5.6 também mostra que a área efetiva de força diminui com o aumento do Reynolds, independente do afastamento s/d e da razão de diâmetros D/d , sendo que esse efeito é mais significativo no menor afastamento $s/d = 0,01$ e na maior razão de diâmetros $D/d = 3$. Para compreender o efeito de Re na área efetiva de força, analisa-se o carregamento de pressão sobre a palheta, adimensionalizada pela pressão de estagnação em $r/d = 0$, conforme ilustrado na Figura 5.8 para $s/d = 0,03$ e $D/d = 3$. Essa adimensionalização permite observar a proporcionalidade entre o carregamento de pressão positivo na região central da palheta ($r/d < 0,5$) e o carregamento de pressão negativo na região do difusor ($r/d > 0,5$), cuja magnitude aumenta com o número de Reynolds e chegando até mesmo a originar uma força resultante negativa para $Re = 26.000$, como indicado na Figura 5.6b.

A equação (5.13) pode ser novamente usada para explicar esse fenômeno. A Figura 5.8 e a Tabela 5.5 mostram que variação negativa da energia cinética na região do difusor aumenta consideravelmente com o número de Reynolds, enquanto a perda de carga não aumenta na mesma proporção.

5.3 Efeito de compressibilidade na A_{ee}^* e A_{ef}^*

Esta seção apresenta os resultados da investigação do efeito da compressibilidade do gás sobre as áreas efetivas de escoamento e de força (A_{ee}^* e A_{ef}^*) da válvula. Deve

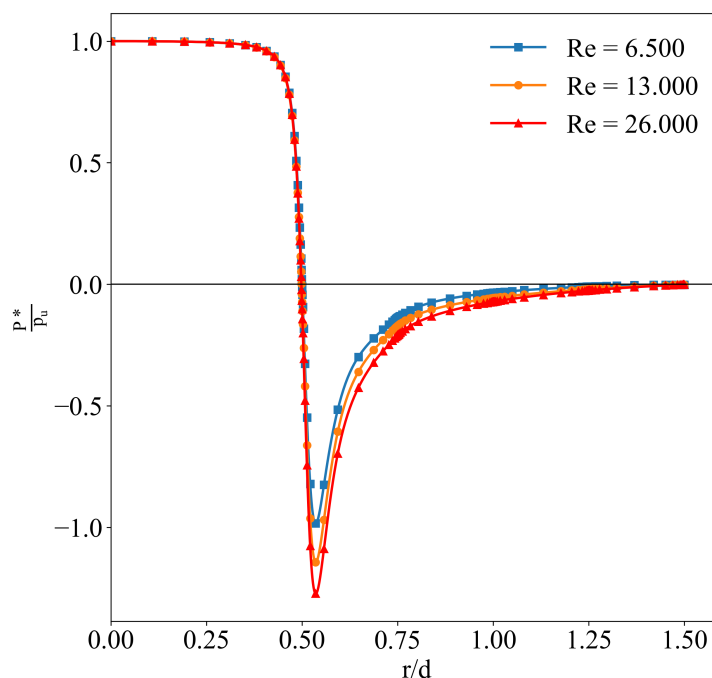


Figura 5.8 – Carregamento de pressão na palheta: $s/d = 0,03$; $D/d = 3$.

Tabela 5.5 – Valores dos termos da equação (5.13): $D/d = 3$ e $s/d = 0,03$.

Re	p_1 [Pa]	$\rho \frac{v_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{D}{d} \right)^2 \right]$ [Pa]	ρh_{1m} [Pa]
6.500	-37	-437	419
13.000	-209	-1.775	1.565
26.000	-1.119	-7.164	6.049

ser observado que as análises dessas áreas efetivas nas seções anteriores foram realizadas com o emprego da formulação de fluido compressível. De fato, em condições de operação típicas de compressores de refrigeração, o número de Mach no orifício de passagem pode ser maior que 0,3 e valores ainda maiores podem ser observados na entrada do difusor em pequenas aberturas da válvula. No entanto, praticamente todos os estudos disponíveis na literatura adotam a hipótese de fluido incompressível, justificando assim a presente investigação desse aspecto em detalhes.

O procedimento adotado foi inicialmente simular escoamentos com número de Mach máximo local acima de 0,3, geralmente observado na entrada do difusor radial, usando formulação de fluido compressível. Em seguida, prescreveu-se a densidade na entrada do orifício a partir do resultado dessa simulação, resolvendo novamente o escoamento com formulação incompressível para a mesma vazão de massa.

A seleção dos escoamentos com números de Mach máximo local maior que 0,3 foi realizada com a seguinte expressão para bocal convergente e divergente com um fator de correção previamente verificado numericamente:

$$M_{\max} = \frac{\mu Re \omega}{4 \rho s \sqrt{\gamma RT}} \quad 5.14$$

onde μ é a viscosidade dinâmica, Re é o número de Reynolds na entrada do orifício, ω ($=1,7$) é o fator de correção, ρ é a densidade atmosférica do fluido, s é o afastamento entre o assento e a palheta, γ é o coeficiente adiabático, R é a constante do gás e T é a temperatura na entrada do orifício.

Essa expressão permite estimar o Mach máximo local com erro máximo de 2% em relação aos resultados numéricos. A Figura 5.9 apresenta os valores de Mach máximo local obtidas da equação (5.14), em função do afastamento adimensional s/d e diferentes números de Reynolds Re . Observa-se que valores de Mach máximo > 4 podem ocorrer para afastamentos de 0,01 para o caso de número de Reynolds $Re = 80.000$.

O código Fluent adotado nesse trabalho usou o método “pressure-based”, sendo capaz de resolver escoamentos compressíveis até Mach máximo de 2. Portanto, considerando essa limitação do código, selecionaram-se casos em que o número de Mach máximo estivesse entre 0,3 e 2,0, os quais estão indicados na Tabela 5.6 para diferentes afastamentos e relação de diâmetros com os seus respectivos número de Reynolds.

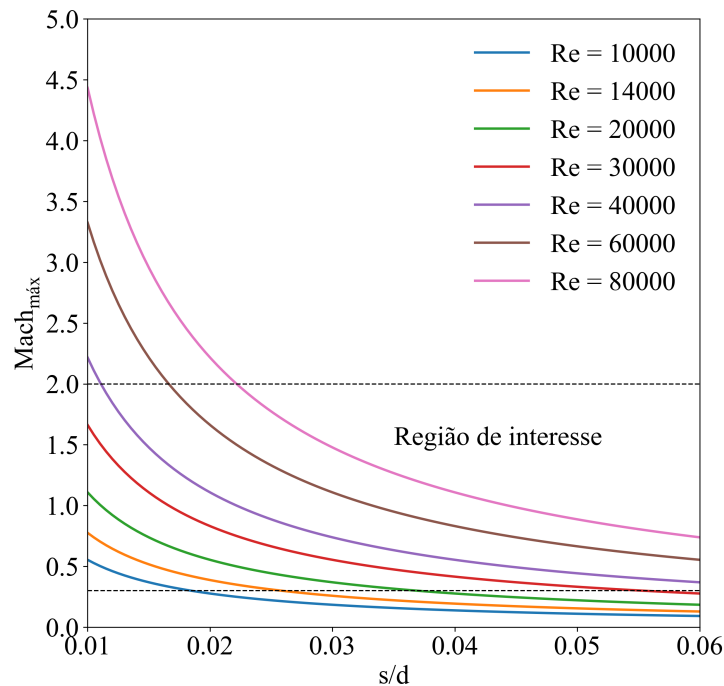


Figura 5.9 – Mach máximo local analítico

Tabela 5.6 – Geometrias e números de Reynolds dos escoamentos.

s/d	D/d	Re
0,01	1,2 e 1,5	10.000, 14.000 e 20.000
0,02	1,2 e 1,5	20.000, 30.000 e 40.000
0,04	1,2 e 1,5	40.000, 60.000 e 80.000

As Figuras 5.10 e 5.11 mostram o efeito da compressibilidade do fluido sobre a área efetiva de escoamento para os afastamentos s/d e número de Reynolds Re indicados na Tabela 5.6. Além disso, essas figuras também mostram os valores do número de Mach máximo local obtidos da simulação do escoamento, todos maiores que 0,5.

Observa-se que as áreas efetivas de escoamento obtidas com a formulação compressível não apresentam dependência com o número de Reynolds, ao contrário dos resultados obtidos com a formulação incompressível, que mostram um aumento de A_{ee}^* com o número de Reynolds. Além disso, percebe-se que as diferenças entre os resultados das duas formulações aumenta à medida que o número de Mach máximo local aumenta.

O efeito de compressibilidade sobre as áreas efetivas de escoamento é uma consequência da modificação do campo de velocidade devido à alteração da densidade do fluido principalmente na entrada do difusor radial, onde ocorre aceleração significativa do escoamento. Por sua vez, essa aceleração é associada com a redução local da pressão, reduzindo a densidade do fluido e, assim, intensificando ainda mais a aceleração do escoamento. Esse efeito da variação da densidade não é previsto com a formulação de fluido incompressível e essa é a razão das maiores áreas efetivas de escoamento, uma vez que o atrito viscoso é menor em níveis menores de velocidade.

A Figura 5.12 apresenta as linhas de corrente e suas magnitudes de velocidade obtidas das simulações com formulações compressível e incompressível, considerando número de Reynolds $Re = 80.000$, afastamento $s/d = 0,04$ e razão de diâmetros $D/d = 1,5$, demonstrando claramente os níveis mais elevados de velocidade na simulação de fluido compressível.

A Figura 5.13 mostra as distribuições de pressão ao longo da palheta previstas com o emprego das duas formulações. A pressão mais elevada na região central da palheta ($r/d < 0,5$) e a queda mais acentuada da pressão na entrada do difusor ($r/d = 0,5$) previstas com a formulação compressível é uma consequência dos níveis mais elevados de velocidade mostrados na Figura 5.12. Vale destacar que o resultado da formulação compressível, para $D/d = 1,5$, $s/d = 0,04$ e $Re = 80.000$, indica escoamento supersônico na entrada do difusor, com Mach máximo local de 1,3.

A condição de escoamento supersônico e gradiente adverso de pressão no difusor radial origina uma onda de choque no escoamento, caracterizada por variações bruscas de pressão, densidade e temperatura. A Figura 5.13 mostra a presença de uma onda de choque através da variação brusca de pressão na entrada do difusor e a Figura 5.14 mostra o efeito desse choque na distribuição de pressão através da alteração da declividade da curva em $r/d = 0,6$.

As Figuras 5.15 e 5.16 apresentam os resultados das áreas efetivas de força para duas relações de diâmetro ($D/d = 1,2$ e $1,5$) e três afastamentos ($s/d = 0,01$, $0,02$, $0,04$), em função do número de Mach máximo local associado com a especificação do número de Reynolds, considerando formulações compressível e incompressível.

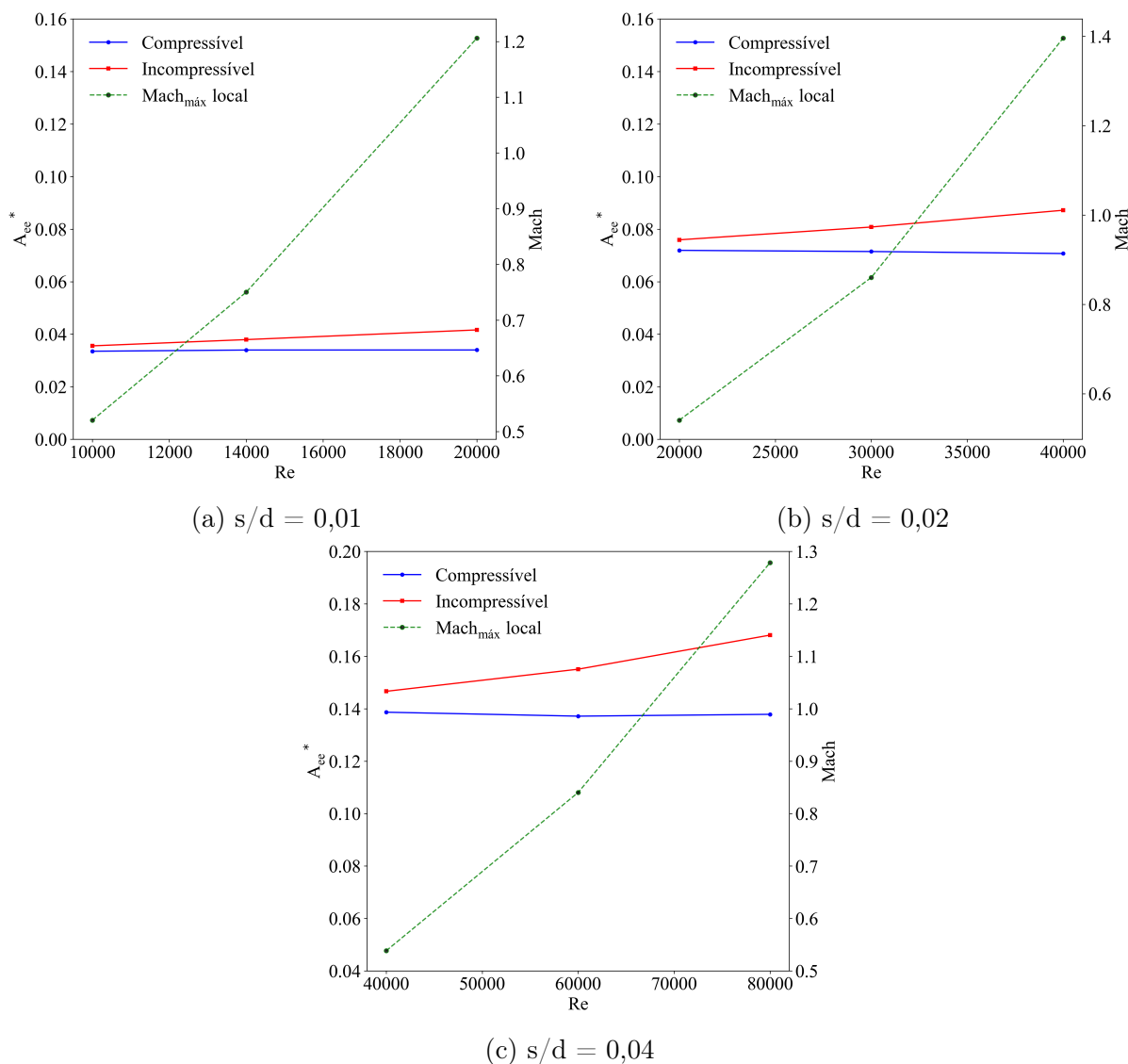


Figura 5.10 – Efeito da compressibilidade do fluido sobre a área efetiva de escoamento; $D/d = 1.5$.

Através da Figura 5.15, observa-se uma tendência de diminuição da área efetiva de força com o aumento do número de Reynolds nos afastamentos $s/d = 0,01$ e $0,02$, não havendo também diferença significativa entre os resultados para formulações incompressível e compressível. Contudo, os resultados das duas formulações são bem distintos para o afastamento $s/d = 0,04$, com a tendência de aumento da área efetiva de força com o número de Reynolds para a formulação compressível.

Ao contrário do observado na Figura 5.15 para a relação $D/d = 1,5$, os resultados para a relação $D/d = 1,2$ na Figura 5.16 mostram algum efeito de compressibilidade sobre as áreas efetivas nos afastamentos $s/d = 0,01$ e $0,02$, e praticamente nenhum efeito no afastamento $s/d = 0,04$.

O aumento da área efetiva de força verificada em $s/d = 0,04$ para $D/d = 1,5$ (Figura 5.15c) pode ser atribuído à mudança do carregamento de pressão sobre a palheta, o qual é função da variação da energia cinética e da perda de carga no difusor radial. Como

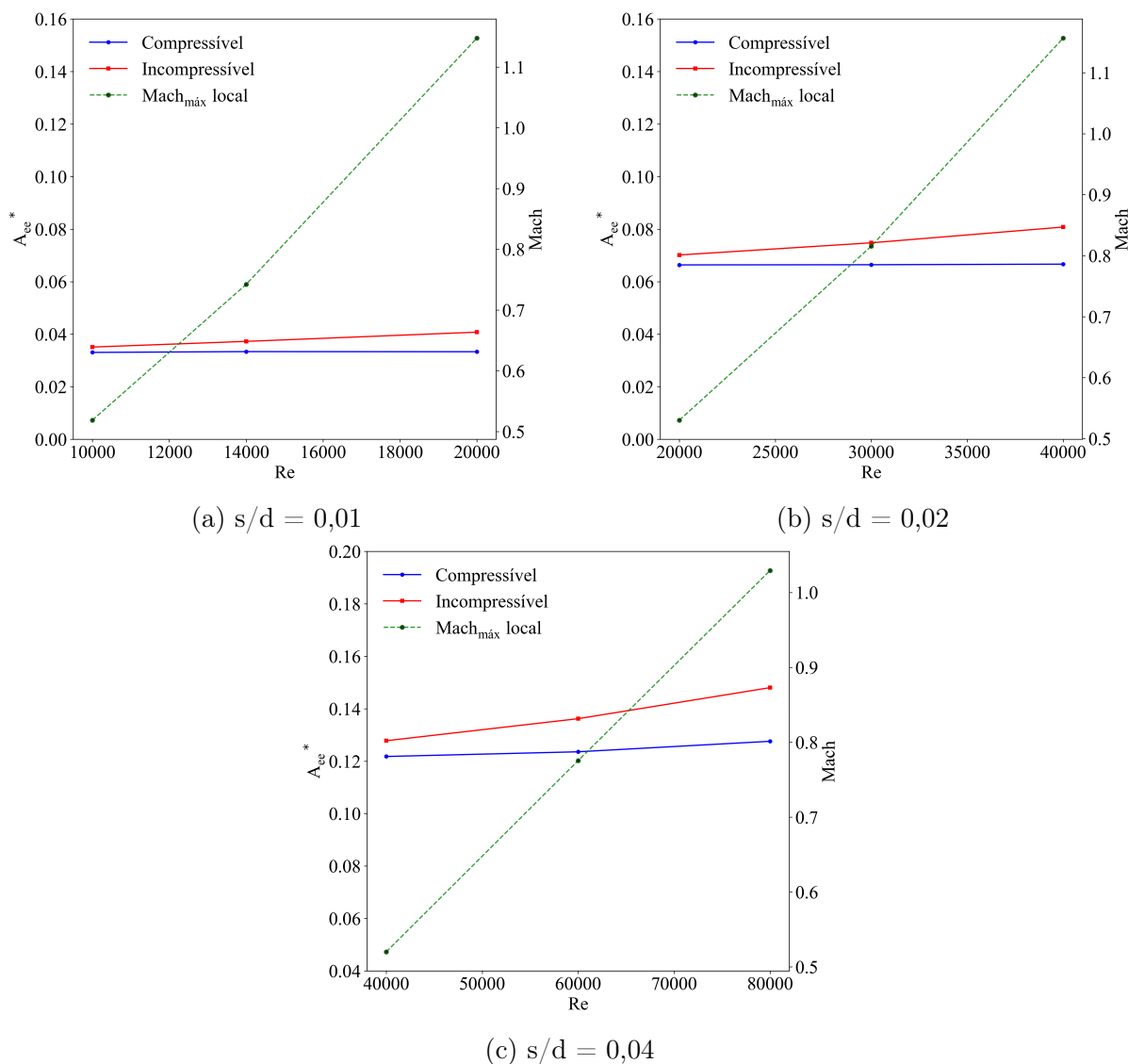


Figura 5.11 – Efeito da compressibilidade do fluido sobre a área efetiva de escoamento; $D/d = 1.2$.

mencionado anteriormente, a área efetiva de força pode ser entendida como sendo a eficácia da diferença de pressão em gerar força sobre a palheta. Assim, a fim de compreender os resultados da Figura 5.15c para $s/d = 0,04$ com $D/d = 1,5$, recorre-se às distribuições de pressão sobre a palheta mostradas na Figura 5.17.

Nesse gráfico observa-se a maior pressão de estagnação para a formulação compressível na região denotada R1. Além disso, o carregamento de pressão na região R2 na região $0,4 < r/d < 0,5$ também representa uma contribuição positiva para a maior magnitude da força na formulação de escoamento compressível. Assim, apesar do carregamento obtido com a formulação de escoamento compressível para a região R3 atuar para reduzir a magnitude da força, o ganho líquido de força é maior que o aumento da diferença de pressão Δp e, assim, a área efetiva de força é maior na formulação compressível, conforme mostra a Tabela 5.8.

Finalmente, a Tabela 5.7 apresenta uma síntese das diferenças percentuais dos

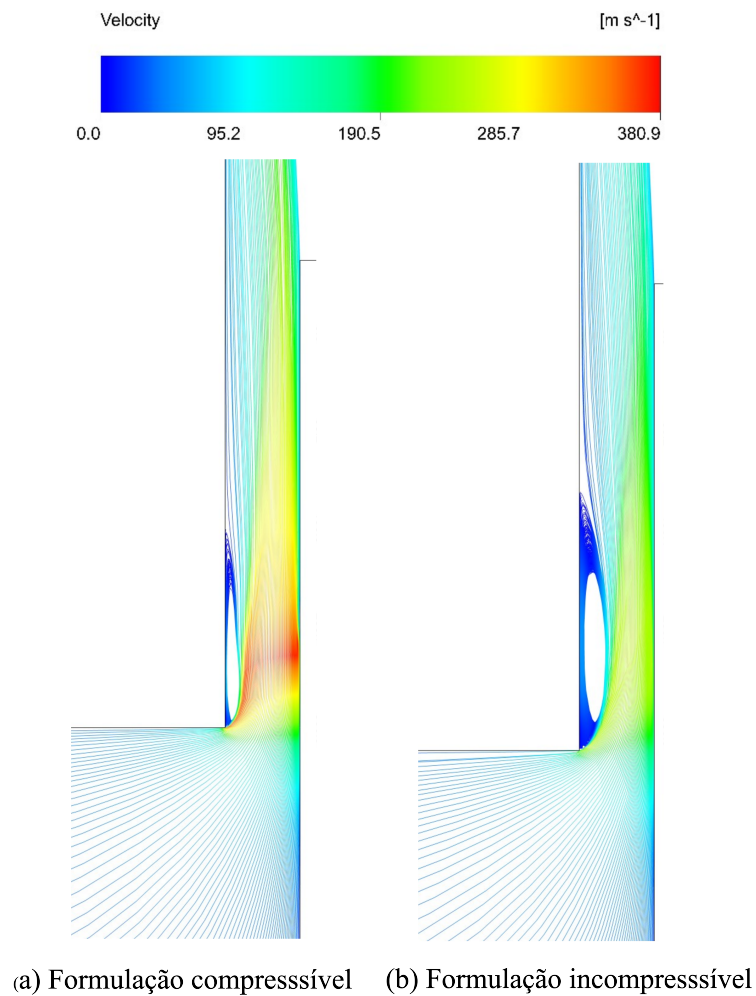


Figura 5.12 – Linhas de corrente e magnitude de velocidade do escoamento: $Re = 80.000$; $s/d = 0,04$ e $D/d = 1,5$.

resultados de A_{ee}^* e A_{ef}^* obtidos das simulações com formulação compressível em relação aos resultados da formulação incompressível.

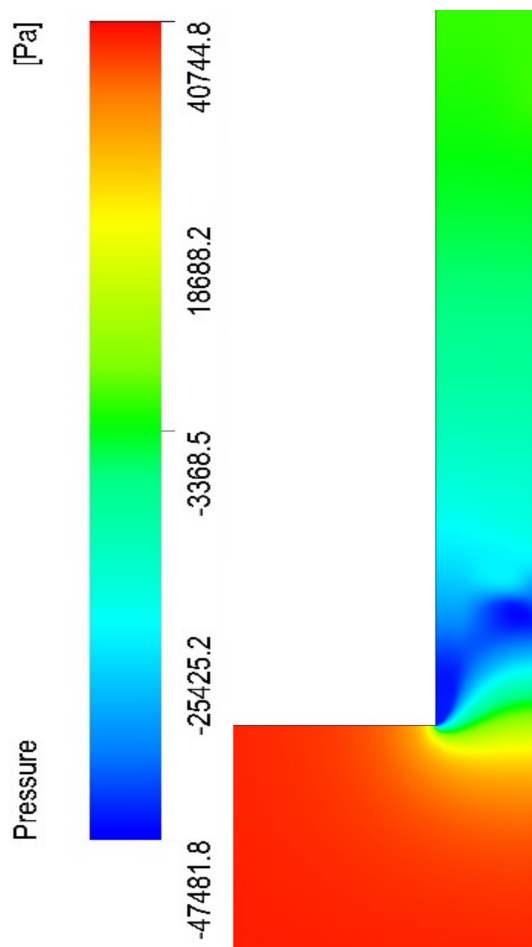


Figura 5.13 – Campo de pressão do escoamento: $Re = 80.000$; $s/d = 0,04$ e $D/d = 1,5$.

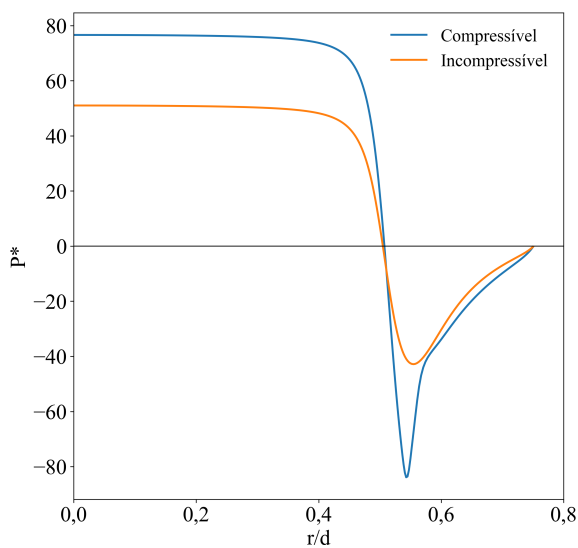


Figura 5.14 – Distribuição de pressão sobre a palheta: $Re = 80.000$; $s/d = 0,04$ e $D/d = 1,5$.

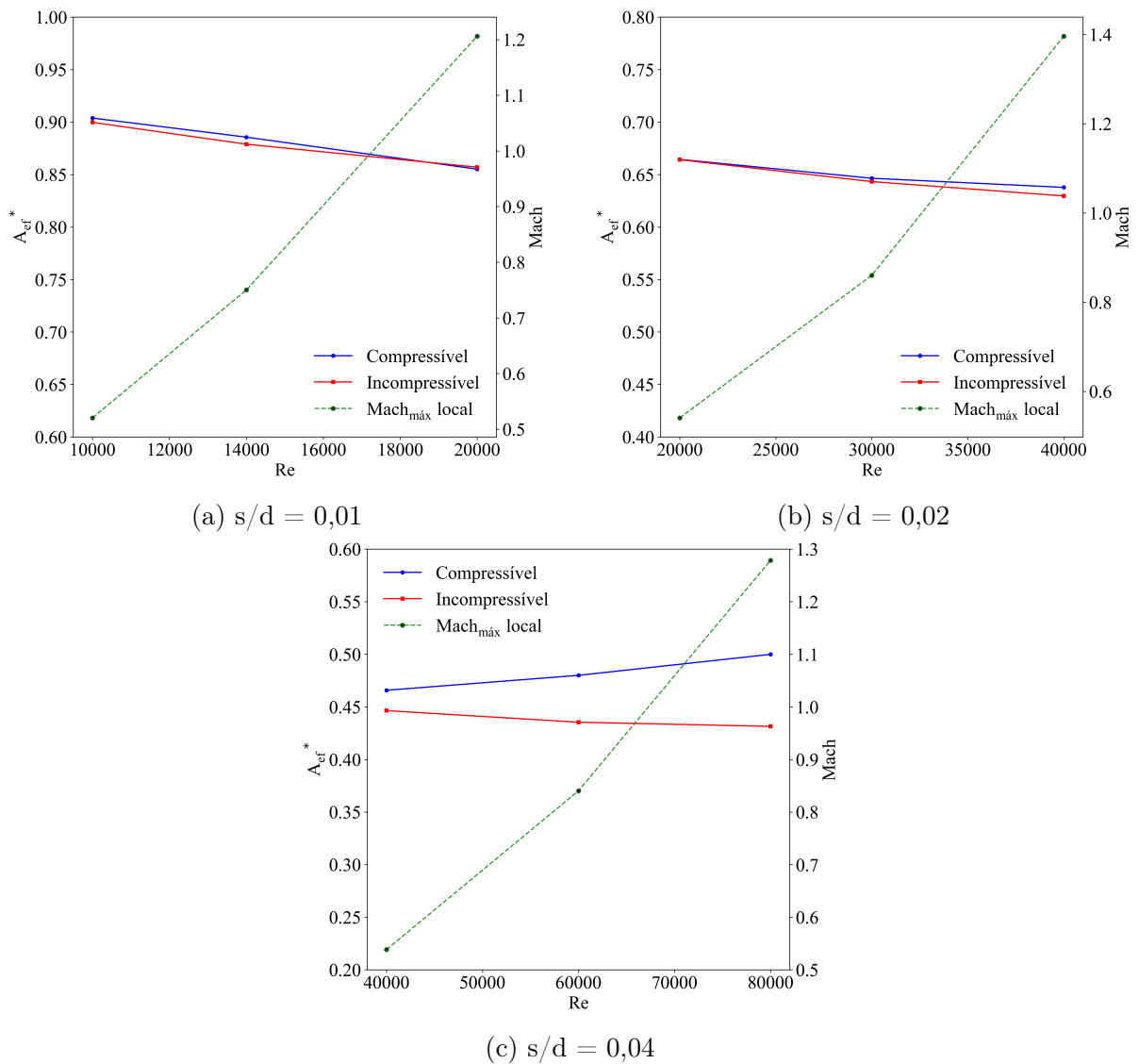


Figura 5.15 – Efeito da compressibilidade do fluido sobre a área efetiva de força; $D/d = 1.5$.

Tabela 5.7 – Diferenças percentuais entre os resultados das formulações compressível e incompressível (C/I) para força F , diferença de pressão Δp e área efetiva de força A_{ef}^* .

Re	$\Delta p_{C/I}$	FC/I	$A_{ef}^*_{C/I}$
10.000	11%	12%	0%
14.000	20%	21%	1%
20.000	34%	34%	0%
20.000	11%	11%	0%
30.000	22%	22%	0%
40.000	35%	36%	1%
40.000	11%	14%	4%
60.000	22%	29%	9%
80.000	33%	43%	14%

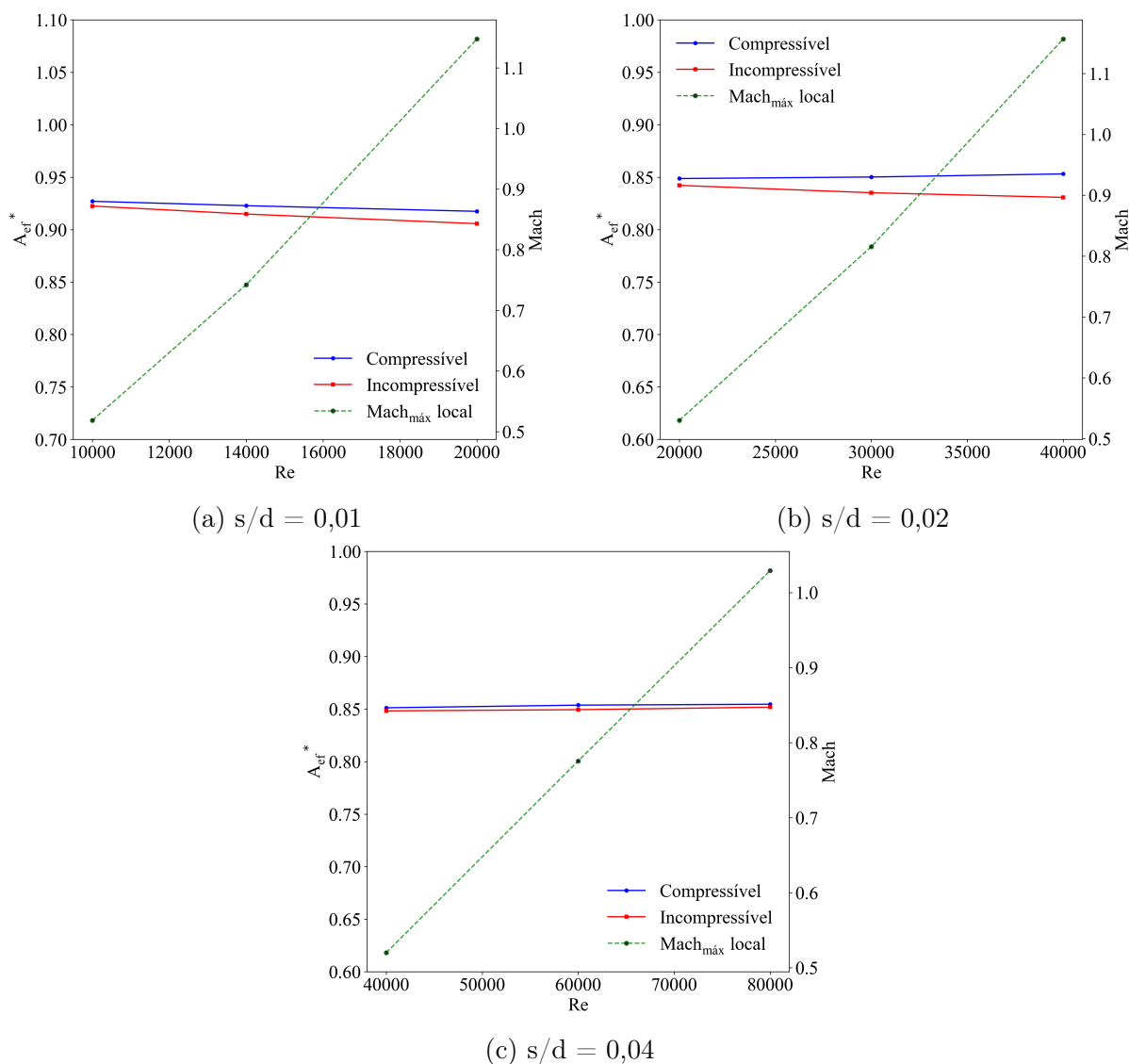


Figura 5.16 – Efeito da compressibilidade do fluido sobre a área efetiva de força; $D/d = 1.2$.

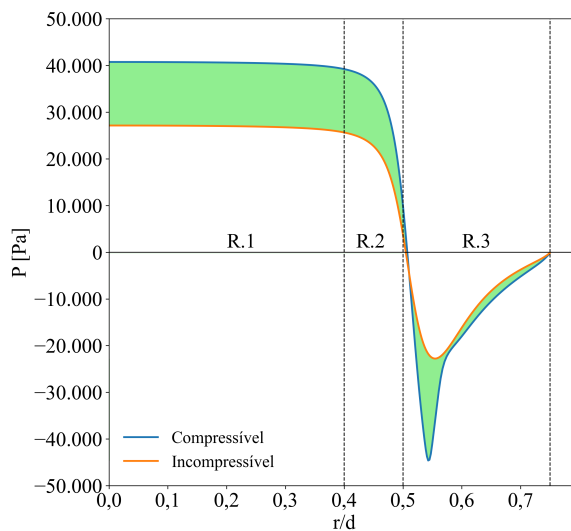


Figura 5.17 – Carregamento de pressão na palheta: $D/d = 1,5$; $s/d = 0,04$; $Re = 80.000$.

Tabela 5.8 – Diferenças percentuais entre os resultados das formulações compressível e incompressível para áreas efetivas de força e de escoamento (A_{ee}^* e A_{ef}^*).

s/d	Re	A_{ee}^*	A_{ef}^*
0,01	10.000	6%	0%
0,01	14.000	12%	1%
0,01	20.000	22%	1%
0,02	20.000	6%	1%
0,02	30.000	13%	2%
0,02	40.000	21%	3%
0,04	40.000	5%	0%
0,04	60.000	10%	1%
0,04	80.000	16%	0%

(a) $D/d = 1,2$

s/d	Re	A_{ee}^*	A_{ef}^*
0,01	10.000	6%	0%
0,01	14.000	12%	1%
0,01	20.000	22%	0%
0,02	20.000	6%	0%
0,02	30.000	13%	0%
0,02	40.000	23%	1%
0,04	40.000	6%	4%
0,04	60.000	13%	9%
0,04	80.000	22%	14%

(b) $D/d = 1,5$

5.4 Efeito das propriedades de gás real

Esta seção apresenta os resultados de uma investigação sobre o efeito das propriedades termodinâmicas de fluidos refringentes (R600a, R134a, R290) usados em compressores de sistemas de refrigeração em relação à formulação de gás ideal adotada nas seções anteriores ao se escolher o ar como fluido de trabalho. O escoamento através das válvulas foi caracterizado pelos números de Reynolds em função da abertura da válvula (Figura 5.18), avaliados com o emprego do código de simulação GT-Suite (MANUAL et al., 2012). A análise foi realizada para uma relação de diâmetro ($D/d = 1,2$) e três afastamentos ($s/d = 0,01, 0,03$ e $0,05$) cada um com seu correspondente número de Reynolds. Os resultados na Figura 5.19 indicam que não há efeito significativo das propriedades termodinâmicas desses fluidos refrigerantes, modelados como gases reais, sobre A_{ee}^* e A_{ef}^* , sendo possível adotar a a formulação de gás ideal.

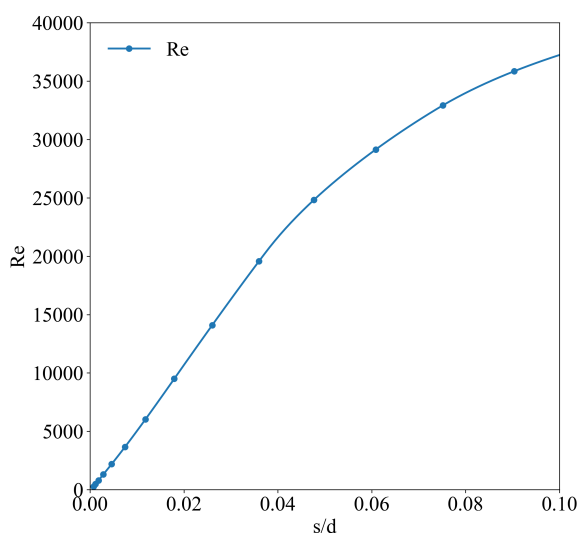


Figura 5.18 – Número de Reynolds de acordo com a abertura da válvula.

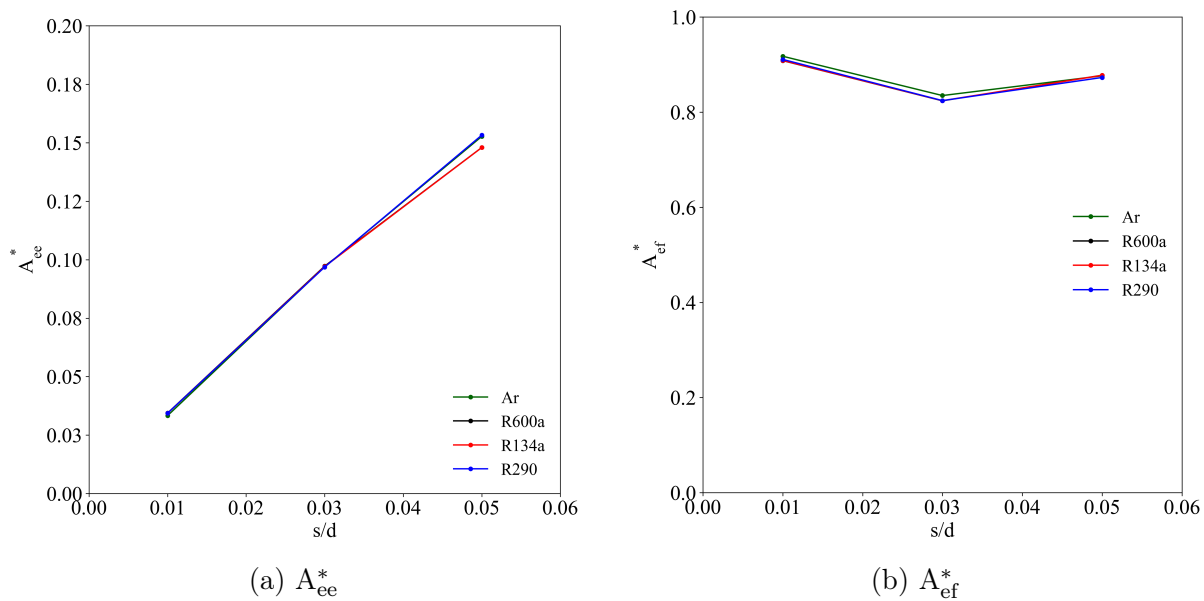


Figura 5.19 – Resultados de áreas efetivas de escoamento e de força, considerando fluidos refrigerantes.

6 CONCLUSÕES

O projeto de válvulas tipo palheta é uma etapa fundamental visando a eficiência termodinâmica e a confiabilidade de compressores de sistemas de refrigeração. A caracterização do desempenho desse tipo de válvula é geralmente realizada através da área efetiva de escoamento, A_{ee} , e da área efetiva de força, A_{ef} , as quais são afetadas pela geometria e regime de velocidade do escoamento.

Esta dissertação apresentou uma análise numérica, com validação experimental da literatura, do escoamento em uma geometria simplificada de válvula tipo palheta. Em particular, analisam-se os efeitos da razão entre os diâmetros da palheta e do orifício de passagem da válvula (D/d), dos números de Reynolds e de Mach, e das propriedades dos fluidos refrigerantes usados em sistemas de refrigeração, sobre o carregamento de pressão na palheta e em parâmetros de desempenho da válvula.

6.1 Principais observações

A partir dos resultados das simulações do escoamento através das diferentes geometrias de válvulas, as seguintes conclusões foram obtidas:

- Para o menor afastamento investigado ($s/d = 0,01$), observou-se que a área efetiva de escoamento A_{ee} diminui e a área efetiva de força A_{ef} aumenta com a razão de diâmetros D/d devido ao atrito viscoso.
- Por outro lado, nos maiores afastamentos ($s/d = 0,03; 0,05$ e $0,10$), os efeitos inerciais dominam no escoamento na região do difusor radial, resultando em variações opostas para A_{ee} e A_{ef} com o aumento da razão de diâmetros.
- O efeito do número de Reynolds sobre A_{ee} e A_{ef} é mais notável à medida que o afastamento s/d diminui, em função da dominância do atrito viscoso no escoamento.
- O efeito da compressibilidade do fluido sobre A_{ee} e A_{ef} foi mais evidente à medida que o afastamento s/d , devido aos maiores números de Mach nessas aberturas da válvula, inclusive com a presença de ondas de choque na região do difusor radial.
- Por fim, o estudo mostrou que a hipótese de gás ideal é adequada para obtenção de áreas efetivas de fluidos refrigerantes adotados em sistemas de refrigeração.

6.2 Sugestões de trabalhos futuros

Algumas atividades surgem como extensão natural do presente estudo:

- (i) Analisar o escoamento e áreas efetivas para a condição de refluxo. Em algumas condições de operação do compressor, as válvulas de sucção e de descarga

podem fechar com algum atraso, reduzindo as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor. Portanto, a determinação das áreas efetivas para o caso de escoamento reverso é uma atividade de muita relevância para o projeto de válvulas.

- (ii) Avaliar o efeito de transientes no escoamento. Todas as análises realizadas no presente estudo consideraram a condição de escoamento em regime permanente. Por outro lado, existe uma tendência de aumento da velocidade na operação de compressores para permitir a redução das dimensões do compressor e, assim, de matéria prima. A investigação de efeitos transientes no escoamento e sobre as áreas efetivas surge como uma investigação importante.
- (iii) Estender a análise para incluir outros parâmetros geométricos, tal como o raio de arredondamento na saída do orifício de passagem. Válvulas de compressores possuem raio de arredondamento no orifício de passagem, permitindo mitigar vazamentos quando estão fechadas. Por outro lado, da mesma forma com realizado na maioria dos trabalhos na literatura, as análises realizadas no presente estudo consideraram canto vivo na saída do orifício de passagem. Esse parâmetro geométrico deve afetar a região de recirculação que surge na entrada da região do difusor radial e, como consequência, as áreas efetivas.

REFERÊNCIAS

BEPPLER, Diego. Previsão numérica da velocidade de impacto de válvulas do tipo palheta. Diss. (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, 2019.

CASANOVA, Daniel Alberto Salinas. Análise numérica do escoamento turbulento em válvulas automáticas de compressores. Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, 2001.

COLACITI, Alysson Kennerly; LÓPEZ, Luis Miguel Valdés; NAVARRO, Hélio Aparecido; CABEZAS-GÓMEZ, Luben. Numerical simulation of a radial diffuser turbulent airflow. *Applied mathematics and computation*, Elsevier, v. 189, n. 2, p. 1491–1504, 2007.

DESCHAMPS, César José. Escoamento laminar através de válvulas de compressores. Diss. (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, 1987.

DESCHAMPS; FERREIRA, R.T.S.; PRATA, A.T. The effective flow and force areas in compressor valves, 1988. In: *International Compressor Engineering Conference*. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/icec>>.

DESCHAMPS; FERREIRA, R.T.S.; PRATA, A.T. Turbulent flow through valves of reciprocating compressors. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference*, Purdue, p. 377–382, 1996.

DESCHAMPS; GIOVANELLA, M.P. Characterization of flow through compressor valves using PIV. *Proceedings of the IIR/IIF International Conference Compressors 2006*, Papiernicka, Slovakia, 2006.

DESCHAMPS; PRATA, A.T.; FERREIRA, R.T.S. Modeling of turbulent flow through radial diffuser. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, SciELO Brasil, v. 22, p. 31–41, 2000.

DUPONT, JL; DOMANSKI, P; LEBRUN, P; ZIEGLER, F. The role of refrigeration in the global economy. 38th note on refrigeration technologies (*International Institute of Refrigeration*, 2019), 2019.

EISENBERG, Daniel A; DESCHAMPS. Experimental investigation of pressure distribution in turbulent flow between parallel and inclined disks. *Journal of Fluids*

Engineering, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, v. 137, n. 11, 2015.

ERVIN, JS; SURYANARAYANA, NV; NG, Hon Chai. Radial, turbulent flow of a fluid between two coaxial disks, 1989.

FERREIRA; DESCHAMPS; PRATA. Pressure distribution along valve reeds of hermetic compressors. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 2, n. 2, p. 201–207, 1989.

FERREIRA; DRIESSEN, J. Analysis of the influence of valve geometric parameters on the effective flow and force areas. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference*, Purdue, 1986.

FERREIRA; GASCHE, José Luiz. Effective force area and discharge coefficient for reed type valves: A comprehensive data set from a numerical study. *International Journal of Refrigeration*, Elsevier, v. 103, p. 287–300, 2019.

FLUENT, ANSYS et al. 12.0 User's guide. Ansys inc, v. 6, p. 7.3.5, 2009.

FONSECA, Fábio Basaglia. Investigação numérica da área efetiva de força e do coeficiente de descarga em válvulas de compressores de refrigeração. Universidade Estadual Paulista (Unesp), 2021.

FRILEY, J; HAMILTON, JF. Characterization of reed type compressor valves by the finite element method. *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference*, Purdue, 1976.

GASCHE, José Luiz; ARANTES, Danilo Martins; ANDREOTTI, Thiago. Pressure distribution on the frontal disk for turbulent flows in a radial diffuser. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 60, p. 317–327, 2014.

GONZÁLEZ, I; NASERI, Alireza; RIGOLA, J; PÉREZ-SEGARRA, Carlos David; OLIVA, A. Detailed prediction of fluid-solid coupled phenomena of turbulent flow through reed valves. In: IOP PUBLISHING, 1. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. [S.l.: s.n.], 2019. v. 604, p. 012064.

HAAS, D A; BERTOLDI, D; DESCHAMPS, C J. Efeitos Transientes no Escoamento em Válvulas de Motores. *Congresso SAE Brasil*, São Paulo, SP, p. 6, 2007.

HABING, Reinder André. Flow and plate motion in compressor valves. ph.D thesis. University of Twente., 2005.

HAYASHI, S; MATSUI, T; ITO, T. Study of flow and thrust in nozzle-flapper valves. ASME Journal of FLuids engineering, v. 97, p. 39–50, 1975.

HE, Zhilong; JIAN, Zhifang; WANG, Tao; LI, Dantong; PENG, Xueyuan. Investigation on the variation of pressure in the cylinder of the refrigerator compressor based on FSI model. In: IOP PUBLISHING, 1. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. [S.l.: s.n.], 2017. v. 232, p. 012005.

KERPICCI, Husnu; OGUZ, Emre. Transient modeling of flows through suction port and valve leaves of hermetic reciprocating compressors. Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, IN, 2006.

LEMMON, Eric W; HUBER, Marcia L; MCLINDEN, Mark O et al. NIST standard reference database 23. Reference fluid thermodynamic and transport properties (REFPROP), version, v. 9, 2010.

LINK, Rodrigo; DESCHAMPS. Numerical modeling of startup and shutdown transients in reciprocating compressors. International Journal of refrigeration, Elsevier, v. 34, n. 6, p. 1398–1414, 2011.

LIVESEY, JL. Inertia effects in viscous flows. International Journal of Mechanical Sciences, Elsevier, v. 1, n. 1, p. 84–88, 1960.

MALISKA, Clovis Raimundo. Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional . [S.l.]: Grupo Gen-LTC, 2017.

MANUAL, GT-Power User's et al. GT-Suite version 7.3. Gamma Technologies Inc, 2012.

MARIANI; PRATA. Computational modelling of fluid flow in radial diffusers with irregular boundaries. American Society of Mechanical Engineers, Applied Mechanics Division, AMD, American Society of Mechanical Engineers (ASME), 2006.

MARPLE, Virgil A; LIU, Benjamin YH; WHITBY, Kenneth T. Fluid mechanics of the laminar flow aerosol impactor. Journal of Aerosol Science, Elsevier, v. 5, n. 1, p. 1–16, 1974.

MECHANICAL ENGINEERS, American Society of. Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer: An American National Standard. [S.l.]: American Society of Mechanical Engineers, 2009.

MENTER, Florian R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994.

MYUNG, HJ; LEE, IS. Investigation of the discharge flow of a reciprocating compressor using PIV. In *Proceedings of the 2000 International Compressor Conference*, Purdue, p. 391–396. 2000.

PEREIRA, Evandro LL; DESCHAMPS. A theoretical account of the piston influence on effective flow and force areas of reciprocating compressor valves. *Int. Compressor Engineering Conf.*, 2010.

PIECHNA, J; MEIER, GEA. Numerical investigation of steady and unsteady flow in valve gap. in: *Proceedings of the International Compressor Engineering Conference*. Purdue, 1986.

POSSAMAI, F.C. escoamento laminar através de válvulas inclinadas de compressores de refrigeração. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, 1994.

RAAL, JDf. Radial source flow between parallel disks. *Journal of Fluid Mechanics*, Cambridge University Press, v. 85, n. 3, p. 401–416, 1978.

RICHARDSON, Lewis Fry. IX. The approximate arithmetical solution by finite differences of physical problems involving differential equations, with an application to the stresses in a masonry dam. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character*, The Royal Society London, v. 210, n. 459-470, p. 307–357, 1911.

ROACHE, Patrick J et al. A method for uniform reporting of grid refinement studies. *ASME-publications-fed*, ASME, v. 158, p. 109–109, 1993.

SOEDEL, Werner. Sound and vibrations of positive displacement compressors. [S.l.]: CRC press, 2006.

- SOUTO, Luis Eduardo Martinhão et al. Investigação experimental do escoamento turbulento em válvulas de compressores. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, SC, 2002.
- TABATABAI, M; POLLARD, A. Turbulence in radial flow between parallel disks at medium and low Reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, Cambridge University Press, v. 185, p. 483–502, 1987.
- TRAMSCHEK, AB; NASR, A. CFD and LDA studies of flow through a plate valve, 1992.
- VERSTEEG, HK; MALALASEKERA, W. *Computational fluid dynamics. The finite volume method*, p. 1–26, 1995.
- WARK, C. E.; FOSS, J. F. Forces Caused by the Radial Out-Flow Between Parallel Disks. *Journal of Fluids Engineering*, v. 106, n. 3, p. 292–297, set. 1984. ISSN 0098-2202.
- WHITE, Frank M. *Fluid mechanics*. [S.l.]: New York, 1966.
- WHITMAN, Bill; JOHNSON, Bill; TOMCZYK, John; SILBERSTEIN, Eugene. *Refrigeration and air conditioning technology*. [S.l.]: Cengage Learning, 2016.
- WU, Shoufei; WANG, Zonghuai. A numerical simulation of fluid-structure interaction for refrigerator compressors suction and exhaust system performance analysis, 2014.
- YAKHOT, Victor; ORSZAG, Steven A. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. *Journal of scientific computing*, Springer, v. 1, n. 1, p. 3–51, 1986.