

Universidade de São Paulo
Escola de Engenharia de São Carlos
Departamento de Engenharia Aeronáutica

JORGE LUCAS COELHO BARBOSA

Estudo de vibrações em válvulas de controle de turbinas a vapor

São Carlos

2020

JORGE LUCAS COELHO BARBOSA

Estudo de vibrações em válvulas de controle de turbinas a vapor

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Aeronáutica, da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Engenheiro Aeronáutico.

Orientador: Prof. Dr. Ricardo A. Angélico

São Carlos

2020

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO,
POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS
DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da
EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

B238e Barbosa, Jorge Lucas Coelho
 Estudo de vibrações em válvulas de controle de
 turbinas a vapor / Jorge Lucas Coelho Barbosa;
 orientador Ricardo Afonso Angélico. São Carlos, 2020.

 Monografia (Graduação em Engenharia Aeronáutica)
 -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade
 de São Paulo, 2020.

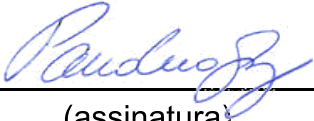
 1. Turbinas a vapor. 2. Válvulas de controle de
 vapor. 3. Vibrações. 4. CFD. I. Título.

FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Jorge Lucas Coelho Barbosa
Título do TCC: Estudo de vibrações em válvulas de controle de turbinas a vapor
Data de defesa: 14/12/2020

Comissão Julgadora	Resultado
Professor Associado Paulo Celso Greco Junior	Aprovado
Instituição: EESC - SAA	
Pesquisador Luiz Otávio de Carvalho Bovolato	Aprovado
Instituição: TGM - Grupo WEG - Departamento de Desenvolvimento	

Presidente da Banca: Professor Associado Paulo Celso Greco Junior



(assinatura)

AGRADECIMENTOS

A todos os professores que passaram pela minha vida e iluminaram o caminho.

A meus pais, Carlos e Sylvia, que acreditaram em mim e não mediram esforços para que eu chegasse até esta etapa.

À minha bisavó, Maria Helena, por sempre esperar pelo melhor.

A toda minha família, pelo carinho, amor e apoio incondicional.

Aos meus tios Paula, Augusto e Jorge, e meu avô César, por incentivarem meu interesse por engenharia e pesquisa.

À Luíza, minha companheira, que acompanhou e apoiou de perto essa jornada.

Aos meus amigos Júlia, Marcos e Plínio, que tornaram a jornada mais leve.

Ao engenheiro Luiz Bovolato, por suas sugestões, comentários e conhecimento compartilhado.

Ao professor Ricardo, por sua paciência, ensinamentos, ideias e por ser um exemplo.

Obrigado por tudo.

RESUMO

BARBOSA, J.L. Estudo de vibrações em válvulas de controle de turbinas a vapor 2020. 84f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

Turbinas a vapor são responsáveis por grande parte da energia gerada no mundo e possuem aplicações diversas. Com o aumento na demanda por energia e a introdução de fontes alternativas no mercado, são exigidas maior flexibilidade operacional e pressões e temperaturas mais altas na entrada da turbina, com a necessidade de operação em condições diferentes das condições de projeto. Esses requerimentos são críticos para as válvulas de controle de vapor na entrada da turbina, que frequentemente são fonte de ruído e vibrações que podem provocar falhas, causando grandes prejuízos ao operador. O objetivo do presente trabalho é descrever os mecanismos que podem levar à vibração excessiva da válvula de controle e propor soluções que possibilitem sua diminuição. Um modelo em 3D de válvula foi criado para uma turbina a vapor com parâmetros de entrada de 540 °C, 140 bar e potência 70 MW. A partir de modelos numéricos em CFD com análises em regime permanente, transiente e modelo de fluido compressível e viscoso utilizando o modelo de turbulência $k-\epsilon$, curvas que relacionam vazão e razão de pressões com a abertura foram obtidas com o objetivo de definir condições críticas de operação. Códigos em Python foram criados para a obtenção de gráficos que relacionam a razão de pressões, a perda de pressão total e o coeficiente de vazão na operação da válvula, enquanto o software Ansys CFX Student Edition foi utilizado para as análises em CFD. Fenômenos do escoamento similares aos descritos na bibliografia e a relação entre vibrações na haste e assimetria do fluxo no difusor foram verificados qualitativamente. Nas condições críticas, pressões e forças na haste foram calculadas, enquanto as frequências naturais da haste foram definidas por meio de uma análise em FEM utilizando o software Ansys Mechanical Student Edition. A combinação entre os resultados da análise em CFD e da análise por FEM foi feita a partir de um modelo massa-mola-amortecedor, possibilitando o cálculo de um valor para amortecimento a ser introduzido que reduz substancialmente a chance de aumento da amplitude de vibrações provocadas pelo fluxo. No modelo estudado, um amortecimento de 100 Ns/m mantém a amplitude das oscilações axiais da haste menores que 3 mm em uma possível situação de acoplamento das oscilações da haste e do fluido.

Palavras-chave: turbinas a vapor, válvulas de controle de vapor, vibrações, CFD.

ABSTRACT

BARBOSA, J.L. Study of steam turbine control valve vibrations 2020. 84f. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

Steam turbines are responsible for a significant part of energy generated worldwide and have several applications. With increase in energy consumption and use of renewable sources in the market, more operational flexibility and higher inlet pressures and temperatures are required from turbines, with need for operation in off-design conditions. These demands are critical for the turbine's inlet steam control valves, which are frequently a source of noise and vibration that may cause damage, leading to major losses for its operator. The objective of the present work is to describe mechanisms that could lead to excessive valve vibration and to propose solutions that allow it to be reduced. A 3D model of a steam turbine control valve was made with inlet conditions of 540°C, 140 bar and power of 70 MW. From numerical CFD models with steady, transient, viscous and compressible flow analysis using the $k - \epsilon$ turbulence model, graph curves relating mass flow and pressure ratio with valve opening were obtained, with the purpose of defining critical operational conditions. Python codes were created for plotting graphs relating pressure ratio, total pressure loss and flow coefficient at valve operation, and Ansys CFX Student Edition software was used for CFD analysis. Phenomena that were similar to the ones described in the literature and the relation between flow asymmetry and valve stem vibration were verified qualitatively, while stem eigenfrequencies were defined through a FEM analysis using Ansys Mechanical Student Edition software. The combination between CFD and FEM results was made using a spring-mass-damper model, allowing the calculation of a damping value that reduces significantly the chance of amplitude increase due to flow-induced vibrations. For the studied model, a damping value of 100 Ns/m could keep the amplitude of stem axial vibrations below 3 mm in a possible situation of coupled vibrations of steam flow and the valve stem.

Keywords: Steam turbines, steam control valves, vibrations, CFD.

LISTA DE FIGURAS

1.1	Matrizes elétricas do Brasil em 2017 (a) e matriz elétrica mundial em 2016 (b) (EPE, 2020)	24
1.2	Combustíveis e tecnologias para produção de energia termoeletrica (extraído de Viscondi et al. (2016))	24
2.1	Ciclo de Rankine Ideal no diagrama P-v (a) e T-s (b). Extraído de Wakil (1988).	28
2.2	Componentes do ciclo de Rankine na geração de energia térmica a vapor.	29
2.3	Modelo da válvula de controle estudada e seus principais componentes.	30
2.4	Representação das forças com o desalinhamento da haste, com um momento fletor atuante no ponto B. Extraída de Bulloch and Callagy (1998).	32
2.5	Conceito de válvulas estudado por Hardin et al. (2003), na configuração que utiliza uma <i>liftbar</i> . Extraída de Bianchini et al. (2015).	33
2.6	<i>core flow</i> (à esquerda) e <i>annular flow</i> (à direita). Extraída de Hardin et al. (2003)	34
2.7	Modelo de válvula utilizado para as simulações de Liu et al. (2008). Extraída de Liu et al. (2008).	35
2.8	Valor RMS dos deslocamentos do disco (caso flexível) e da pressão medida em um dos pontos do disco (caso rígido) para RA=4,6% (a) e RA=6,8% (b). Extraída de Yonezawa et al. (2012).	37
2.9	Resultados numéricos para Variação da posição lateral da haste (linha pontilhada), variação relativa de pressões (a), e da força lateral na haste ao longo do tempo (b) quando existe acoplamento entre oscilações do fluxo e da haste. Extraída de Yonezawa et al. (2012).	37
2.10	Válvula de dupla sede. Extraída de Bianchini et al. (2015).	39
2.11	Pontos para medida de pressão no modelo. Extraída de Bianchini et al. (2015).	39

2.12	Resíduos em função do número de iterações apresentando convergência (à esquerda) e não apresentando convergência (à direita).	44
3.1	Visão de corte no plano de simetria do modelo utilizado, com as dimensões em mm.	48
3.2	Parâmetros utilizados no desenho do difusor. Extraída de Domnick et al. (2016).	48
3.3	Malhas em vista externa para modelos com elementos de 0,01 m (a) e 0,005m (b).	52
3.4	Malhas em uma seção da passagem de vapor para modelos com elementos de 0,01 m (a) 0,005 m (b), 0,005 m com refinamento (c) e seção do modelo com refinamento (d).	53
3.5	Modelo 3D da haste com o engaste na base.	54
3.6	Modelos FEM de haste com elementos de 0,01m (a) e 0,0052(b).	54
3.7	Resultados das 10 primeiras frequências não nulas e testes de convergência de malha do modelo FEM.	55
4.1	Vazão em relação à razão de pressões e à perda de pressão total.	58
4.2	Coeficiente de vazão FC em relação à razão de pressões e à perda de pressão total.	59
4.3	Valores de vazão resultantes das simulações em regime permanente.	59
4.4	Curvas de Vazão x RP para duas aberturas que apresentaram escoamento restrito.	60
4.5	Curvas de coeficiente de vazão x Razão de abertura resultantes das simulações.	60
4.6	Pontos de simulação para diferentes aberturas no gráfico de FC em função de RP e η	61
4.7	Forças axiais (x) resultantes das simulações em regime permanente.	63
4.8	Comparação entre os valores de pressão para RP = 0,8 (acima) e RP = 0,996 (abaixo), com uma abertura de 21,4%.	64
4.9	Velocidades na direção vertical (x) para escoamento na condição de restrição (a) e sem restrição (b)	65
4.10	Forças na direção y resultantes das simulações em regime permanente.	65
4.11	Forças na direção y resultantes das simulações em regime permanente.	66
4.12	Pontos utilizados para cálculo de pressões na simulação em regime transiente.	67
4.13	Campo de velocidades nos planos xz e xy para a simulação com RP = 0,7 e RA = 7,1%.	68
4.14	Linhas de corrente no plano yz , a 40 mm de altura em relação ao assento da válvula.	68
4.15	Variação de pressões ao longo do tempo nos pontos A,B,C e D.	69

4.16	Pressões na reta AB (a) e CD (b) em diferentes instantes de tempo	69
4.17	Forças na haste em x,y e z: variação no tempo (a, b e c) e transformada discreta de Fourier (d,e e f)	70
4.18	Modos de vibração da haste.	73
4.19	Modos de vibração da haste considerando deslocamentos nulos em y e z na parede do disco.	74
4.20	Deslocamentos axiais da haste ao longo do tempo para o caso de vibração autoinduzida (acoplamento).	75
6.1	Vista frontal do modelo de válvula estudado.	79
6.2	Vista lateral do modelo de válvula estudado	80
6.3	Vista em seção e superior da haste do modelo ($L_{haste} = 350 \text{ mm}$).	81

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD *Computational Fluid Dynamics*

FEM *Finite Element Method*

RP Razão de pressões

RA Razão de abertura

FC Coeficiente de vazão

EDO Equação Diferencial Ordinária

1	Introdução, justificativa e objetivos	23
1.1	Introdução	23
1.2	Justificativa	25
1.3	Objetivos	25
1.4	Estrutura do documento	26
2	Fundamentação teórica	27
2.1	Turbinas a vapor e parâmetros relevantes	27
2.1.1	Turbinas a vapor	27
2.1.2	Razão de pressões, coeficiente de vazão e razão de aberturas	29
2.2	Estudos sobre vibrações e falhas da válvula	31
2.2.1	Estudos de falhas em campo	31
2.2.2	Estudo das vibrações	34
2.2.3	Considerações sobre o projeto	40
2.3	Modelos computacionais para análise do escoamento	42
2.3.1	Modelo de Vapor IAPWS-97	43
2.4	Modelos computacionais para análise estrutural	44
2.4.1	Modos de vibração	44

3	Metodologia	47
3.1	Modelo de válvula estudado	47
3.2	Determinação das condições de simulação	48
3.2.1	Estimativa da vazão para abertura total	49
3.3	Modelo em CFD	51
3.4	Modelo em FEM	52
4	Resultados e discussão	57
4.1	Estudo das razões de pressão, do coeficiente de vazão e da razão de abertura . .	57
4.1.1	Obtenção das curvas FC x RA e Vazão x RA	59
4.2	Pressões e forças na haste	62
4.2.1	Variação com a abertura e com a Razão de Pressões	62
4.2.2	Análise transiente	64
4.3	Modos de vibração da haste	69
4.4	Modelagem como um sistema Massa-mola	71
5	Conclusões e perspectivas	77
6	Apêndices	79
6.1	Apêndice A: modelo da válvula	79
6.2	Apêndice B: código em Python para a criação dos gráficos de PR x η x Vazão .	81

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO, JUSTIFICATIVA E OBJETIVOS

1.1 Introdução

Turbinas a vapor são um dos meios mais utilizados na produção mundial de energia elétrica, convertendo energia térmica em energia mecânica para então produzir energia elétrica utilizando um gerador. No Brasil, a principal fonte de energia é a hidrelétrica, porém existem políticas públicas que visam diversificar a geração de energia e tornar a malha elétrica menos dependente de recursos hídricos. Uma comparação da malha elétrica brasileira com a mundial é mostrada na Figura 1.1. Nesse contexto, fontes renováveis e não-renováveis que produzem energia térmica têm projeções de aumento em sua utilização (das Minas e Energia et al., 2007).

A energia térmica é fornecida pelas mais diferentes fontes: usinas nucleares, torres solares e caldeiras queimando carvão, resíduos urbanos ou biomassa proveniente de cana-de-açúcar são alguns exemplos. A Figura 1.2 representa diferentes fontes de energia térmica e suas correspondentes tecnologias empregadas para a conversão em energia elétrica. As turbinas a vapor correspondem à tecnologia que utiliza o ciclo de Rankine (Viscondi et al., 2016), que será detalhado no Capítulo 2. Utilizando as informações contidas nas figuras 1.1 e 1.2, é possível estimar que tecnologias que utilizam turbinas a vapor correspondiam a pelo menos 17,4% da matriz elétrica brasileira em 2017 e 51% da matriz elétrica mundial em 2016.

Devido à disponibilidade variável de fontes de energia renováveis, cuja contribuição para a geração de energia tem sido crescente nos últimos anos, é necessário aumentar a flexibilidade

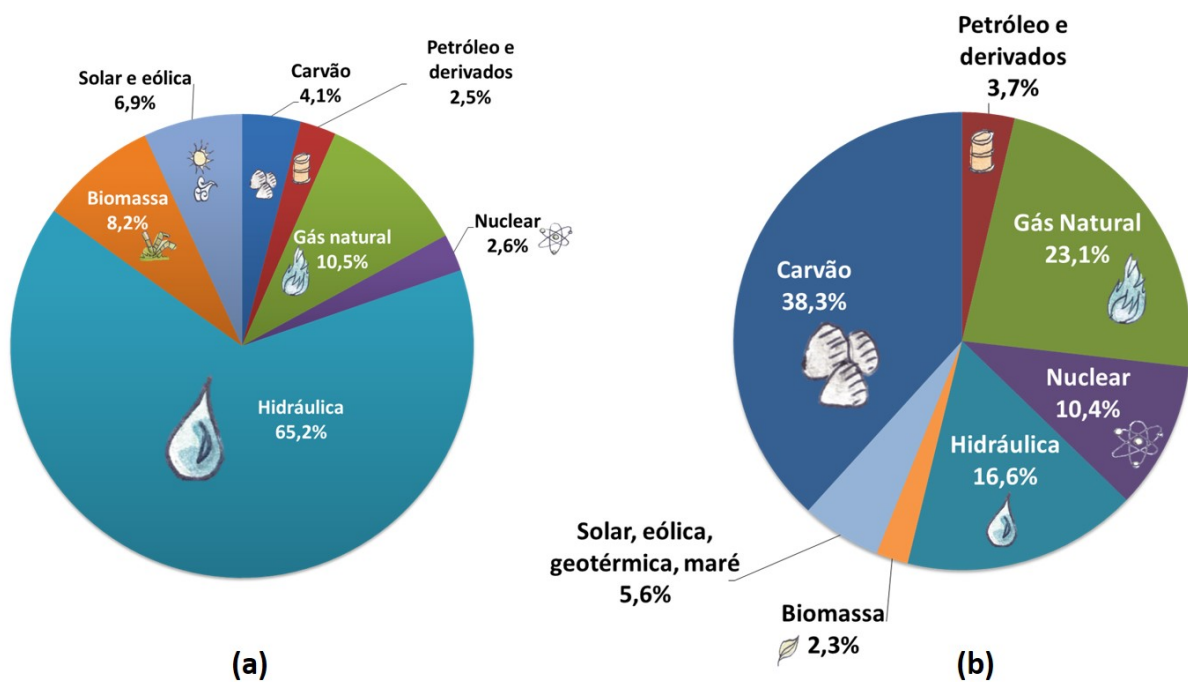


Figura 1.1: Matrizes elétricas do Brasil em 2017 (a) e matriz elétrica mundial em 2016 (b) (EPE, 2020)

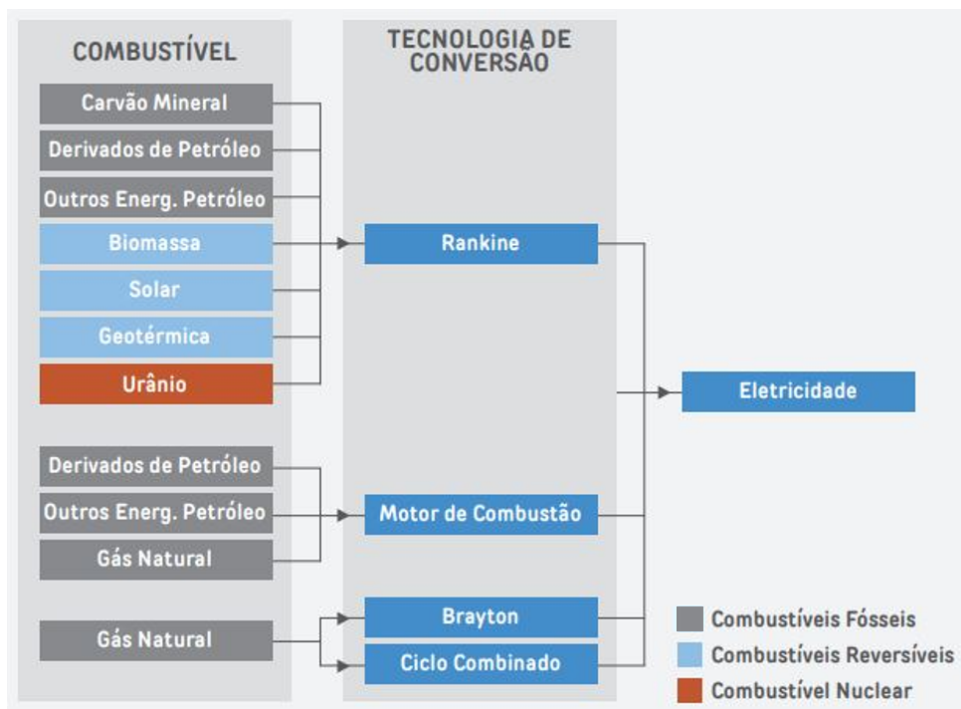


Figura 1.2: Combustíveis e tecnologias para produção de energia termoelétrica (extraído de Viscondi et al. (2016))

operacional das turbinas a vapor, de modo que sua geração de energia possa ser ajustada a uma demanda variável. Desta forma, um dos principais fatores que afeta mudanças no projeto de turbinas a vapor de baixa e média escala atualmente é a necessidade de operação em cargas parciais de geração de energia (Bianchini et al., 2015). Por exemplo, a utilização média de plantas de geração de energia à carvão na China diminuiu entre 2014 e 2016, ainda que a utilização destas para geração em picos de consumo tenha aumentado (Yu et al., 2019). Há também uma tendência mundial de aumento nos parâmetros de entrada de pressão e temperatura com o objetivo de aumento da eficiência das turbinas, o que potencializa chances de falha mecânica das válvulas de controle (Hardin et al., 2003).

1.2 Justificativa

No projeto de turbinas com faixa de operação mais ampla, o projeto das válvulas de controle torna-se crítico: elas são responsáveis por controlar o vapor que passa da caldeira para os estágios de expansão (pás), controlando então rotação durante a partida ou durante toda a operação, se a turbina estiver isolada da malha elétrica. Válvulas são tipicamente uma grande fonte de vibrações, e suas falhas podem ocorrer por flexão de sua haste, de modo a travar seu movimento, ou por rompimento da haste, como reportado em Bulloch and Callagy (1998) e Hardin et al. (2003), dentre outros. Estas falhas são extremamente custosas tanto para as organizações que operam quanto para as que fabricam as turbinas a vapor, portanto é importante determinar em que condições e por quais razões elas ocorrem, possibilitando sua prevenção.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo estudar o fenômeno de vibrações em uma válvula de controle, identificando características de sua operação e projeto que favorecem ou dificultam sua ocorrência. Neste processo, uma revisão bibliográfica foi realizada, ferramentas computacionais simples em Python baseadas na literatura foram implementadas, um modelo numérico em CFD representativo do processo foi desenvolvido, um modelo em FEM da haste foi criado, e as influências da abertura e da razão de pressões foram avaliadas.

1.4 Estrutura do documento

O Capítulo 1, conforme visto, apresenta o tema de estudo deste trabalho, seu contexto, objetivos e justificativas. No Capítulo 2, é feita uma introdução aos conceitos e ferramentas computacionais utilizadas e a síntese da literatura concernente. O Capítulo 3 mostra os modelos tridimensionais e numéricos, com comentários sobre seu desenvolvimento e as considerações de análise. No capítulo 4, os resultados das simulações e dos cálculos implementados são apresentados e comparados à bibliografia. No capítulo 5, comentários são feitos a respeito dos resultados, com perspectivas e sugestões para trabalhos futuros, enquanto o capítulo 6 contém códigos utilizados e desenhos do modelo.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este Capítulo busca apresentar brevemente o funcionamento de turbinas a vapor, parâmetros que caracterizam a operação de uma válvula de controle e o uso de ferramentas computacionais como o CFD e o FEM. Uma revisão de trabalhos feitos sobre vibrações e falhas em válvulas de controle também é apresentada.

2.1 Turbinas a vapor e parâmetros relevantes

2.1.1 Turbinas a vapor

A geração de energia em uma turbina a vapor funciona com base no ciclo de Rankine (Figura 2.1), um ciclo de evaporação e condensação da água utilizado para a transformação de energia térmica em mecânica que pode ter seus quatro processos representados no diagrama T-s. A curva de saturação da água é representada neste diagrama, contendo em seu lado esquerdo o estado de líquido saturado e, em seu lado direito, o estado de vapor saturado. Em seu ponto de maior temperatura, a curva contém o ponto crítico (CP) da água, no qual não há diferença entre líquido e vapor saturados. Na região interior à curva, os dois estados coexistem, enquanto fora dela, existe líquido à esquerda e vapor superaquecido à direita.

Na Figura 2.1, são representados os seguintes processos: expansão isentrópica do vapor na passagem pela turbina (1-2 ou 1'-2), passagem pelo condensador até a condição de líquido

saturado (2'-3 ou 2-3), compressão isentrópica até o estado de líquido comprimido na bomba (3-4) e aquecimento do fluido na caldeira a pressão constante, o que reinicia o ciclo (4-1 ou 4-1'). O estado 1' representa o vapor superaquecido, no qual o vapor passa pela válvula de controle. A Figura 2.2 mostra os principais componentes do ciclo em uma planta de geração de energia elétrica por meio de vapor. Este diagrama pode ser alterado para incluir perdas em um ciclo de Rankine real e para incluir variações como reaquecimento do vapor ou regeneração. Um maior detalhamento sobre os diagramas P-v, T-s e o ciclo de Rankine pode ser encontrado em livros de Termodinâmica, como Moran and Shapiro (1988) e Çengel and Boles (2006) ou em livros sobre geração de energia, de modo mais geral, como Wakil (1988) e Sarkar (2015).

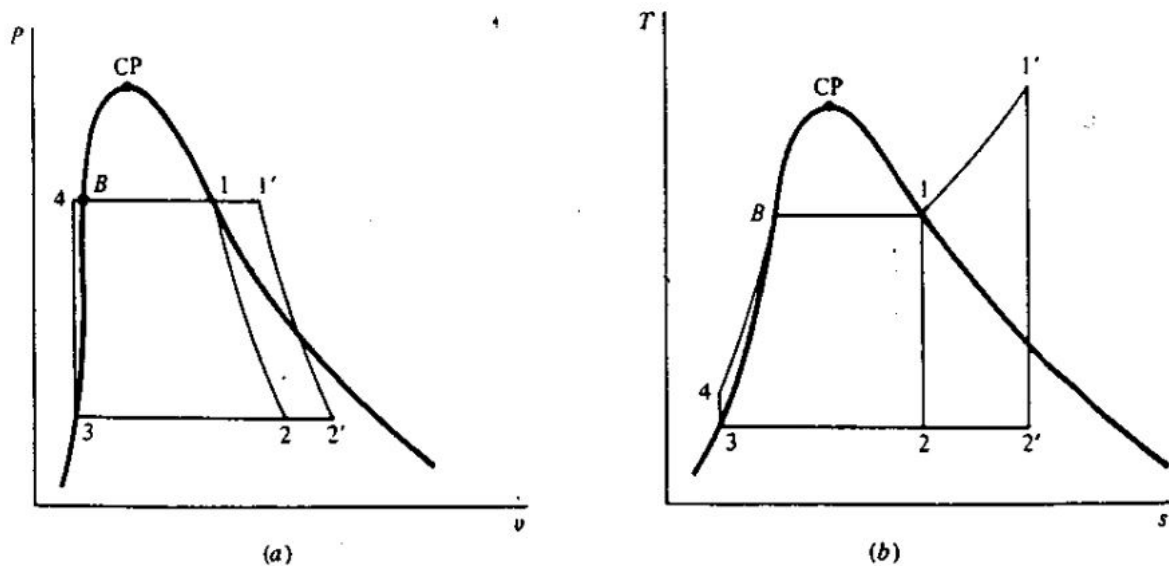


Figura 2.1: Ciclo de Rankine Ideal no diagrama P-v (a) e T-s (b). Extraído de Wakil (1988).

Uma das maneiras de classificar turbinas a vapor é de acordo com a pressão do vapor em sua entrada, podendo ser de: baixa pressão (de 120 a 200 kPa), média pressão (até 4MPa), alta pressão (acima de 4 MPa), pressão muito alta (a partir de 4 MPa, com temperaturas iguais ou maiores que 540 °C) ou supercrítica, com pressões e temperaturas iguais ou maiores que 22,12 MPa e 400 °C (Sarkar, 2015). De acordo com esta classificação, neste trabalho é considerada uma turbina de pressão muito alta, com ciclo na forma 1'-2'-3-4, ou seja, de condensação, com superaquecimento e sem regeneração ou reaquecimento do vapor.

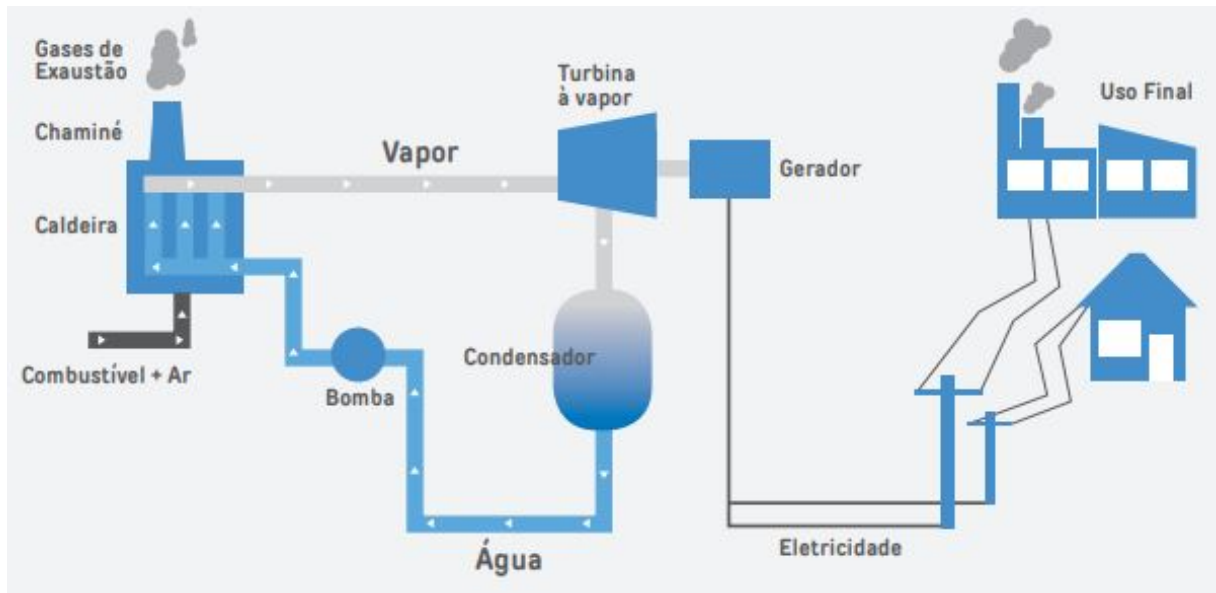


Figura 2.2: Componentes do ciclo de Rankine na geração de energia térmica a vapor.

2.1.2 Razão de pressões, coeficiente de vazão e razão de aberturas

A abertura de uma válvula de controle pode ser medida como a distância entre a haste e o assento do difusor, o círculo de contato entre estas duas partes. Apesar disso, é comum normalizar este comprimento pelo o diâmetro do assento, de modo que a abertura se torna uma razão entre h e D_a , chamada de razão de abertura (RA). A Figura 2.3 mostra os principais componentes de uma válvula de controle e a localização das dimensões h e D_a . É importante observar que, devido à normalização feita pelo diâmetro do assento da válvula, a abertura total de uma válvula não necessariamente corresponde a um valor de RA igual a 100%.

Outro parâmetro importante que caracteriza o funcionamento das válvulas é a razão de pressões RP entre a pressão total de entrada do vapor e a pressão estática após a passagem pela válvula, na saída de vapor:

$$RP = \frac{P_2}{P_1^0} \quad (2.1)$$

Liu et al. (2008) tratam a passagem do vapor pela válvula como um processo termodinâmico politrópico composto por uma compressão, na qual ocorre toda a perda de pressão total na válvula, e uma expansão isentrópica, na qual a queda de pressão é utilizada para acelerar o fluido. Este artigo apresentou e validou equações que relacionam as pressões total na entrada P_1^0 , total na saída P_2^0 e estática na saída P_2 com o coeficiente de vazão FC (do inglês "Flow coefficient"),

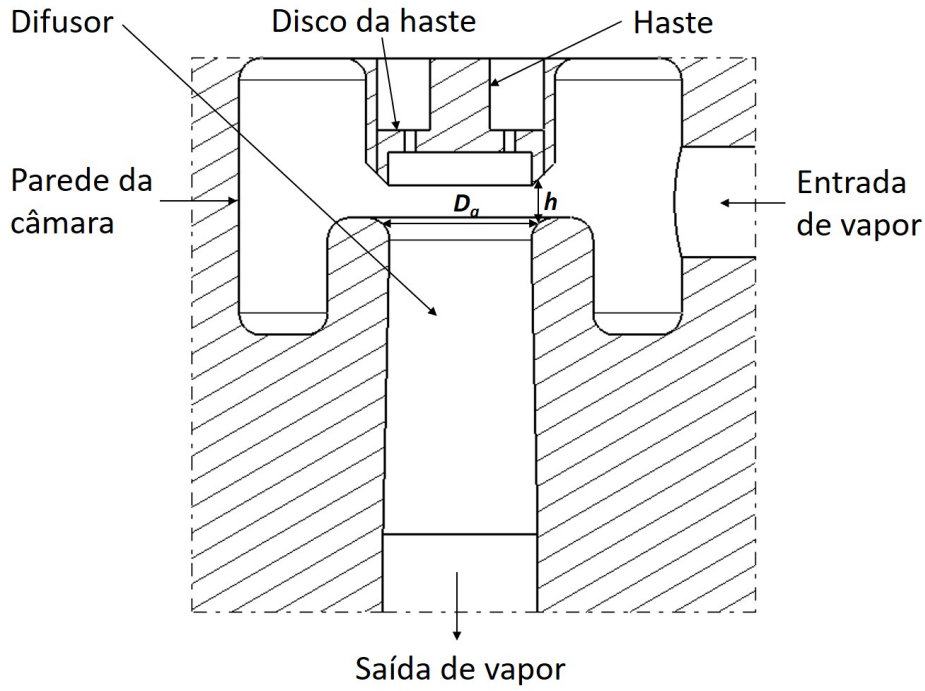


Figura 2.3: Modelo da válvula de controle estudada e seus principais componentes.

razão entre a vazão real G com a vazão teórica G_c . O coeficiente de vazão é dado por:

$$FC = \frac{G}{G_c} \quad (2.2)$$

com a vazão teórica dada por

$$G_c = A_a B \sqrt{\gamma \frac{P_1^0}{v_1^0} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (2.3)$$

em que $A_a = \frac{\pi}{4} D_a^2$ e B é um coeficiente definido por

$$B = \sqrt{1 - \left(\frac{RP - RP_{cr}}{1 - RP_{cr}} \right)^2} \quad (2.4)$$

na qual RP_{cr} é a razão crítica de pressões do vapor:

$$RP_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.5)$$

Se $RP < RP_{cr}$, $B = 1$. De modo semelhante, a vazão real G é relacionada com a pressão total

na saída P_2^0 :

$$G = A_a B' \sqrt{\gamma \frac{P_2^0}{v_1'} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (2.6)$$

em que B' tem a mesma forma da Equação 2.4, mas com a substituição de RP por:

$$RP' = \frac{P_2}{P_2^0} \quad (2.7)$$

A pressão total na saída P_2^0 pode ser associada ao coeficiente de perda de pressão total η :

$$\eta = \frac{P_1^0 - P_2^0}{P_1^0} \quad (2.8)$$

Neste trabalho, uma rotina em Python foi implementada para representar graficamente o comportamento dessas equações, apresentada no apêndice B e discutida no Capítulo 4.

O valor do coeficiente de vazão FC é um parâmetro utilizado para caracterizar condições de operação da válvula. De acordo com os resultados apresentados em Liu et al. (2008), este valor pode ser diretamente relacionado com a abertura da válvula, sendo calculado através da realização de simulações com valores fixos de RP para diferentes aberturas de interesse. As vazões obtidas são normalizadas pela vazão teórica e resultam no valor de FC correspondente a cada abertura. Deste modo, as curvas de FC em função da abertura são obtidas, o que por sua vez, possibilita estimar o valor da razão de pressões caso a vazão seja conhecida e vice-versa.

2.2 Estudos sobre vibrações e falhas da válvula

2.2.1 Estudos de falhas em campo

Bulloch and Callagy (1998) observaram duas causas para quatro casos de falha reportados em turbinas que operam em até 270 MW: travamento do movimento da haste devido a deformações plásticas, e rompimento da haste em seu topo, próximo ao trecho rosqueado de fixação do atuador. Essas falhas ocorreram devido a desalinhamentos com o sistema de atuação da haste em altas potências, nas quais as forças na haste tornam-se elevadas. Em consequência desse desalinhamento, surge um momento fletor próximo ao topo da haste que pode causar uma falha

por fadiga de baixo ciclo (Figura 2.4). Acima de um certo valor para a deflexão da haste devido a esse desalinhamento, o momento fletor cresce e provoca deformação plástica, tornando-se esta a causa da falha.

Visto que um pequeno desalinhamento, possivelmente causado pela dilatação térmica dos materiais, pode ter impacto significativo sobre a vida da haste, os autores sugerem a mudança para um rosqueamento com concentração de tensão menor e tratamento da superfície da peça por *shot-peening*, o que aumenta sua vida em fadiga. No caso observado neste artigo, a válvula estava próxima da abertura total e a força responsável pela falha por fadiga varia conforme uso de potência da turbina ao longo do dia, não é uma carga relacionada à instabilidades da haste.

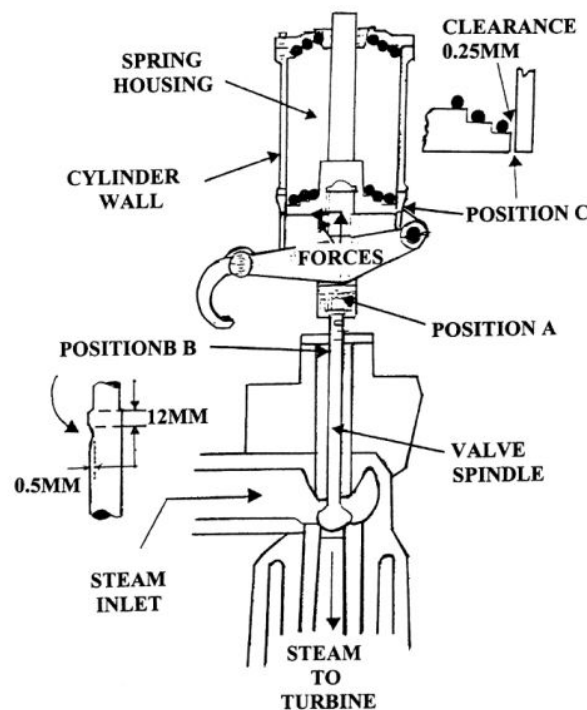


Figura 2.4: Representação das forças com o desalinhamento da haste, com um momento fletor atuante no ponto B. Extraída de Bulloch and Callagy (1998).

Hardin et al. (2003) estudaram dois casos de falha em válvulas de uma mesma turbina, que opera a aproximadamente 113 bar e 454 °C. O conceito de controle desta turbina utiliza quatro válvulas em uma mesma câmara, acionadas sequencialmente por uma barra em comum, no topo, denominada *liftbar* (Figura 2.5). Como consequência desse *design*, as válvulas não contêm furos para equalização de pressões e alívio das forças axiais, na direção do eixo da haste.

Após a falha de uma das hastes, todas foram substituídas por outras de um segundo modelo, com uma nova geometria, o que levou novamente à falha. As duas falhas ocorreram em condição

semelhante, durante o processo de partida da máquina, com a separação do disco ao eixo de uma das hastes no momento em que a válvula seguinte começava a abrir. Na haste danificada, havia marcas que indicavam colisão com as paredes internas da *liftbar*, sugerindo a ocorrência de vibrações laterais. Esse fenômeno, precedido por fortes ruídos, foi considerado inesperado, pois ocorreu a uma abertura relativamente alta, de cerca de 20%, e conseqüentemente sem uma grande queda de pressão (razão de pressões alta).

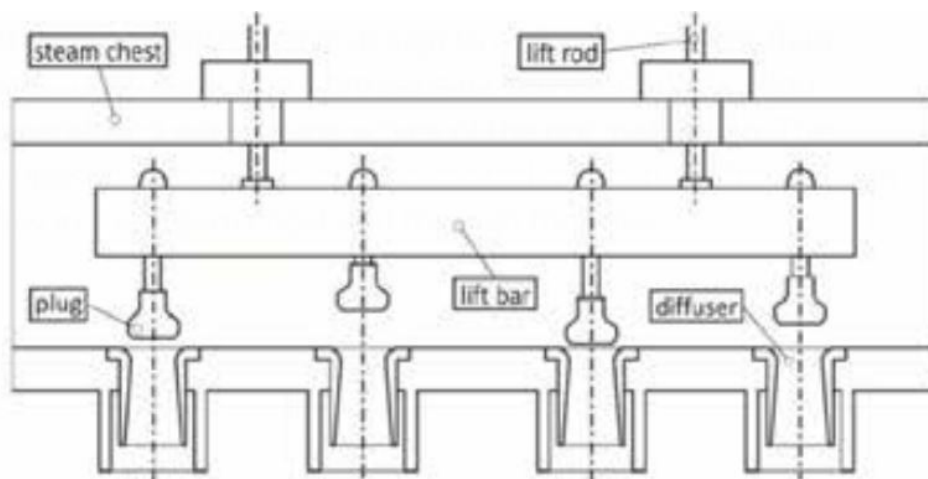


Figura 2.5: Conceito de válvulas estudado por Hardin et al. (2003), na configuração que utiliza uma *liftbar*. Extraída de Bianchini et al. (2015).

Os autores descrevem o levantamento de hipóteses para identificar a causa do problema por meio de medidas em campo da flutuação de pressões, de análises das superfícies de fratura e de análises via FEM e CFD. Após determinar em campo que as fortes pulsações percebidas eram de 30 a 40 Hz, foram descartadas como causas a excitação das vibrações por fenômenos acústicos da tubulação e a excitação de frequências naturais da haste.

As observações macro e microscópica da superfície da fratura e a análise das tensões por FEM determinaram que houve fadiga de baixo ciclo devido à presença de um momento fletor atuante em um plano que girava em torno do eixo da válvula, sem influência de cargas axiais. Em seguida, o artigo recorre à bibliografia e a análises em CFD para identificar os mecanismos responsáveis por este momento fletor, chamando atenção para o fato de que a interação fluido-estrutural foi descartada como causa e que este tipo de dano pode ser inteiramente induzido pelo fluido, independentemente de características mecânicas da haste, como suas frequências naturais. Das análises em CFD, o escoamento no difusor é separado em "*annular*" e "*core flow*" (anelar e interior ao difusor, Figura 2.6). O primeiro é caracterizado por não se separar das paredes do

difusor ou se separar tornando-se ascendente, reverso, e é desejável. O segundo apenas converge à jusante passando pela região mais próxima do centro do difusor e é instável, indesejável.

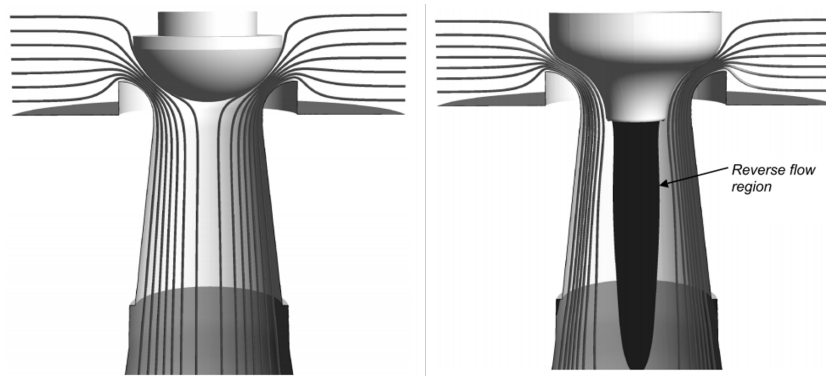


Figura 2.6: *core flow* (à esquerda) e *annular flow* (à direita). Extraída de Hardin et al. (2003)

Em sua parte final, o artigo propõe dois parâmetros para quantificar a diferença entre estes regimes e aponta a necessidade de redesenhar a haste e seu assento de modo a obter apenas o tipo mais estável, anelar. Este estudo levou à patente de uma nova haste, que possibilita o escoamento do tipo anelar para uma ampla faixa de aberturas.

2.2.2 Estudo das vibrações

Liu et al. (2008) apresentam o equacionamento utilizado na Seção 2.1.2 e investiga por meio de um experimento e de CFD os mecanismos do escoamento responsáveis por vibrações axiais excessivas na haste de um modelo de válvula que utiliza uma entrada de vapor lateral, perpendicular ao seu eixo (Figura 2.7). Neste modelo, a passagem do vapor é separada em 3 tipos de fluxo que ocorrem independentemente do tamanho da válvula: o que passa ao redor da haste e da estrutura tubular que a envolve ("*valve stem bush*"), o ascendente, que colide com a parte inferior do disco após entrar pelo lado oposto ao *inlet*, e o que passa pelo difusor. O fluxo que passa ao redor do *inlet* é semelhante ao movimento de vórtices que passam por um cilindro imerso a um escoamento, e seu movimento faz com que o fluido ascendente embaixo da haste sofra variações em posição, velocidade e direção ao longo do tempo. Isso, por sua vez, leva a variações na força vertical atuante na haste. Se seu amortecimento for pequeno, há vibrações e a interação com o fluido torna-se ainda mais complexa.

A partir dos resultados das medições experimentais da vibração da haste e da flutuação de pressões em um ponto do assento oposto ao *inlet* (ponto 5 da Figura 2.7), concluiu-se que

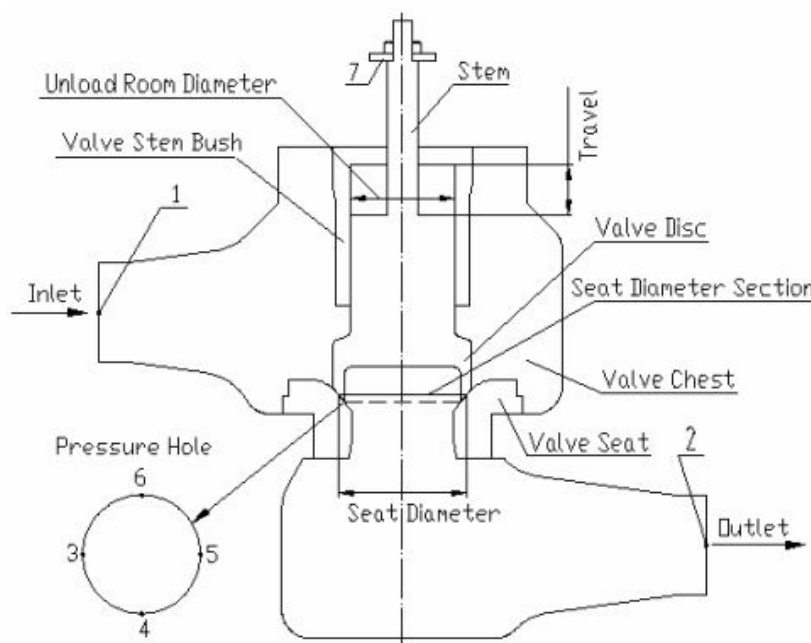


Figura 2.7: Modelo de válvula utilizado para as simulações de Liu et al. (2008). Extraída de Liu et al. (2008).

aumentar o diâmetro da entrada de vapor tem um potencial alto para a redução de vibrações, porque isso reduz sua velocidade de entrada, e velocidades altas fazem com que o fluxo rotacional no lado oposto à entrada torne-se mais forte e instável. Com esta mudança, o fluxo torna-se mais simétrico na passagem anelar e o coeficiente de vazão aumenta. O mesmo ocorre ao aumentar o diâmetro da saída de vapor e, com essas duas alterações, as condições indesejáveis de vibração da haste não ocorrem para condições reais de operação.

O artigo sugere que, para condições reais de operação, a haste não vibra quando o número de Mach na entrada e na saída é menor que 0,15, o que não é sempre possível em situações práticas. Uma segunda solução para evitar vibrações axiais da haste é alterando o chamado "*unload degree*" (ou grau de descarga), a razão entre o diâmetro da câmara para equilíbrio de pressões ("*unload room diameter*", na Figura 2.7) e o diâmetro do assento da válvula. Quando este número é alto, próximo de 100%, o amortecimento do sistema é baixo e a haste pode vibrar para aberturas menores que 8%. Valores altos desse parâmetro são pouco recomendáveis e diminuí-los para 85%, por exemplo, torna estável o uso em pequenas aberturas. A válvula estudada tem um valor para o "*unload degree*" igual a 81,8%.

Yonezawa et al. (2012) construíram um modelo numérico em regime transiente com geometria variável e um aparato experimental para investigar a interação fluido-estrutural entre a haste

e o fluxo de vapor. Na bibliografia levantada por este artigo, outros trabalhos apresentam o problema como uma vibração forçada da haste do mesmo modo que Hardin et al. (2003), porém, este trabalho conclui que casos de vibração lateral autoinduzida também ocorrem, dependendo principalmente da amplitude dos deslocamentos que a haste pode sofrer devido à assimetria das pressões na passagem.

Inicialmente, dois tipos de haste são simulados e testados: um considerado como perfeitamente rígido e de diâmetro próximo ao do disco, e outro flexível, de diâmetro menor e em quatro modelos com valores de rigidez e massa diferentes, com suas respectivas frequências naturais determinadas experimentalmente. Deslocamentos laterais do disco e pressões em 4 pontos angularmente distribuídos foram medidos e simulados para dois valores de RA: 4,6% e 6,8%. A primeira conclusão a que o artigo chega é a de que os valores de RP para os quais a amplitude de vibração é maior, no caso de haste flexível, também são valores nos quais a amplitude da flutuação de pressões é maior no caso da haste rígida. Deste modo, esta amplitude das pressões tem um papel importante na presença de vibrações. Porém, este papel não deve ser único e algum outro mecanismo deve existir: apesar de os deslocamentos da haste flexível serem altos nas mesmas RP's em que flutuações de pressão são altas, o contrário não se verifica (Figura 2.8). O artigo relaciona então os deslocamentos laterais (haste flexível) com a flutuação de pressões no disco quando há acoplamento destas duas oscilações em regime permanente, situação na qual a frequência das pressões aproxima-se da frequência natural da haste, como mostrado nos resultados das simulações do artigo na Figura 2.9. Nos gráficos da Figura 2.8, a haste é rígida e não existe acoplamento entre oscilações do fluido e da estrutura, enquanto, nos gráficos da Figura 2.9 existe acoplamento.

Para investigar o acoplamento, o trabalho parte dos resultados para a deslocamentos e pressões ao longo do tempo (Figura 2.9) e da modelagem da haste como um sistema massa-mola, para concluir que nesta condição o fluido impõe uma rigidez adicional à haste e um amortecimento negativo, que favorece a vibração. A EDO de um sistema massa-mola-amortecedor com vibração forçada é dada por:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F \quad (2.9)$$

A condição imposta à simulação é a de que os deslocamentos da haste são da forma $y = A \sin(\omega t)$, na qual ω representa a frequência natural de oscilação da haste na direção de interesse

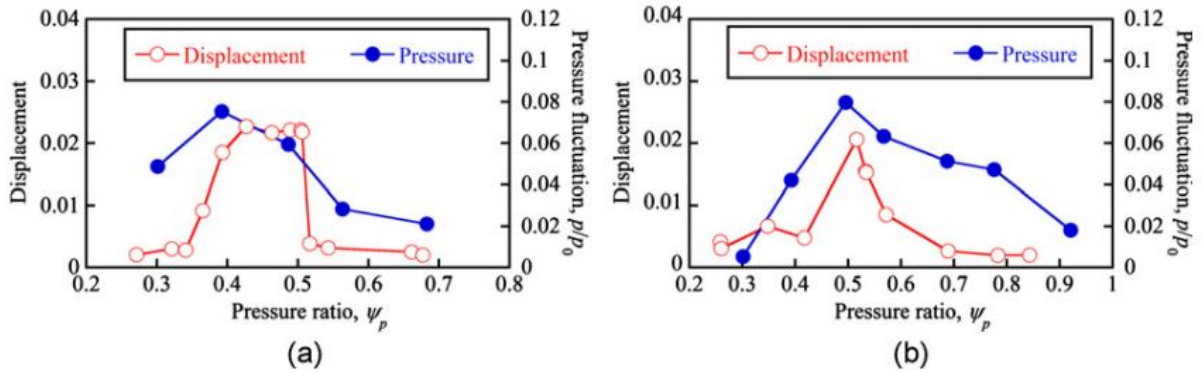


Figura 2.8: Valor RMS dos deslocamentos do disco (caso flexível) e da pressão medida em um dos pontos do disco (caso rígido) para RA=4,6% (a) e RA=6,8% (b). Extraída de Yonezawa et al. (2012).

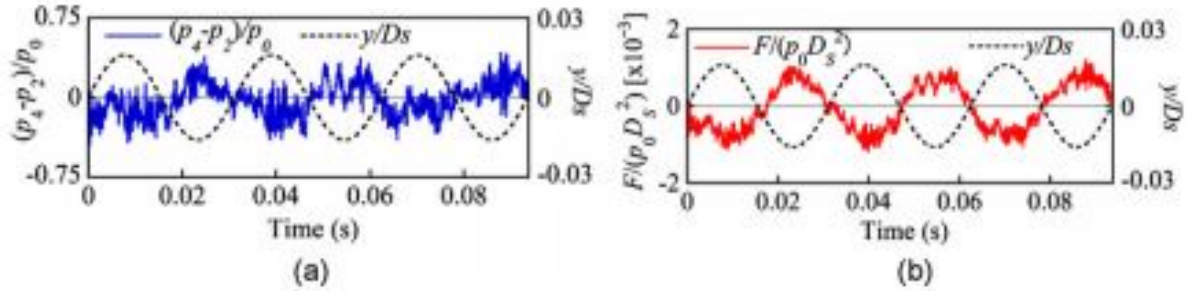


Figura 2.9: Resultados numéricos para Variação da posição lateral da haste (linha pontilhada), variação relativa de pressões (a), e da força lateral na haste ao longo do tempo (b) quando existe acoplamento entre oscilações do fluxo e da haste. Extraída de Yonezawa et al. (2012).

(lateral), e A a amplitude do movimento. Dos resultados apresentados na Figura 2.9, a força resultante da variação de pressões em torno da haste é aproximada pela equação

$$F = F_0 \sin(\omega t - \phi) = F_0 \cos(\phi) \sin(\omega t) - F_0 \sin(\phi) \cos(\omega t) \quad (2.10)$$

na qual ϕ é a diferença de fase entre a força e o deslocamento da haste e F_0 é a amplitude de oscilação da força. A equação 2.10 pode ser reescrita em termos da função y e de sua derivada \dot{y} como

$$F = \frac{F_0}{A} \cos(\phi) y - \frac{F_0}{A \omega} \sin(\phi) \dot{y} = -Ky - C\dot{y} \quad (2.11)$$

levando à conclusão de que, no acoplamento, a força imposta pela diferença de pressões em torno da haste atua como uma rigidez e um amortecimento adicionais ao sistema com valores

iguais a, respectivamente,

$$K = -\frac{F_0}{A} \cos(\phi) \quad (2.12)$$

e

$$C = \frac{F_0}{A\omega} \sin(\phi). \quad (2.13)$$

O fenômeno da vibração autoinduzida se inicia quando, devido a uma assimetria inicial de pressão na passagem anular, a haste atinge um determinado valor de deslocamento lateral e restringe o escoamento de um dos lados da passagem anular. Isso cria um desbalanceamento na quantidade de movimento do escoamento e, com a colisão entre jatos dos dois lados após a passagem, uma região de alta pressão é criada no lado de menor folga, produzindo uma força de sentido oposto ao do deslocamento da haste. Em termos das Equações 2.12 e 2.13, ϕ é um valor negativo. Uma segunda conclusão foi a de que aumentar a rigidez da haste dificulta a ocorrência deste fenômeno, pois faz com que os deslocamentos sejam menores, não afetando o comportamento do fluxo, e que ω seja maior, diminuindo o valor absoluto de C .

Bianchini et al. (2015) fizeram simulações computacionais em regime transiente, utilizando um modelo de válvula de dupla-sede (Figura 2.11) com o objetivo de determinar as frequências da pulsação de pressões imposta pelo escoamento, e assim evitar possíveis ressonâncias com a estrutura da haste. Como em Sors and Holm (2010), uma das primeiras conclusões é a de que este conceito apresenta valores altos de perda de pressão total em abertura máxima quando comparado a outros.

A análise feita considerou as aberturas de válvulas de 40,4%, 15,3% e 4% (abertura total e duas parciais), para um intervalo de 0,4 s de passo 10^{-4} s, e material como gás rarefeito seguindo a lei dos gases ideais. Observou-se que o coeficiente de vazão para abertura total não é independente da razão de pressões, o que é compatível com os gráficos obtidos em Liu et al. (2008). Comparações foram feitas de modo a determinar a escolha de uma malha simétrica em relação ao plano que contém a entrada de vapor e o eixo da haste, na qual foram criados pontos de interesse à montante e jusante, distribuídos radialmente, nos dois discos e na parede interna para avaliação da pressão.

O artigo analisa as flutuações de pressão nestes pontos utilizando a transformada discreta de Fourier e em todas as distribuições obtidas foi observado um pico significante, independentemente da localização do ponto de medida. Além disso, resultados mostram que flutuações à montante possuem amplitudes mais baixas e picos claramente identificáveis, enquanto flutuações de

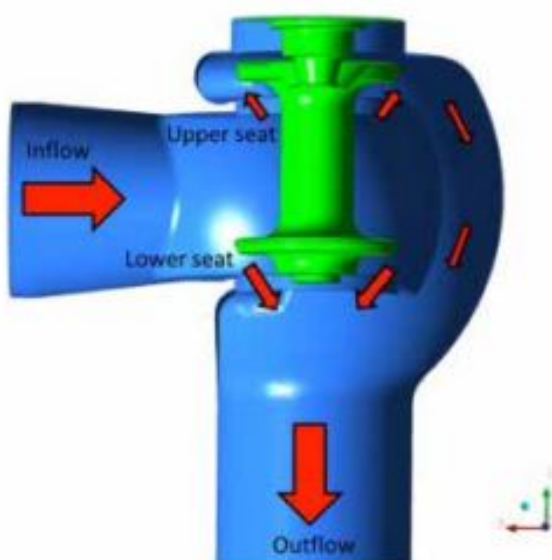


Figura 2.10: Válvula de dupla sede. Extraída de Bianchini et al. (2015).

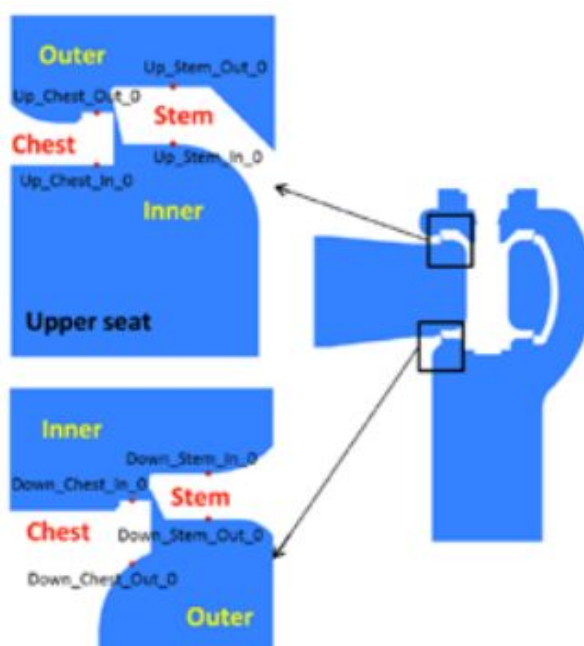


Figura 2.11: Pontos para medida de pressão no modelo. Extraída de Bianchini et al. (2015).

pressão à jusante possuem picos de amplitude mais alta e flutuações mais espalhadas ao longo da faixa de frequência estudada, de 10 a 1000Hz. Para abertura total, as flutuações de pressão nos pontos anteriores e posteriores à passagem são compatíveis, mas para pequenas aberturas uma independência na frequência dessas pulsações é observada.

O estudo procura relacionar as frequências de maior amplitude obtidas (picos) com o número

de *Strouhal*, um parâmetro adimensional dado por $St = fL/U$, em que L é um comprimento de referência, f é uma frequência e U uma velocidade. Ao escolher U como a velocidade do escoamento na garganta do difusor e l como diâmetro da haste, o valor de St se manteve dentro de uma mesma ordem de grandeza para todos os casos analisados. O valor médio de $St = 0,15$ foi calculado utilizando os resultados das simulações e, a partir deste, seria possível prever as frequências de pulsação de pressão das simulações com um erro de até 10%, caso elas não fossem conhecidas. Concluiu-se que, a partir de um valor conhecido de St para uma determinada válvula, é possível estimar frequências de pulsação em um estágio inicial de seu design.

Bolin and Engeda (2015) apresentam um estudo experimental para uma válvula de conceito igual à estudada em Liu et al. (2008) e Bulloch and Callagy (1998), com entrada lateral de vapor, e associam a existência de vibrações e ruído excessivo à assimetria axial das pressões na passagem disco-difusor. Fixando uma série de razões de pressões, o artigo mede a vazão em diferentes aberturas, obtendo um grupo de curvas de vazão vs RP. Ao observar as curvas, é concluído que, para altos valores de RP, a abertura da válvula tem pouca influência na vazão, enquanto para valores mais baixos, a abertura tem influência maior. Um parâmetro α , de sua bibliografia, é apresentado como uma medida da assimetria axial das pressões em um determinado arco pelo qual o escoamento passa, com $\alpha < 0,02$ representando um escoamento axissimétrico. Dois círculos no disco (interno e externo) e um no assento da válvula foram escolhidos para as tomadas de pressão com pontos espaçados radialmente em 90°. Uma observação importante é que regiões de maior pressão tendem a empurrar o escoamento para regiões de menor pressão, e assim, o escoamento que passa pelo disco-difusor é separado em 4 formatos. O artigo cria um gráfico de abertura x PR que funciona como um mapa, no qual a predominância de cada formato é representada em diferentes regiões: para PR > 0,7 e abertura > 15%, o escoamento é tipicamente axissimétrico, por exemplo.

2.2.3 Considerações sobre o projeto

Os diferentes trabalhos apresentados na revisão bibliográfica têm em comum a consideração de que a condição mais crítica para vibrações na haste é, qualitativamente, uma condição de baixas aberturas e baixas razões de pressão. Mesmo em Hardin et al. (2003), quando a falha ocorre a aberturas altas, menciona-se que isso é diferente do esperado. Outros aspectos que aparecem com frequência na bibliografia são a associação de vibrações da haste com a assimetria

do escoamento (Bolin and Engeda (2015), Yonezawa et al. (2012)) e descrição do fluxo na entrada do difusor nesta condição como um escoamento limitado, estrangulado (do inglês "*choked*"), transônico ou mesmo supersônico, e que impõe à haste uma flutuação de pressões de caráter complexo (Hardin et al., 2003) ou mesmo aleatório (Yonezawa et al. (2012), Liu et al. (2008)). Em vista da literatura apresentada, pode-se enumerar como algumas diretivas para o projeto de válvulas:

- Em termos geométricos, o aumento dos diâmetros do *inlet* e do *outlet* favorecem a estabilidade estrutural da haste pois reduzem a velocidade do escoamento. Diminuir o grau de descarga da haste ("*unload degree*"), até certo ponto favorece o amortecimento das vibrações (Liu et al., 2008).
- Hardin et al. (2003) faz uma comparação entre duas válvulas de mesma haste e observa que a de maior raio do difusor apresentou flutuações de pressão consideravelmente menores em todas as aberturas. Domnick et al. (2016) conclui que aumentar o raio do assento da válvula favorece que o escoamento permaneça colado à parede do difusor, aumentando sua anularidade.
- Aumentar a rigidez da haste, o que implica no aumento de suas frequências naturais, dificulta o início do acoplamento entre a vibração da haste e a flutuação de pressões. Com o aumento de ω , existe a tendência de diminuição da amplitude das vibrações, e o acoplamento só se inicia quando a amplitude atinge um determinado valor.
- O número de *Strouhal* baseado na velocidade na garganta e no diâmetro da haste pode ser utilizado para estimar frequências de pulsação da pressão ao redor do disco da haste, de modo que é possível relacioná-las com frequências naturais da haste e evitar possíveis danos por ressonância. (Bianchini et al., 2015)
- O parâmetro *averaged mass radius* pode ser utilizado para estimar se o escoamento no difusor tem características de fluxo anular, desejável, ou de fluxo interior (*core flow*), indesejável. Este parâmetro está associado à falha por um momento fletor que gira em torno do eixo da válvula, fenômeno puramente provocado pelo escoamento e independente da massa e rigidez da haste (Hardin et al., 2003).
- O parâmetro α , uma média da diferença de pressões entre pontos axialmente distribuídos no disco e no difusor, pode ser utilizado como medida da assimetria da distribuição de pressões na passagem, o que é associado à presença de vibrações excessivas (Bolin and Engeda, 2015).

2.3 Modelos computacionais para análise do escoamento

A análise da válvula pode ser realizada com auxílio de modelos computacionais em CFD utilizando o programa Ansys CFX - Student Edition. Diferentes programas e pacotes comerciais de CFD utilizam diferentes abordagens para modelar o comportamento de fluidos, mas de modo geral, uma análise em CFD consiste na solução numérica das equações de Continuidade (ou massa), Energia e Quantidade de movimento, às quais também se denomina Leis de Conservação, para obter valores que caracterizem o escoamento no espaço, no tempo ou em ambos (Anderson, 2011). Para resolver estas equações, o CFX utiliza o Método dos Volumes Finitos, que consiste na discretização do problema em uma malha que contém volumes de controle nos quais as equações de conservação são aplicadas (Ansys, 2011). A resolução destas equações é feita através da substituição de termos (como suas derivadas) por aproximações que possibilitem a resolução por um método numérico. Este processo é chamado de discretização das equações de conservação e, no processo descrito no *Solver Theory Guide* do CFX (Ansys, 2011), leva a sistemas como o da Equação 2.14:

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \phi_i^{nb} = b_i \quad (2.14)$$

na qual i representa um elemento nb , representa um elemento vizinho qualquer e ϕ_i^{nb} é a variável de interesse, enquanto a_i^{nb} e b_i^{nb} vêm das equações de conservação. Para as equações de massa e quantidade de movimento, por exemplo, este sistema possui quatro incógnitas para cada domínio de interesse: vazão mássica e quantidade de movimento nas três direções, que serão representados por ϕ_i^{nb} , neste caso um vetor de ordem 4, enquanto os elementos a_i^{nb} formarão uma matriz 4x4. Devido à resolução das equações de massa e quantidade de movimento na mesma matriz, o sistema é dito acoplado, o que traz vantagens como maior robustez, eficiência e simplicidade. A principal desvantagem deste tratamento é que ele requer de uma quantidade maior de memória para processamento.

Os sistemas de cada elemento de interesse são combinados em um mesmo sistema novo representado por:

$$\mathbf{A} \phi = \mathbf{b} \quad (2.15)$$

e cuja solução é feita de forma implícita em um método iterativo, no qual um vetor solução ϕ^n em uma iteração n é adicionado a uma correção a cada iteração para gerar o vetor solução na

iteração seguinte:

$$\phi^{n+1} = \phi^n + \phi' \quad (2.16)$$

em que ϕ' é a correção, solução da equação

$$\mathbf{A}\phi' = \mathbf{r}^n \quad (2.17)$$

e com o resíduo, \mathbf{r}^n , dado por

$$\mathbf{r}^n = \mathbf{b} - \mathbf{A}\phi^n \quad (2.18)$$

O *Solver* do CFX, algoritmo que soluciona as equações de conservação, possui métodos para trabalhar com a malha de modo a melhorar a convergência do método iterativo, como o método multimalha (*Multigrid Method*). Uma forma de observar a convergência da solução, isto é, se ela se aproxima de uma resposta final à medida que iterações são feitas, é observar seus resíduos, que são uma medida do erro da solução em relação à solução exata, e relacionados com o valor \mathbf{r}^n , da Equação 2.18.

Para criar gráficos de convergência, o valor do resíduo \mathbf{r}^n é normalizado por valores que dependem de a simulação ser ou não transiente e de parâmetros mais complexos (não apresentados no guia). O CFX mostra nesses gráficos, por padrão, resíduos das quatro variáveis mencionadas acima ao longo das iterações, de forma que, se estes diminuem, existe convergência e o erro torna-se menor a cada iteração. Exemplos de gráficos de resíduos com resultados esperados, diminuindo ao longo das iterações, e de gráficos em que não houve convergência, com seu aumento, são apresentados na Figura 2.12. Elas apresentam em vermelho, verde, azul e amarelo estes valores para vazão mássica e quantidades de movimento em x , y e z , respectivamente, ao longo das iterações. É possível observar que, no caso em que a simulação não é finalizada, à direita, o resíduo da solução para vazão mássica aumenta com as iterações.

2.3.1 Modelo de Vapor IAPWS-97

Para pressões menores que 10 kPa, é aceitável tratar o vapor d'água como um gás ideal independentemente de sua temperatura, porém, para vapor superaquecido em turbinas o erro torna-se considerável. O erro no cálculo do volume específico, por exemplo, nas condições

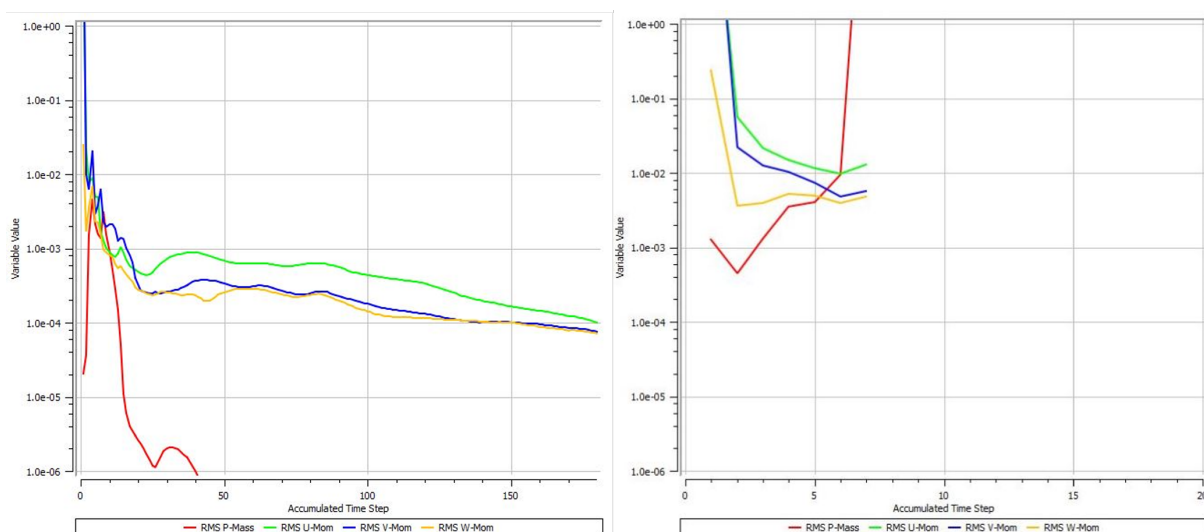


Figura 2.12: Resíduos em função do número de iterações apresentando convergência (à esquerda) e não apresentando convergência (à direita).

de 140 bar e 540 °C, pode passar de 10% (Çengel and Boles, 2006). Apesar dessa diferença, experimentos são realizados utilizando ar e modelos em escala, como em Liu et al. (2008), Zheng et al. (2014) e Yonezawa et al. (2012). Também, simulações são feitas tratando o ar como um gás ideal rarefeito, como em Bianchini et al. (2015), o que permite conclusões qualitativas a respeito da passagem do vapor pela válvula.

Com o objetivo de modelar de forma mais precisa as propriedades do vapor d'água para uso industrial, a *International Association for the Properties of Water and Steam* criou, em 1997, a base de dados com modelos de fluido IAPWS-97. Esta base de dados possui formulações distintas para cinco estados de água ou vapor d'água: líquido, vapor supercrítico, vapor superaquecido, líquido ou vapor saturado e vapor a altas temperaturas. Estas formulações estão implementadas no CFX e podem ser aplicadas nas equações de conservação com o cálculo de valores como entalpia ou entropia a partir da pressão e da temperatura em uma iteração.

2.4 Modelos computacionais para análise estrutural

2.4.1 Modos de vibração

Para a análise de um problema de dinâmica estrutural utilizando o Ansys, existem as abordagens modal, harmônica e transiente. A primeira, modal, é de interesse quando não existem

cargas externas dependentes do tempo e é o primeiro passo para a resolução de um problema de vibrações, enquanto a segunda, harmônica, é feita após a análise modal e é de interesse quando existem cargas cíclicas. A análise transiente é feita quando existem cargas não cíclicas (Madenci and Guven, 2015). Para a determinação das frequências naturais de uma estrutura, na análise modal, é necessário montar um sistema homogêneo com as equações de equilíbrio, cujos autovalores correspondem às frequências naturais de vibração e os autovetores correspondem aos modos de vibração. O sistema que descreve a vibração livre de uma estrutura pode ser escrito como:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (2.19)$$

em que \mathbf{u} é o vetor com as posições e rotações nodais. \mathbf{M} e \mathbf{K} são as matrizes de massa e de rigidez estrutural, respectivamente, obtidas pelo Método dos Elementos Finitos.

Ao assumir que existe uma solução oscilatória do tipo $\mathbf{u} = \phi e^{j\omega_i t}$ ou do tipo $\mathbf{u} = \phi \sin(\omega_i t + \beta_i)$, origina-se o problema de autovalor generalizado da Equação 2.20:

$$\mathbf{K}\phi_i = \lambda_i \mathbf{M}\phi_i \quad (2.20)$$

na qual λ_i representa um autovalor, com $\lambda_i = \omega_i^2$, e ϕ_i representa um autovetor.

Para resolver o problema de autovalor da Equação 2.20, o programa utiliza diferentes procedimentos que são, em maioria, variações do algoritmo de Lanczos, a depender da simetria da matriz e de o problema ser a resolução de modos de vibração ou de flambagem (Ansys, 2013). Em essência, o método Lanczos, introduzido em 1950, é uma técnica para transformar uma matriz real e simétrica em uma matriz tridiagonal. Devido à instabilidade numérica dessa transformação, o método inicialmente foi pouco usado, mas à medida que abordagens que corrigem este problema surgiram, tornou-se viável para a aplicação em problemas tipicamente encontrados em Dinâmica Estrutural (Craig and Kurdila, 2006).

As condições de contorno têm um grande impacto nos valores das frequências naturais do sistema da haste em FEM. Dependendo do seu comprimento e da flexibilidade de seu suporte, suas frequências naturais podem se tornar baixas o suficiente para atingir a frequência de rotação da turbina, o que é altamente indesejável.

3.1 Modelo de válvula estudado

Existem diversos conceitos de geometrias para válvulas de controle: elas podem ter uma ou duas gargantas (como no caso da válvula de dupla sede, da Figura 2.11), diferentes entradas de vapor e formatos de haste. Uma geometria estudada com certa frequência na bibliografia utiliza entrada de vapor perpendicular à direção de fechamento da válvula, haste em formato de copo e tem a sua saída de vapor perpendicular à direção da entrada. Sors and Holm (2010) realizaram uma comparação entre 15 geometrias de válvulas, selecionando três como as mais adequadas ao aumento dos valores de pressão e temperatura na entrada, e dois deles são variações desta mesma geometria. Isso se deve ao fato de que estes modelos apresentam furos no cone da haste e uma câmara de balanceamento de pressão, de modo que a pressão nas partes superior e inferior do cone são balanceadas e as forças resultantes na haste são reduzidas, o que reduz a chance de danos por vibração. Neste trabalho, foi desenvolvido um modelo 3D de uma válvula que emprega este conceito mais utilizado para altas pressões e temperaturas de entrada e é apresentado como um dos mais adequados ao problema de vibrações. Sua vista em seção do plano de simetria é apresentada na Figura 6.1 e outras vistas são apresentadas no Apêndice A.

O difusor foi desenhado com base nos parâmetros apresentados em Domnick et al. (2016) e mostrados na Figura 3.2: D_p é o diâmetro do corpo da haste, D_t o diâmetro da garganta, D_c o diâmetro do assento (ponto de contato) e D_{out} o diâmetro do outlet. α é o ângulo entre o eixo do difusor e a linha que tangencia o ponto de contato (A) entre a haste e a parede do difusor.

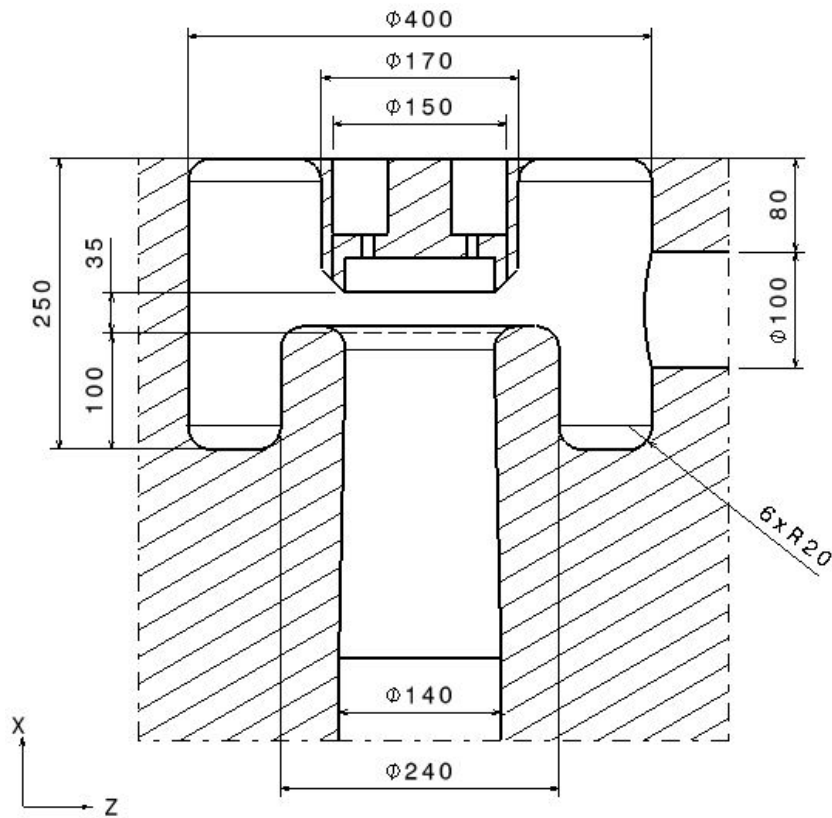


Figura 3.1: Visão de corte no plano de simetria do modelo utilizado, com as dimensões em mm.

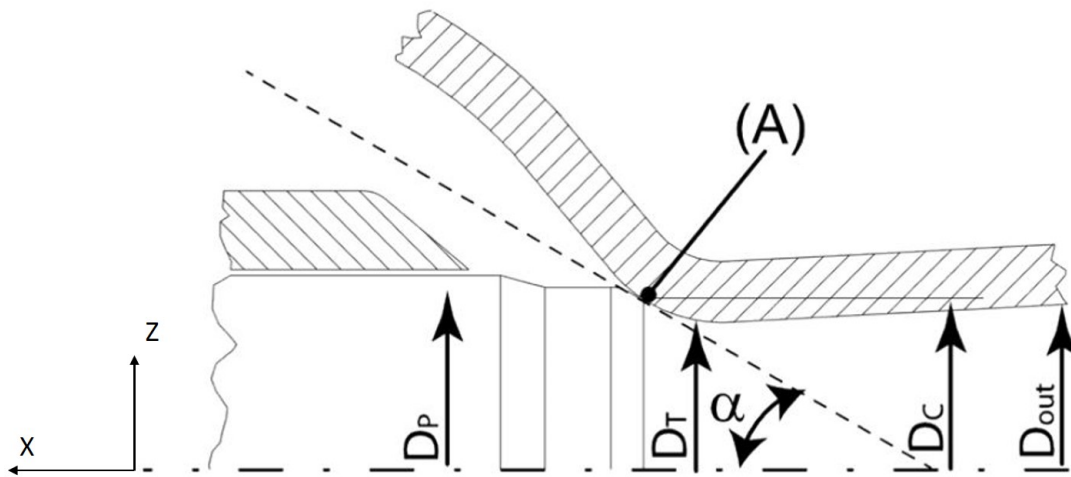


Figura 3.2: Parâmetros utilizados no desenho do difusor. Extraída de Domnick et al. (2016).

3.2 Determinação das condições de simulação

O primeiro passo para caracterizar as vibrações em uma válvula de controle é determinar em quais condições de operação ela ocorre em termos de abertura (RA) e razão de pressões (RP). A

literatura estudada sugere, qualitativamente, que condições críticas para vibrações são de baixos valores de RA e de RP, com fluxo transônico na condição de restrição, e com a presença de assimetrias de pressão na passagem anular (Bolin and Engeda, 2015). Quantitativamente, essas condições são variadas e dependem do modelo de válvula estudado, podendo ocorrer em uma ampla faixa de razões de pressões, como de 0,8 a cerca de 0,4 (Liu et al., 2008) ou até 0,2 (Wang and Liu, 2017), para diferentes aberturas e geometrias. Para um modelo novo, é necessário efetuar cálculos e simulações para estimar os valores de RA e RP que podem ser considerados de interesse para o estudo das vibrações.

Para a simulação do escoamento em regime estacionário de uma determinada abertura de válvula é necessário fornecer condições de entrada, que podem ser:

1. Razão de pressões, com pressão total na entrada P_1^0 e pressão estática na saída P_2 . Deste modo, a vazão é um parâmetro de saída do programa.
2. Pressão total na entrada P_1^0 e vazão na saída. Deste modo, a razão de pressões é uma saída do programa.

Estes parâmetros são avaliados simultaneamente na comparação de uma condição de simulação com uma condição de operação para então determinar se uma condição é provável para a ocorrência de vibrações, tornando possível o cálculo das pressões ou das forças na haste, por exemplo. Caso isso não seja feito, uma condição que não ocorre em operação pode ser avaliada como severa. Liu et al. (2008) dá como exemplo a condição de uma abertura de 21,7% e razão de pressões menor que 0,9: no modelo utilizado no experimento, a vibração na haste ocorre, mas essa não reflete uma condição real de operação. Estimar o valor da vazão na turbina em regime permanente pode auxiliar na verificação das condições de operação, como é mostrado a seguir.

3.2.1 Estimativa da vazão para abertura total

Sabendo que uma determinada turbina opera com potência máxima de 70 MPa, entrada de vapor a 540 °C e 140 bar, é possível estimar sua vazão mássica a partir de algumas suposições para utilizá-la como ponto de partida nas simulações, correspondente à abertura total. Considerando que a turbina é de condensação, com pressão de entrada no condensador de 0,08 bar e uma eficiência isentrópica $\eta_i = 0,85$, o equacionamento e as tabelas apresentados em Moran and

Shapiro (1988) são utilizados para estimar sua vazão à potência máxima:

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (3.1)$$

$$\eta_i = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.2)$$

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_f}{s_g - s_f} \quad (3.3)$$

$$h_{2s} = h_f + x_{2s} h_{fg} \quad (3.4)$$

Obtém-se os valores de entalpia $h_1 = 3431,9$ kJ/kg e de entropia $s_1 = s_{2s} = 6,5275$ kJ/kgK interpolando valores da tabela para vapor superaquecido. Da tabela para água saturada (estado líquido-vapor), $s_f = 0,5926$ kJ/kgK e $s_g = 8,2287$ kJ/kgK, de modo que é possível calcular x_{2s} :

$$x_{2s} = \frac{6,5275 - 0,5926}{8,2287 - 0,5926} = 0,7772 \quad (3.5)$$

Da tabela para líquido saturado, $h_f = 173,88$ kJ/kg e $h_{fg} = 2403,1$ kJ/kg. Substituindo na Equação 3.4, obtém-se $h_{2s} = 1390,3$ kJ/kg e então, das Equações 3.2 e 3.6, tem-se:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_T}{\eta_i (h_1 - h_{2s})} = 59,2 \text{ kg/s} \quad (3.6)$$

O consumo de vapor específico (*specific steam consumption, s.s.c.*), um parâmetro utilizado para comparar a performance de plantas de geração de energia térmica, é definido como a relação entre a vazão requerida por unidade de potência e é dado em [kg /kWh] ou em [t/MWh]. Quanto menor este valor, maior a planta e vice-versa. De modo geral, plantas com potência de até 30 MW normalmente têm *s.s.c.* igual a 4 kg/kWh ou maior, enquanto plantas grandes, de 250 MW, têm *s.s.c.* próxima de 3 ou menor (Sarkar, 2015). Considerando a vazão de 59,2 kg/s e 70 MW, estima-se um valor de 3,04, o que é coerente com os valores exemplificados.

Este valor de vazão pode ser dividido por um determinado número de válvulas para determinar a vazão em cada válvula: para 4 válvulas, por exemplo, valores próximos de 14,8 kg/s representariam condições estáveis de operação. O valor de \dot{m} muda de acordo com as

suposições feitas: com valores da pressão no condensador de 0,06 bar a 0,2 bar e para as maiores eficiências η_i de 0.7 a 0.9 (Wakil, 1988), os valores de vazão resultam entre 54,7 e 78,0 kg/s. Valores menores que 60 kg/s foram considerados aceitáveis, pois ainda que o número de válvulas empregado em uma turbina de potência similar seja maior que 1, a análise feita neste trabalho e na bibliografia considera condições de operação fora de projeto, nas quais a vazão pode ter oscilações. Uma condição de operação encontrada como crítica no modelo utilizado apresenta uma vazão de aproximadamente 46 kg/s, detalhada no Capítulo 4.

3.3 Modelo em CFD

A partir da geometria criada para a válvula (Figura 6.1), foi possível criar um modelo em CFD utilizando o programa Ansys 2020 Student Edition. Para estudar a influência do número de nós e de elementos nos resultados para vazão e perda de pressão total (η), testes de convergência de malha foram realizados. Simulações foram feitas com tamanho médio dos elementos nos valores de 0,01m e 0,005m e em seguida a malha foi refinada em torno da garganta para um tamanho de 0,001m, de modo que o número de nós tornou-se próximo de 512 mil, o limite desta versão do programa (Figura 2.12). As Figuras 3.3 e 3.4 mostram as malhas com elementos de 0,01m e 0,005m em vista externa e em uma seção no plano médio da entrada de vapor. Os valores de RA e RP nesta condição são de 7,1% e 0,7, respectivamente.

A Tabela 3.1 apresenta a convergência das três simulações para os resultados de coeficiente de vazão FC e para a perda de pressão total η . O modelo de fluido utilizado foi o "Steam5", dos modelos de vapor IAPWS-97 apresentados na Seção 2, que tem a aplicação na faixa de interesse para os valores de pressão e temperaturas como configuração padrão no CFX. O modelo de vapor "Steam2" também foi utilizado em uma série de testes, e os resultados obtidos para coeficiente de vazão e força axial na haste tiveram diferenças máximas de 2,6% e 0,4%, respectivamente, em relação aos valores obtidos com o modelo "Steam5". Testes também foram feitos com o modelo de gás ideal "*Water ideal gas*", em relação aos quais o uso do modelo "Steam5" apresentou valores para FC de até 7% maiores.

O modelo de turbulência escolhido foi o $k - \varepsilon$, por ser o que apresentou resultados mais próximos dos resultados experimentais no trabalho de Liu et al. (2008), que usa um modelo de válvula semelhante. O método que inclui a equação de energia total foi utilizado ao invés

de considerar o fluido como isotérmico, o que consiste, no Ansys CFX, em fornecer pressão e temperatura totais na entrada de vapor, enquanto a pressão estática é definida na saída. A mesma abordagem é utilizada em Bianchini et al. (2015) com a justificativa de que, apesar de o escoamento sofrer poucas variações de temperatura em sua maior parte, existem variações significativas na passagem de vapor, entrada do difusor, devido à aceleração do fluxo. As paredes foram consideradas adiabáticas e sem escorregamento (condição de "*no-slip*"). Uma série de simulações foi feita combinando valores de RA e RP para estudar os efeitos destes parâmetros no coeficiente de vazão, perda de pressão total e nas forças atuantes na haste.

Sim.	Tam. médio elem. (m)	N. elementos	N. nós	FC	Perda de P total (η)
1	0,01	0,406M	81k	0,20	28,7%
2	0,005	1,38M	267k	0,20	28,7%
3	0,005 (geral) e 0,001 na garganta	2,66M	507,9k	0,20	28,8%

Tabela 3.1: Testes de convergências de malha do modelo CFD.

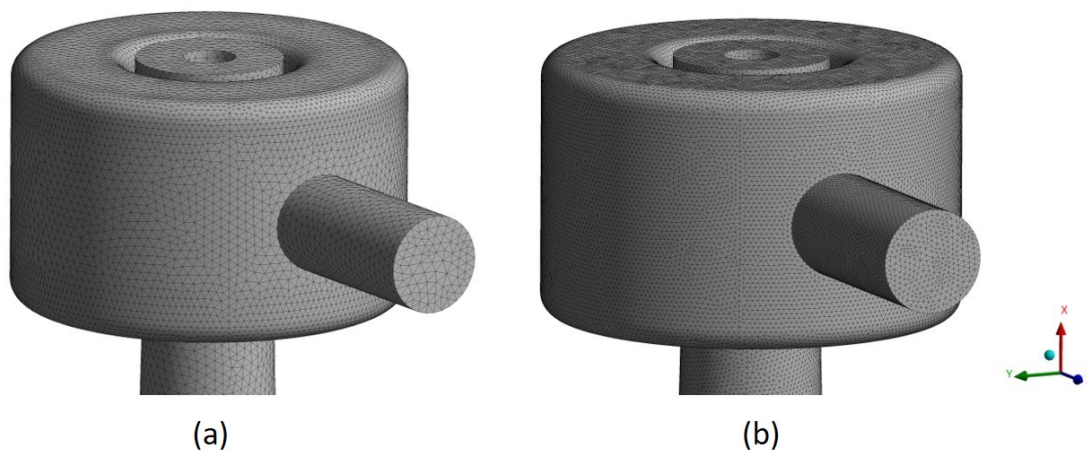


Figura 3.3: Malhas em vista externa para modelos com elementos de 0,01 m (a) e 0,005m (b).

3.4 Modelo em FEM

Um modelo da haste foi criado utilizando o Ansys Mechanical. A geometria considerada para o disco é idêntica à utilizada nas simulações em CFD, porém a haste teve seu diâmetro aumentado para incluir o trecho que se encontra fora da câmara da válvula, resultando em um comprimento total da haste de 350 mm. O material escolhido foi o aço inoxidável martensítico

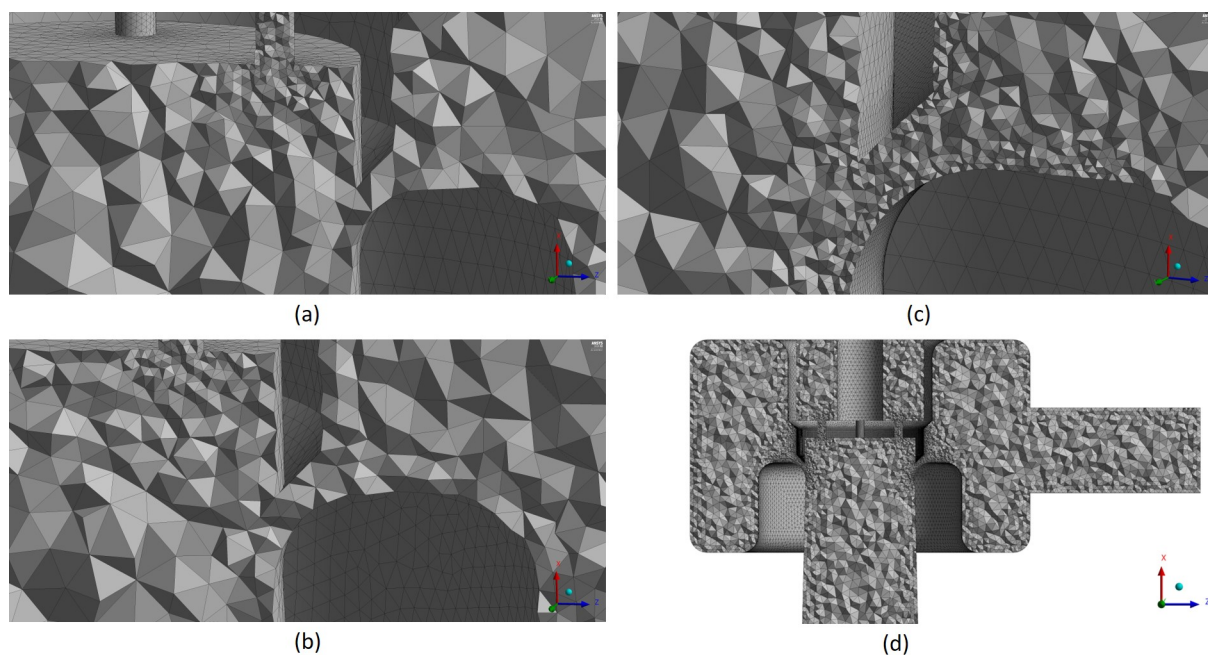


Figura 3.4: Malhas em uma seção da passagem de vapor para modelos com elementos de 0,01 m (a) 0,005 m (b), 0,005 m com refinamento (c) e seção do modelo com refinamento (d).

X22CrMoV12-1, resistente à fluência, à corrosão e também utilizado nas palhetas de turbinas a vapor (Lemos, 2015). A condição de contorno aplicada foi um engaste na superfície em que a haste tem sua conexão com o sistema hidráulico de atuação, considerado perfeitamente rígido (Figura 3.5).

De forma análoga à empregada para verificar o modelo em CFD, um teste de convergência foi feito com duas malhas, de tamanhos 0,01m e 0,0052m. A Figura 3.7 apresenta os resultados das 10 primeiras frequências naturais não nulas de modelos na condição de engaste e vibração livre para as duas malhas testadas. Os resultados de malhas diferentes são compatíveis, com um desvio máximo de cerca de 2%.

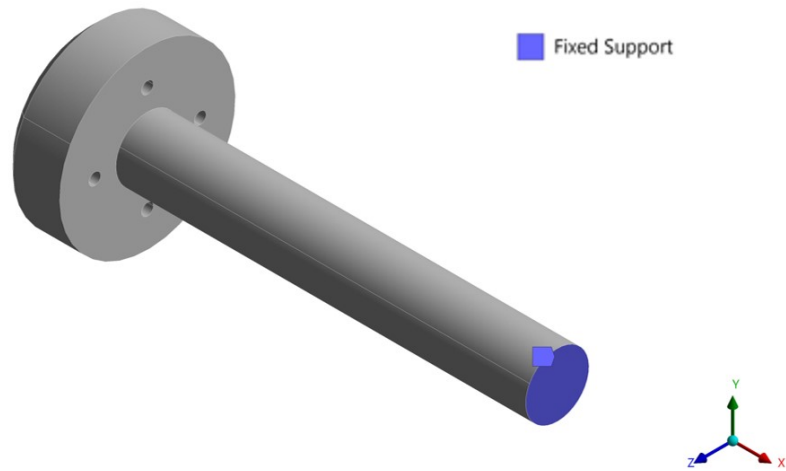


Figura 3.5: Modelo 3D da haste com o engaste na base.

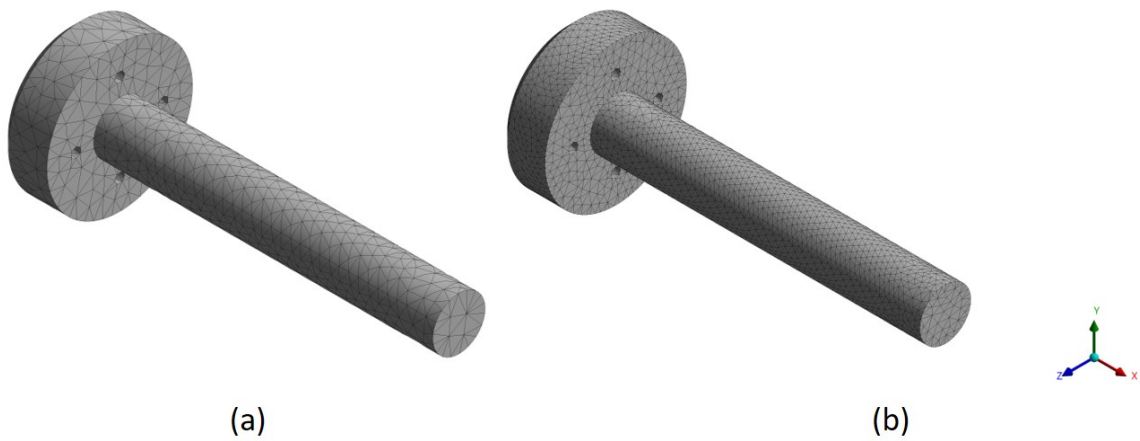


Figura 3.6: Modelos FEM de haste com elementos de 0,01m (a) e 0,0052(b).

Simulação	1	2	3	4
Tamanho. Elem. [m]	0,01	0,0052	0,01	0,0052
N. Nós	7976	30393	7976	30393
N. Elem.	4198	16991	4198	16991
Cond. Contorno	engaste	engaste	livre	livre
1ª freq. [Hz]	141,56	141,49	996,35	995,27
2ª freq. [Hz]	141,58	141,49	996,54	995,38
3ª freq. [Hz]	516,13	515,9	2020,7	2018,2
4ª freq. [Hz]	965,03	963,48	2179,5	2165,6
5ª freq. [Hz]	965,35	963,61	2182,1	2167,1
6ª freq. [Hz]	1940,0	1932,0	3485,3	3443,6
7ª freq. [Hz]	2162,7	2148,3	3515,9	3462,1
8ª freq. [Hz]	2165,4	2149,8	3524,5	3472,6
9ª freq. [Hz]	3515,7	3462,1	4047,5	4026,9
10ª freq. [Hz]	3524,4	3472,6	4051,1	4028,8

Figura 3.7: Resultados das 10 primeiras frequências não nulas e testes de convergência de malha do modelo FEM.

Neste Capítulo, são apresentados e discutidos os resultados obtidos através das simulações e dos algoritmos criados.

4.1 Estudo das razões de pressão, do coeficiente de vazão e da razão de abertura

À medida que as primeiras simulações foram feitas, um código foi implementado em Python para criar gráficos a partir das Equações da Seção 2.1.2 com o objetivo de estudar o comportamento do coeficiente de vazão (FC) e da vazão de acordo com a razão de pressões (RP) e a perda de pressão total η . Estes gráficos funcionam como um mapa para pontos de operação e são apresentados nas Figuras 4.1 e 4.2.

O gráfico da Figura 4.1 mostra linhas de mesma vazão para diferentes valores de RP e η , funções da pressão estática na saída e na pressão total na saída, respectivamente, dada uma pressão total na entrada P_1^0 , enquanto o gráfico da Figura 4.2 mostra o valor correspondente para FC.

Em primeiro lugar, observa-se que não existem pontos acima da reta $RP = 1 - \eta$, porque isso implicaria em um valor de pressão estática na saída (P_2) maior do que a pressão total na saída (P_2^0), o que não é possível. Pontos localizados nesta reta têm vazão nula, com $P_2 = P_2^0$, não

existindo a pressão dinâmica do escoamento. Para valores baixos de RP , a diferença entre P_1^0 e P_2 é alta, de modo que é possível obter uma vazão alta e perdas baixas, ou vazão baixa e perdas altas. Manter uma razão de pressões constante implica em uma diminuição da vazão à medida que a perda de pressões aumenta, o que pode ser feito ao fechar a válvula, por exemplo.

Retas verticais representam pontos nos quais existe a condição de restrição do fluxo ("*choked flow*"), com a vazão máxima atingida e número de Mach = 1 na passagem de vapor. Quando a perda de pressão total é pequena, por exemplo para uma válvula completamente aberta, a razão de pressões na qual este fenômeno ocorreria se aproxima da razão crítica de pressões para o vapor d'água, igual a aproximadamente 0,54. Conforme visto na Seção 2.1.2, as equações utilizadas são baseadas na área da entrada do difusor e não consideram a razão de abertura RA , então o fechamento da válvula é interpretado como uma perda de pressão total. À medida que a válvula fecha, a área de passagem do fluxo é reduzida e torna-se diferente da área considerada nas equações, de modo que essa condição de fluxo restrito, com Mach = 1, ocorre devido à sua aceleração entre a haste e o assento da válvula. Isso implica em que não é necessário que um ponto esteja localizado em uma das retas verticais para o fluxo estar na condição de restrição, e em que, para pequenas aberturas, essa condição pode ocorrer relativamente próxima à reta $RP = 1 - \eta$.

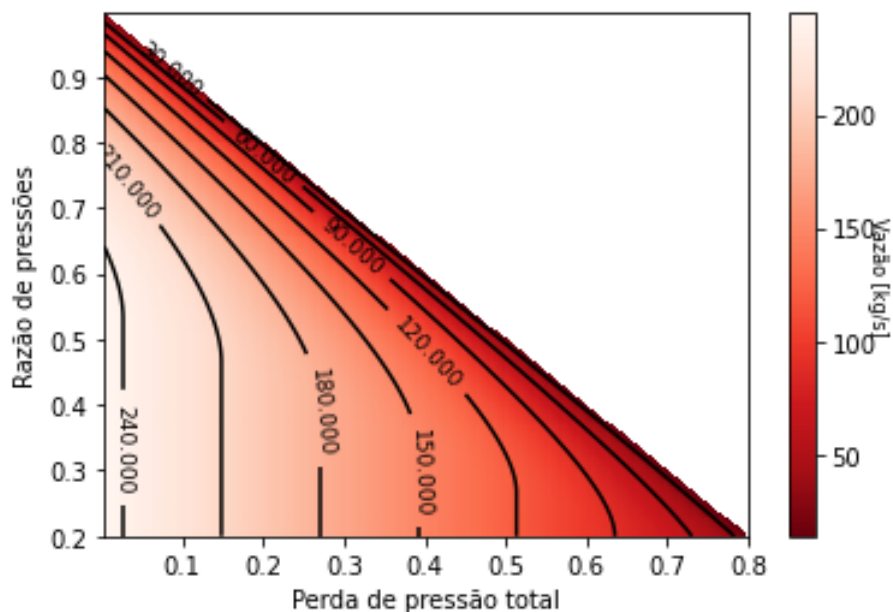


Figura 4.1: Vazão em relação à razão de pressões e à perda de pressão total.

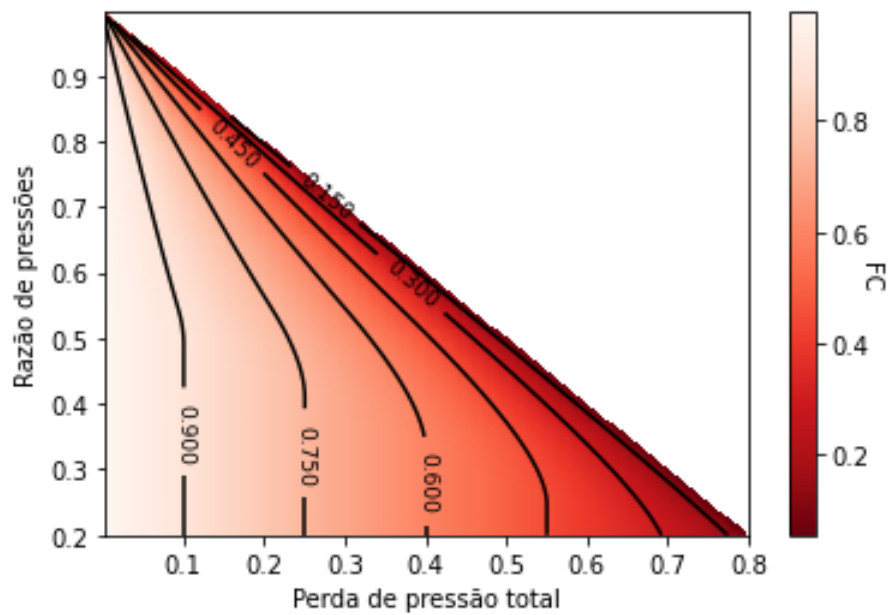


Figura 4.2: Coeficiente de vazão FC em relação à razão de pressões e à perda de pressão total.

4.1.1 Obtenção das curvas FC x RA e Vazão x RA

Uma série de simulações em regime permanente foi feita combinando diferentes aberturas de válvula e razões de pressão para avaliar os valores resultantes de vazão, FC , η e forças na haste. Os resultados para vazão são mostrados nos gráficos das Figuras 4.3, 4.4 e 4.5.

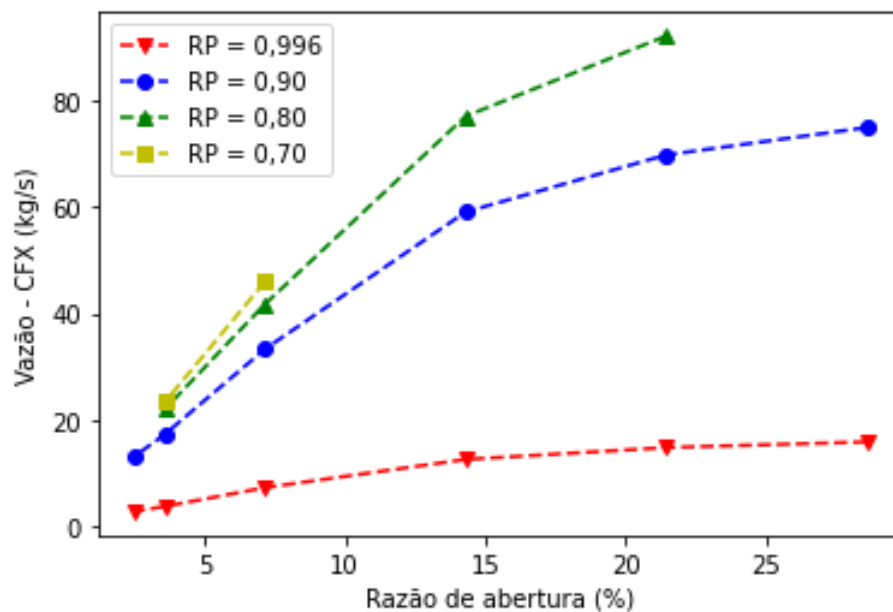


Figura 4.3: Valores de vazão resultantes das simulações em regime permanente.

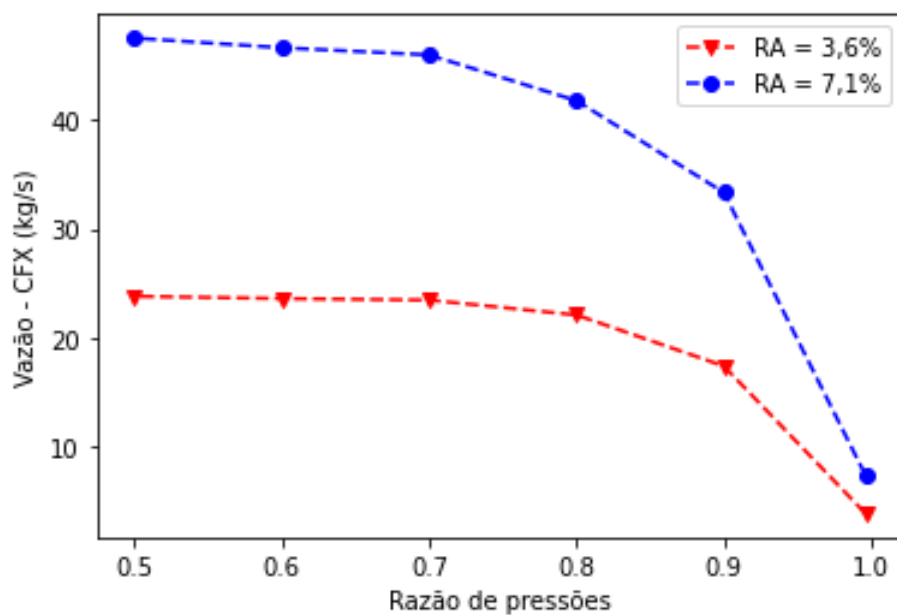


Figura 4.4: Curvas de Vazão x RP para duas aberturas que apresentaram escoamento restrito.

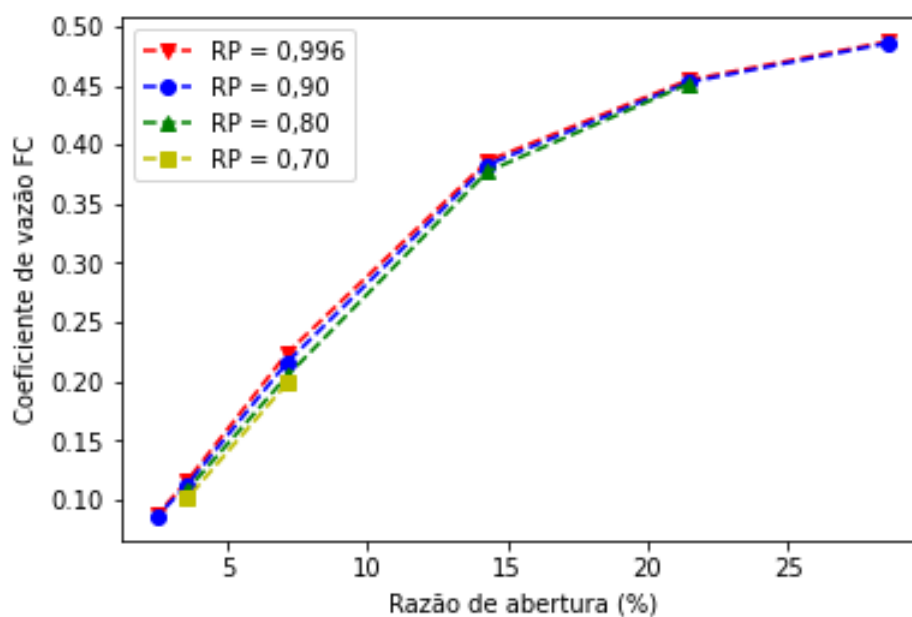


Figura 4.5: Curvas de coeficiente de vazão x Razão de abertura resultantes das simulações.

Conforme o esperado, o valor de vazão aumenta à medida que o valor de RA aumenta e RP diminui. Comparando este gráfico com valor estimado para a vazão da turbina na Seção 3.2.1, é possível observar que alguns pontos com abertura maior que 20% possuem uma vazão maior do que a estimada para turbina em regime permanente, de 59,2 kg/s. Estes pontos possuem perdas de pressão total entre 7,6% a 16,8%, consideradas altas para uma válvula próxima da abertura

máxima (Bolin and Engeda, 2015). Além disso, estes pontos não se encontram em condição de escoamento restrito, apresentada como crítica para vibrações.

Avaliando a variação da vazão com a razão de pressões para aberturas menores, na Figura 4.4, são observados pontos nos quais a vazão não diminui com a redução de RP, o que caracteriza o escoamento restrito e torna estes pontos candidatos à ocorrência de vibrações. O ponto escolhido foi o de $RA = 7,6\%$ e $RP = 0,7$, que possui um coeficiente de vazão igual a 0,20.

A curva de $FC \times RA$ (Figura 4.5) foi criada ao normalizar o valor da vazão obtido nas simulações pelo valor da vazão teórica correspondente a cada valor de RP. Com um resultado semelhante ao obtido em Liu et al. (2008), é possível observar que o coeficiente de vazão FC varia principalmente com o valor da abertura e com a geometria e é menos dependente da razão de pressões e da vazão, o que sugere que este parâmetro pode ser utilizado no design e na otimização de uma válvula e para comparar válvulas que operam em condições diferentes. A Figura 4.6 adiciona os pontos simulados ao gráfico de vazão em função de RP e η (Figura 4.5), na qual se observa que a redução da abertura da válvula corresponde a um deslocamento de retas correspondentes à abertura para regiões de menor valor de FC.

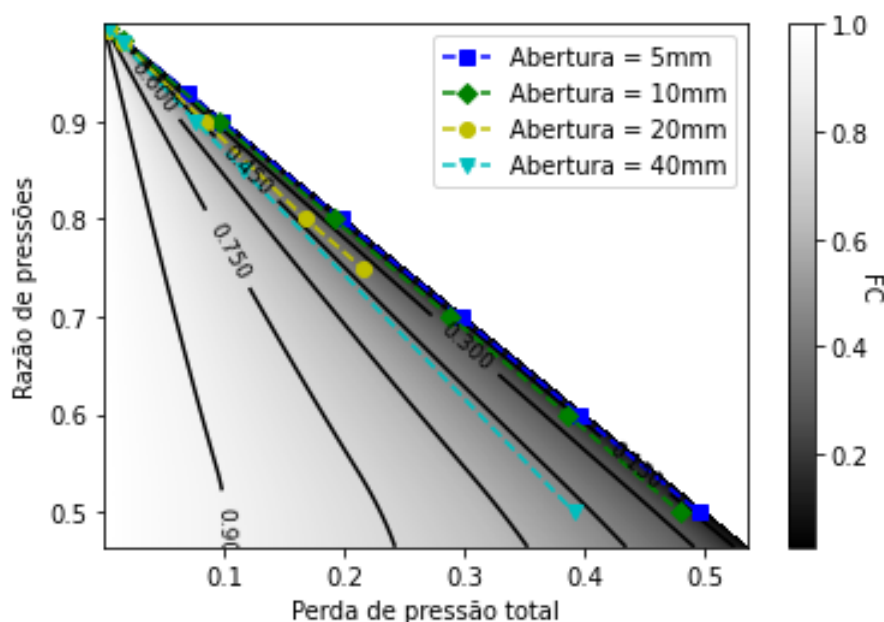


Figura 4.6: Pontos de simulação para diferentes aberturas no gráfico de FC em função de RP e η .

4.2 Pressões e forças na haste

Das simulações em regime permanente feitas, foi possível determinar um dos pontos nos quais é provável a ocorrência de vibrações, com $RA = 7,1\%$ e $RP = 0,7$, no qual foi feita uma simulação em regime transiente baseada no artigo de Bianchini et al. (2015) para determinar valores de forças e pressões nas proximidades da haste. A simulação foi configurada com passo de tempo $1e-4s$, 3 iterações por intervalo e com tempo total de simulação de $0,5s$. A simulação em regime permanente foi utilizada como condição inicial desta simulação, e a malha utilizada foi a de elementos de $0,0052\text{ m}$ e com refinamento na região da garganta, apresentada na Seção 3.3.

4.2.1 Variação com a abertura e com a Razão de Pressões

Os resultados das medições de forças na haste nas três direções são apresentados nas Figuras 4.7, 4.10 e 4.11.

Para a força axial, que atua contra o sistema hidráulico de acionamento da haste na direção x , dois comportamentos foram observados e dependem do valor de RA . Para valores maiores que 10% , a força axial diminui moderadamente com a razão de pressões e varia pouco com o valor da abertura. Para aberturas menores que 10% , há uma tendência de aumento da força axial com o aumento da abertura e com a diminuição de RP .

Uma explicação para o primeiro efeito é a de que, para aberturas maiores, quando o escoamento não é restrito, predomina o efeito de redução da pressão a jusante da passagem de vapor. Caso a pressão na região inferior ao disco diminua, a força que age no sentido de abertura da válvula é aliviada. Este efeito é mostrado na comparação entre os valores do mapa de pressões para $RP = 0,996$ e $0,8$ a uma mesma abertura de válvula, de $21,4\%$ (Figura 4.8): enquanto a configuração de pressões é parecida, a pressão embaixo do disco tem valores maiores para $RP = 0,996$, o que resulta em uma força axial maior. A $RP = 0,996$, as pressões encontram-se principalmente entre 137 e 140 bar , em todas as regiões, enquanto para $RP = 0,8$, as pressões podem cair a cerca de 90 bar na região inferior ao disco, diminuindo a força axial.

O segundo comportamento observado, de aumento da força axial com a abertura para pequenos valores de RA , pode ser explicado por fenômenos relacionados à restrição do fluxo

na passagem anular. É possível fazer uma comparação entre duas condições de operação: a primeira, na qual o escoamento é restrito, tem $RA=7,1\%$ e $RP = 0,6$, e a segunda, sem condição de restrição, tem $RA = 21,4\%$ e $RP = 0,96$. Para estes valores, as duas condições têm vazões próximas, de $46,7 \text{ kg/s}$ e $45,3 \text{ kg/s}$, e as forças axiais são de 32436 N e 31166 N , respectivamente. Apesar de a pressão à jusante ser menor no caso de fluxo restrito, sua força axial é maior em consequência da formação de vórtices com forte fluxo ascendente. A Figura 4.9 compara velocidade na direção vertical das duas condições, mostrando que na condição de escoamento restrito, o fluxo ascendente (em vermelho) é mais significativo.

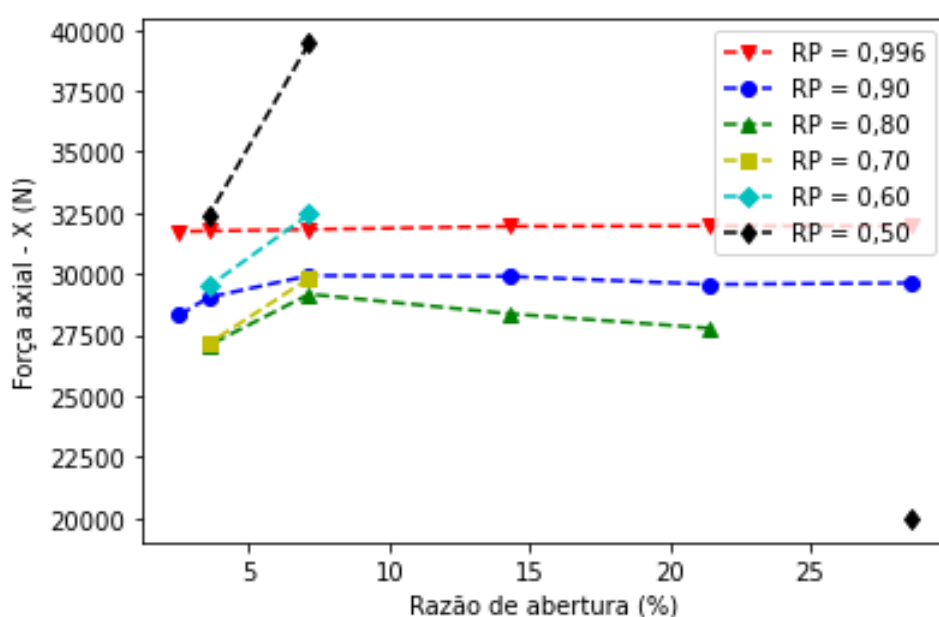


Figura 4.7: Forças axiais (x) resultantes das simulações em regime permanente.

Para a força lateral, na direção y, perpendicular ao plano de caminho do vapor, não é possível observar uma tendência clara de variação associada RP ou RA. Isso sugere que existe a possibilidade de que a força sofra variações, porém não existe um sentido mais provável desta força, o que é compatível com a simetria da válvula no plano perpendicular ao eixo y.

No eixo z, a principal característica notada é que as forças têm, em sua grande maioria, a mesma direção do escoamento da entrada de vapor, no sentido negativo de z. Esse comportamento é esperado devido à viscosidade do fluxo e à separação na região do disco oposta à entrada de vapor. Pontos de força positiva, que ocorreram para as menores aberturas de válvula, podem ser explicados pela assimetria do escoamento na passagem anular em condição restrita, com uma pressão menor em um ponto localizado no mesmo lado da entrada de vapor (z positivo), como mostrado a seguir.

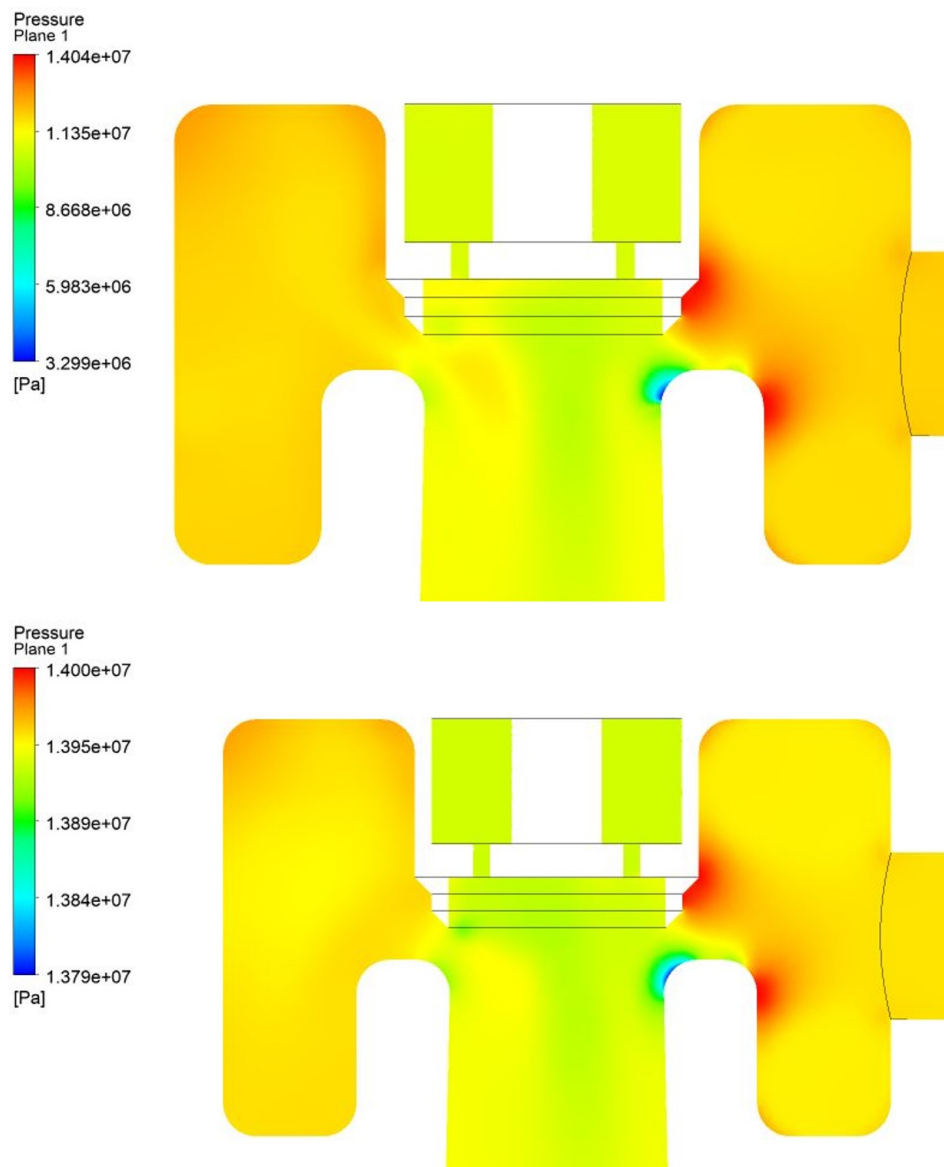


Figura 4.8: Comparação entre os valores de pressão para $RP = 0,8$ (acima) e $RP = 0,996$ (abaixo), com uma abertura de 21,4%.

4.2.2 Análise transiente

A condição crítica escolhida para análise transiente foi a que apresentou escoamento na condição restrita, com vazão constante independentemente do valor de RP , e um valor de RA que pode ser considerado compatível com os apresentados na bibliografia. Seus valores são de $RA = 7,1\%$, $RP = 0,7$, vazão de 46 kg/s e coeficiente de vazão 0,20. Outro fator que determinou a escolha deste ponto foi a convergência da simulação em regime permanente: além de o gráfico de resíduos diminuir ao longo das iterações de forma estável, o programa não chegou a uma

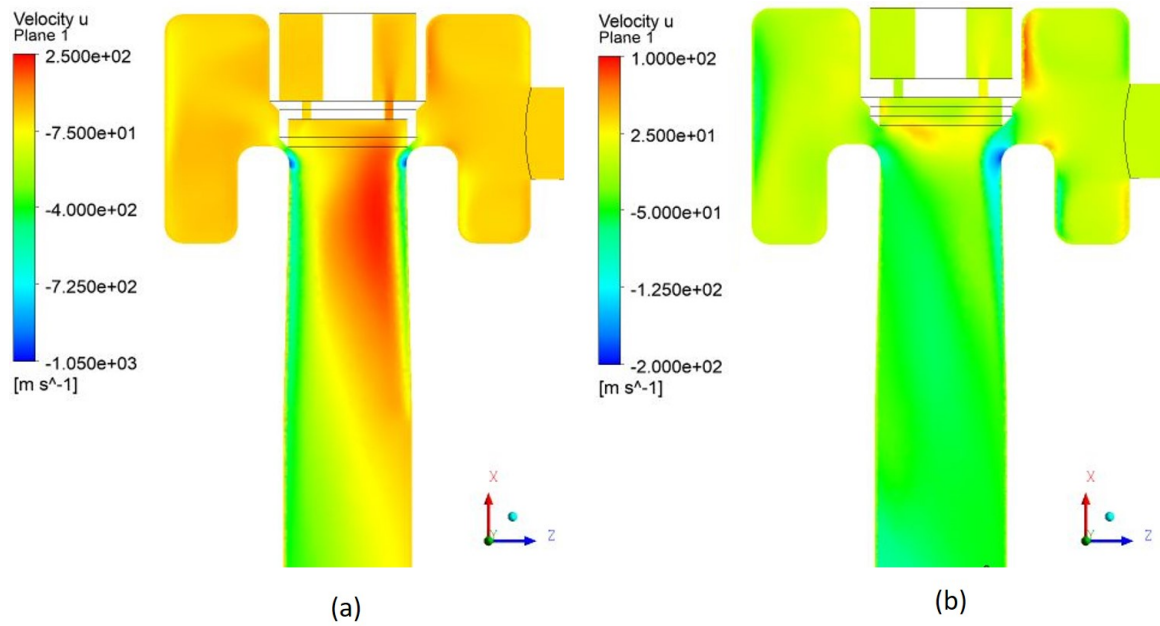


Figura 4.9: Velocidades na direção vertical (x) para escoamento na condição de restrição (a) e sem restrição (b)

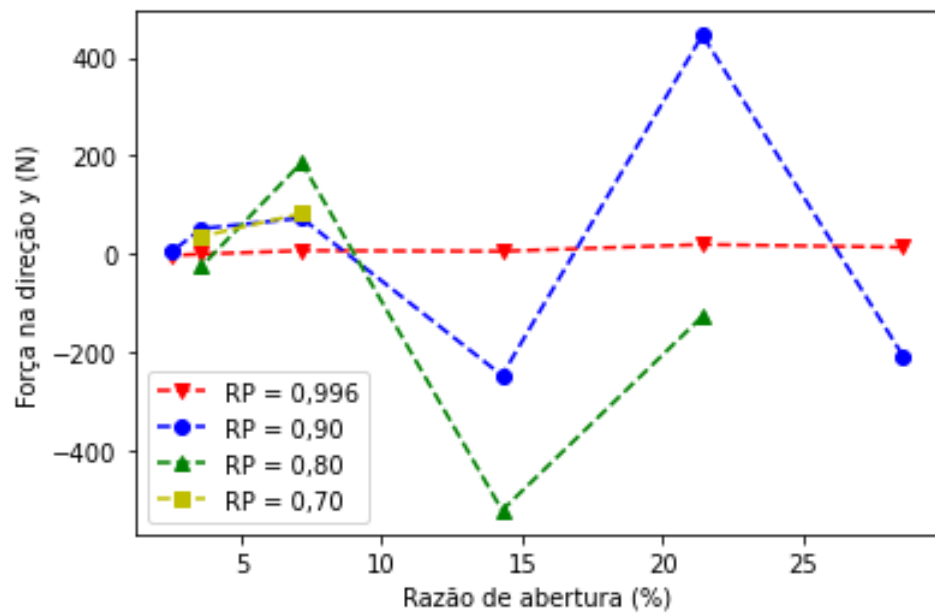


Figura 4.10: Forças na direção y e resultantes das simulações em regime permanente.

região de simulação nos limites da aplicabilidade do modelo de vapor Steam5.

Os primeiros parâmetros medidos em regime transiente foram as pressões em 4 pontos igualmente distribuídos radialmente ao longo do assento da válvula (Figura 4.12). Duas linhas foram criadas, respectivamente, entre os pontos A e B, e C e D, com o objetivo de visualizar a

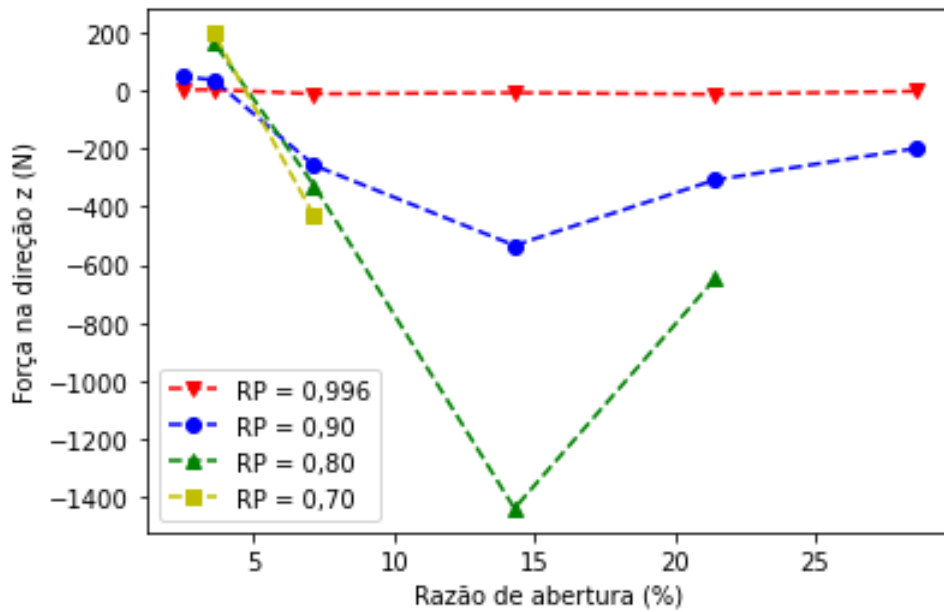


Figura 4.11: Forças na direção y e resultantes das simulações em regime permanente.

pressão ao longo da entrada do difusor incluindo sua região central.

As pressões medidas nestes pontos foram consideravelmente menores do que a pressão de saída P_2 do vapor devido à aceleração do fluxo na entrada do difusor. Na Figura 4.15, a flutuação em cada ponto é apresentada. O resultado é coerente com o estudado na bibliografia, com flutuações de pressão que ocorrem de forma aparentemente aleatória dentro de uma faixa de valores. Observa-se que o ponto B tem flutuação de pressões de valor inferior à dos outros pontos, o que pode ocorrer devido ao fato de que, neste lado, a velocidade do escoamento é maior por conta da proximidade da entrada de vapor e, no lado do ponto A, o escoamento sofre os processos descritos por Liu et al. (2008) e apresentados na seção 2.2.2 como fontes de instabilidade.

Desta forma, a geometria da entrada de vapor pode contribuir para a assimetria da distribuição de pressões, associada à vibrações. A Figura 4.13 mostra o campo de velocidades nos planos xy e xz para a simulação em regime permanente utilizada como estado inicial da simulação transiente. É possível observar que no lado oposto ao *inlet*, no plano xz , inicia-se a formação de um jato ascendente que colide com a parte inferior do disco, o que ocorre devido à instabilidade do fluxo que contorna a estrutura da haste e entra na passagem anular, que pode ser visto no lado esquerdo da Figura 4.14. O mesmo não ocorre em um plano perpendicular à entrada e o fluxo tem as características do fluxo anular ("*annular flow*") descrito por Hardin et al. (2003). O campo de velocidades manteve estrutura semelhante à inicial durante toda a simulação em

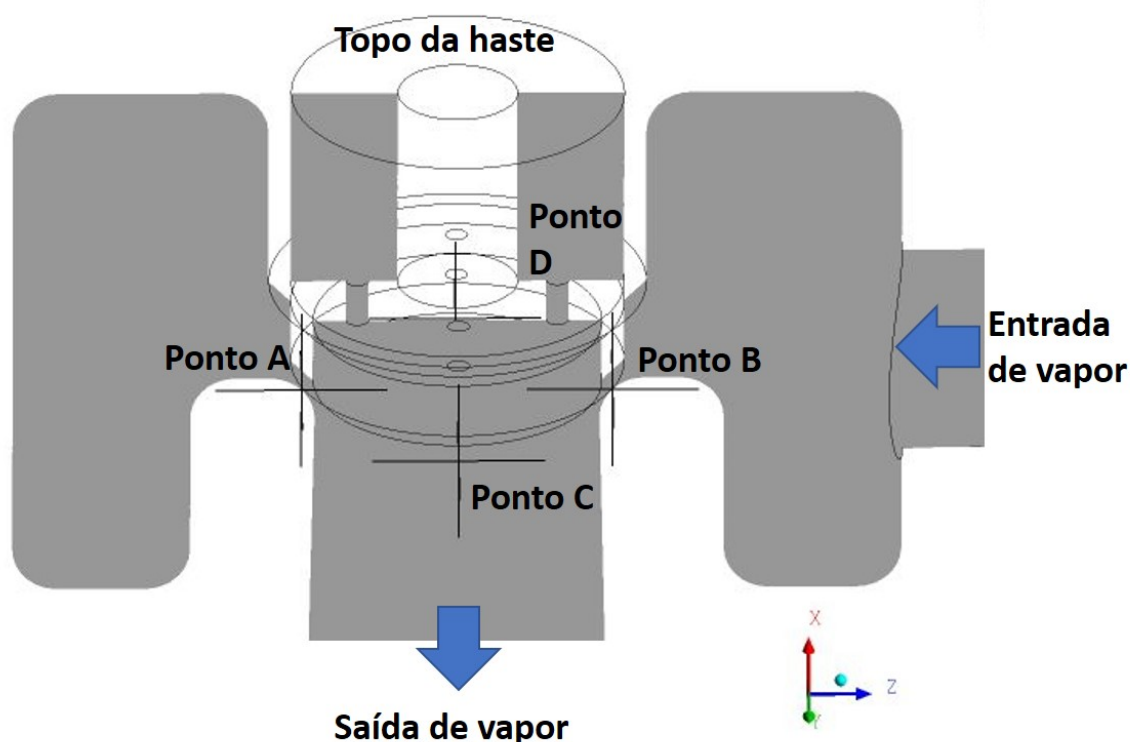


Figura 4.12: Pontos utilizados para cálculo de pressões na simulação em regime transiente.

regime transiente.

Outra forma de visualizar a assimetria da distribuição de pressões é ao longo das retas *AB* e *CD*, que atravessam a entrada do difusor. A Figura 4.16 mostra as pressões em cinco instantes de tempo nas linhas *AB* e *CD*. No gráfico para a linha *AB*, é possível observar a mesma diferença de pressão entre os pontos *A* e *B* vista no gráfico das distribuições de pressões nos pontos. Além disso, existe uma assimetria maior na direção *AB*, influenciada pela posição da entrada de vapor. Na direção *y*, ao longo da reta *CD*, a distribuição das pressões é essencialmente simétrica, de acordo com a simetria da válvula. Ao longo dos instantes de tempo, a pressão máxima observada nas curvas aumenta e diminui, verificando o carácter oscilatório das pressões e forças atuantes na válvula. Do CFX, também é possível tirar o valor da força total atuante da superfície da haste nas três direções ao longo do tempo. O programa também fornece os principais picos de frequência destas forças e suas magnitudes através da transformada discreta de Fourier (Figura 4.17).

Nestes gráficos, os valores foram compatíveis com o que se observa em regime permanente: a maior variação das forças ocorre na direção *x*, seguida de *z* e *y*, respectivamente. Para a

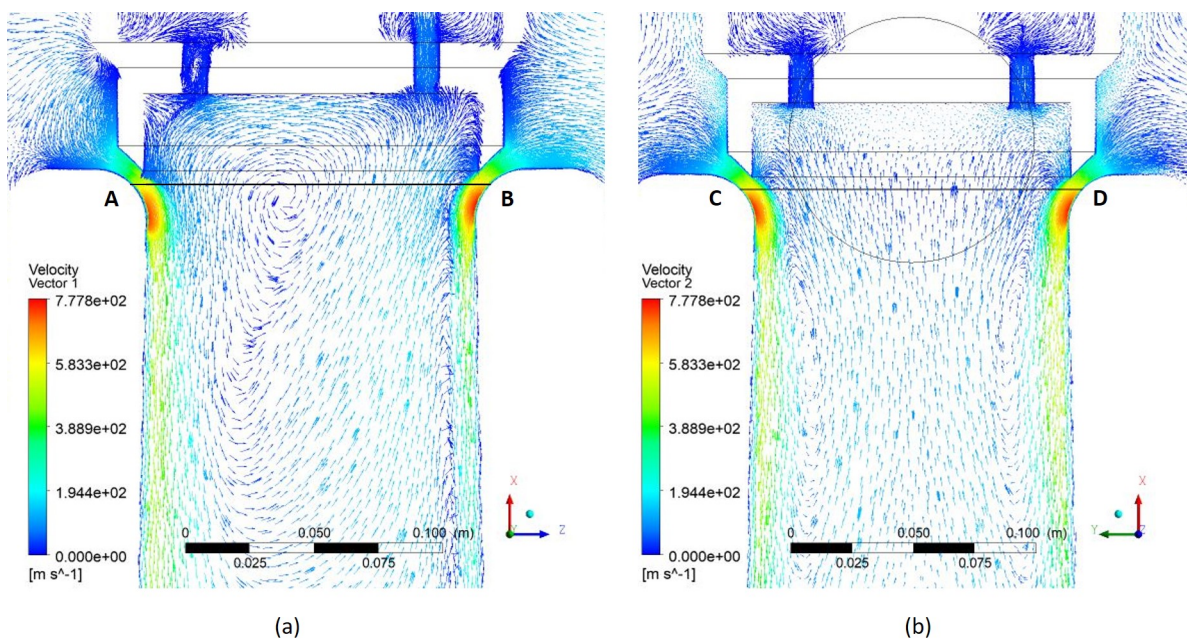


Figura 4.13: Campo de velocidades nos planos xz e xy para a simulação com $RP = 0,7$ e $RA = 7,1\%$.

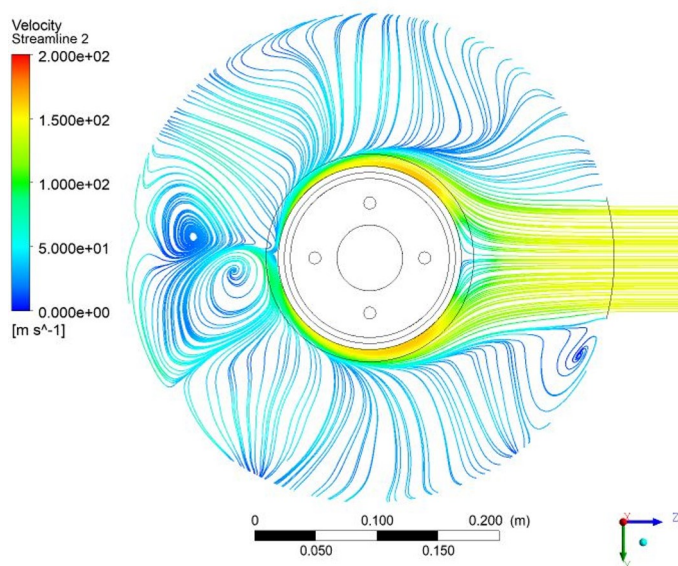


Figura 4.14: Linhas de corrente no plano yz , a 40 mm de altura em relação ao assento da válvula.

direção axial, existem picos mais destacados e com frequências menores que 50 Hz, enquanto nas direções z e y os valores de frequências predominantes estão mais distribuídos. De modo geral, variações maiores de força encontram-se em frequências menores.

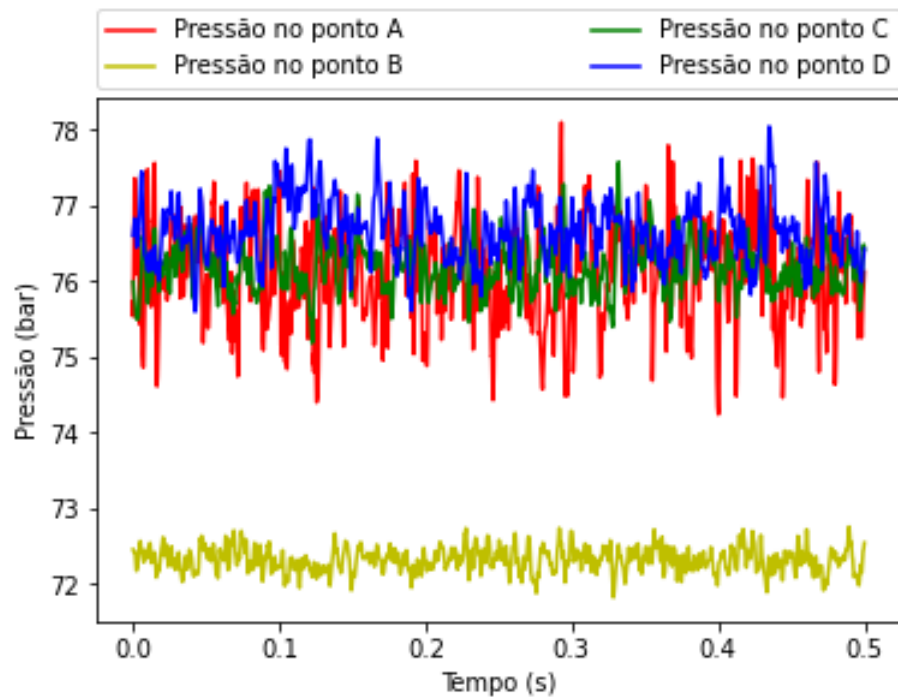


Figura 4.15: Variação de pressões ao longo do tempo nos pontos A,B,C e D.

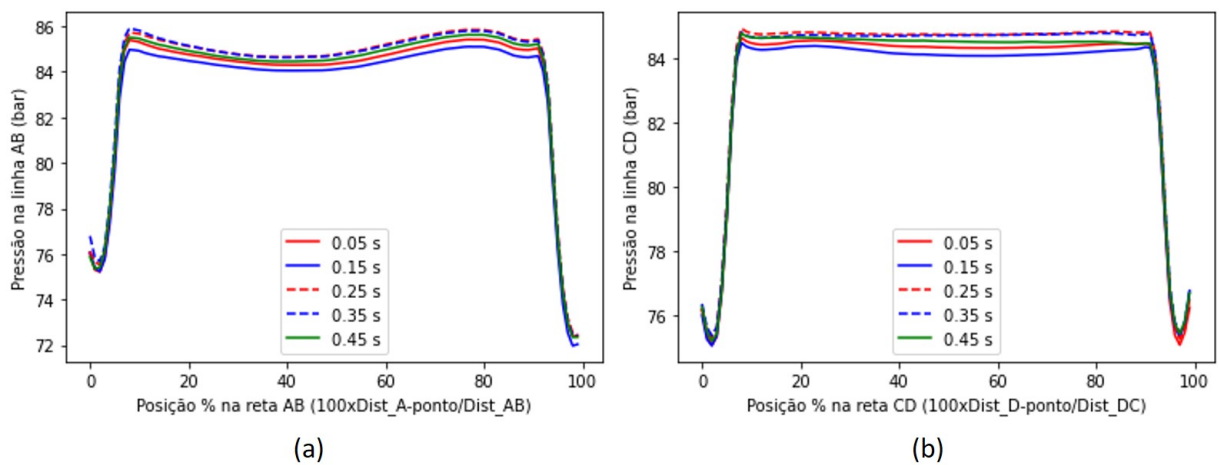


Figura 4.16: Pressões na reta AB (a) e CD (b) em diferentes instantes de tempo

4.3 Modos de vibração da haste

Conforme mostrado na Figura 3.7, as 10 primeiras frequências naturais para a haste engastada foram calculadas como e estão apresentadas na Tabela 4.1:

Frequências de valores muito próximos que aparecem em pares, como as 1ª e 2ª ou 4ª e 5ª, por exemplo, representam um mesmo modo de vibração que ocorre nas direções y e z , pois a

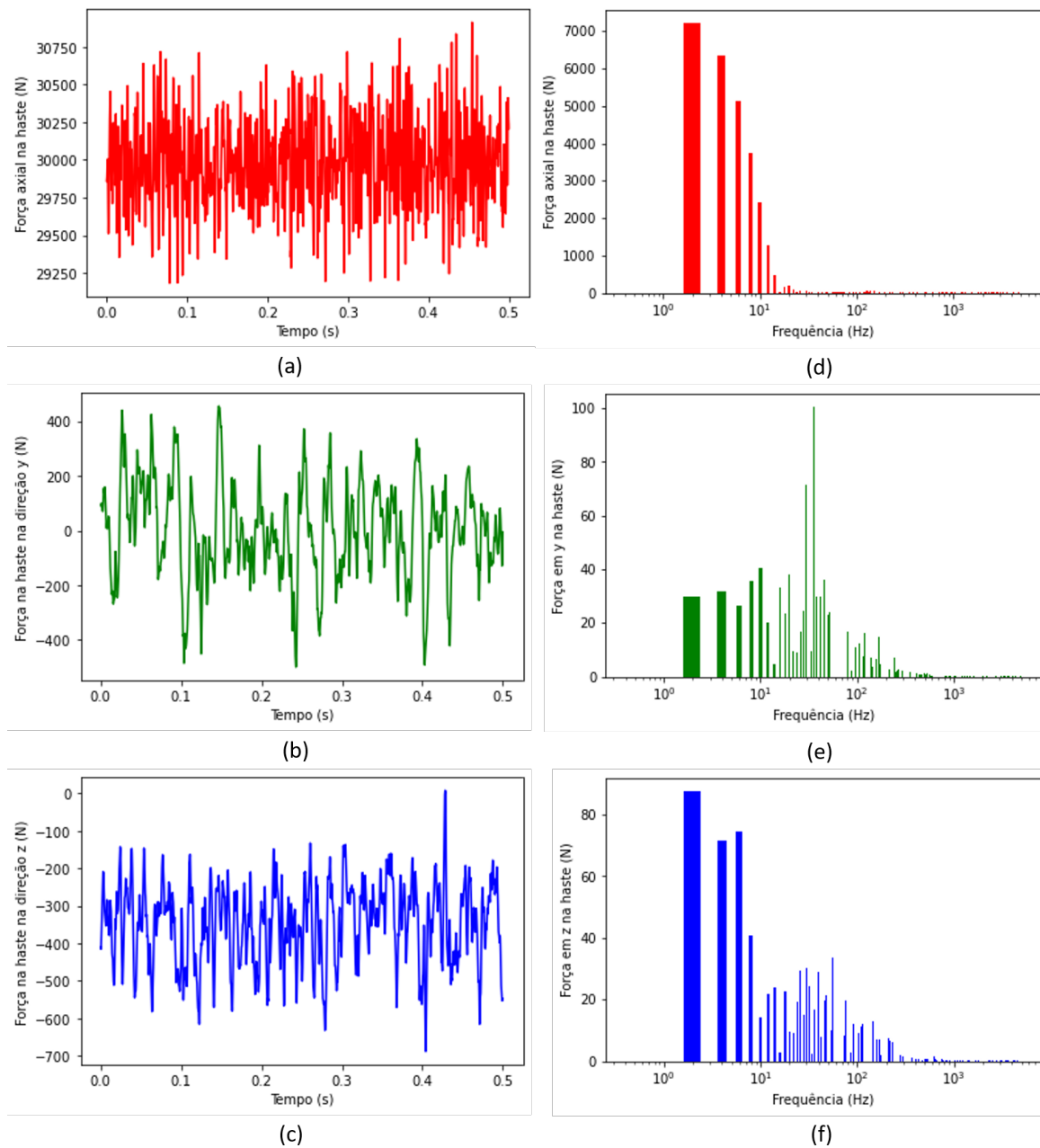


Figura 4.17: Forças na haste em x,y e z: variação no tempo (a, b e c) e transformada discreta de Fourier (d,e e f)

válvula possui os planos de simetria xy e xz . Desta forma, até aproximadamente 6500 Hz existem 10 modos de vibração, mostrados na Figura 4.18. Este caso de condições de contorno ocorreria para uma situação de folgas altas no disco, na qual podem existir vibrações laterais, em y e z . Caso seja feita a consideração que a estrutura em torno do disco impede os movimentos nestas direções, os modos de vibração são diferentes e estão apresentados na Figura 4.19. Observa-se, porém, um modo axial de frequência próxima da condição de vibração que considera apenas o

1ª freq. (Hz)	141,5	9ª freq. (Hz)	3462,1
2ª freq. (Hz)	141,5	10ª freq. (Hz)	3472,6
3ª freq. (Hz)	515,9	11ª freq. (Hz)	3830,0
4ª freq. (Hz)	963,5	12ª freq. (Hz)	3930,4
5ª freq. (Hz)	963,6	13ª freq. (Hz)	3932,4
6ª freq. (Hz)	1932,0	14ª freq. (Hz)	4810,2
7ª freq. (Hz)	2148,3	15ª freq. (Hz)	6554,4
8ª freq. (Hz)	2149,8	16ª freq. (Hz)	6556,1

Tabela 4.1: Frequências naturais da haste.

engaste, com 1990 Hz, uma diferença de 3%.

1ª freq. (Hz)	1324,9	9ª freq. (Hz)	5582,6
2ª freq. (Hz)	1325,4	10ª freq. (Hz)	6670,9
3ª freq. (Hz)	1990,4	11ª freq. (Hz)	6673,8
4ª freq. (Hz)	3359,4	12ª freq. (Hz)	7495,3
5ª freq. (Hz)	3359,8	13ª freq. (Hz)	9498,8
6ª freq. (Hz)	3750,3	14ª freq. (Hz)	9500,4
7ª freq. (Hz)	5299,1	15ª freq. (Hz)	9683,4
8ª freq. (Hz)	5300,4	16ª freq. (Hz)	10005

Tabela 4.2: Frequências naturais da haste considerando deslocamentos nulos em y e z na parede do disco.

4.4 Modelagem como um sistema Massa-mola

Comparando os valores dos picos de forças no espectro de frequências e as frequências naturais da haste engastada, é notável que existem forças em y e z cujas frequências são próximas de frequências naturais da haste. Para o caso axial, as maiores forças têm suas frequências consideravelmente menores do que as frequências dos dois modos axiais encontrados, a 1932 Hz e 4872 Hz.

Caso seja feita a consideração de que a estrutura cilíndrica ao redor da haste funciona como uma condição de contorno que impede movimentos laterais, em z e y, do disco, de modo a considerar apenas a vibração axial como possível, as maiores frequências impostas pelo fluido estão afastadas da frequência natural de vibração. Esta condição, porém, é insuficiente para afirmar que vibrações não ocorrerão.

Como é apresentado em Yonezawa et al. (2012) e discutido na Seção 2.2.2, quando as pressões são medidas experimentalmente, as frequências naturais da haste são predominantes nos resultados, sugerindo que a vibração da haste induz frequências similares de pulsação no fluxo de vapor. Dependendo do valor de deslocamentos causado pela flutuação de pressões, é possível que se inicie um processo de vibrações autoinduzidas, com o acoplamento do movimento da haste a essa flutuação, no qual o fluido impõe um amortecimento negativo à haste. Se uma condição de equilíbrio for assumida, isto é, quando há acoplamento e a amplitude de oscilações não sofre variação, o amortecimento da haste e de seu sistema é igual ao amortecimento imposto pelo fluxo, dado pela equação 2.13.

Esta equação sugere que, mesmo que exista um acoplamento entre o movimento da haste e a força imposta, é possível controlar a maior amplitude na qual o movimento ocorre através da introdução de amortecimento no sistema. O impacto da rigidez adicional na frequência natural deste modo foi desconsiderado da mesma forma que no artigo de referência, pois este valor é tipicamente muito menor que a rigidez da haste. Na Figura 4.20, essa relação é ilustrada para uma fase $\phi = 270^\circ$, que maximizaria o amortecimento necessário da estrutura, para o caso axial ($\omega = 1932$ Hz), e com uma amplitude de forças de 3500 N, estimada pelo gráfico (b) da Figura 4.17. Quanto maior o amortecimento da haste, menor a amplitude das vibrações: para um amortecimento da haste igual a 100 Ns/m, a amplitude das vibrações da haste analisada é próxima de 2 mm na condição de escoamento restrito, à $RP = 0,7$ e $RA = 7,1\%$.

A partir das suposições feitas, é notável que não é possível determinar se ocorre ou não acoplamento das vibrações da haste com a flutuação de pressões em seu entorno. Porém, ao supor que o acoplamento ocorre, é possível relacionar a amplitude máxima da vibração do sistema massa-mola com o amortecimento da haste e com uma estimativa das forças atuantes. Conhecendo o amortecimento da haste e de seu sistema de acionamento, uma solução de projeto é relacionar o deslocamento máximo encontrado com deslocamentos e tensões do sistema em MEF, de modo a estimar a vida em fadiga da haste e, se necessário, reprojeta-la para evitar a necessidade de substituição. De modo inverso, valores para amplitude máxima das vibrações podem vir de critérios para falhas por fadiga, por exemplo, o que levaria à quantificação do amortecimento a ser introduzido. Outra conclusão a que se pode chegar observando a equação 2.13 é que o aumento da rigidez da haste pode ser vantajosa, no sentido de reduzir o amortecimento necessário para manter a amplitude de vibrações em um determinado valor.

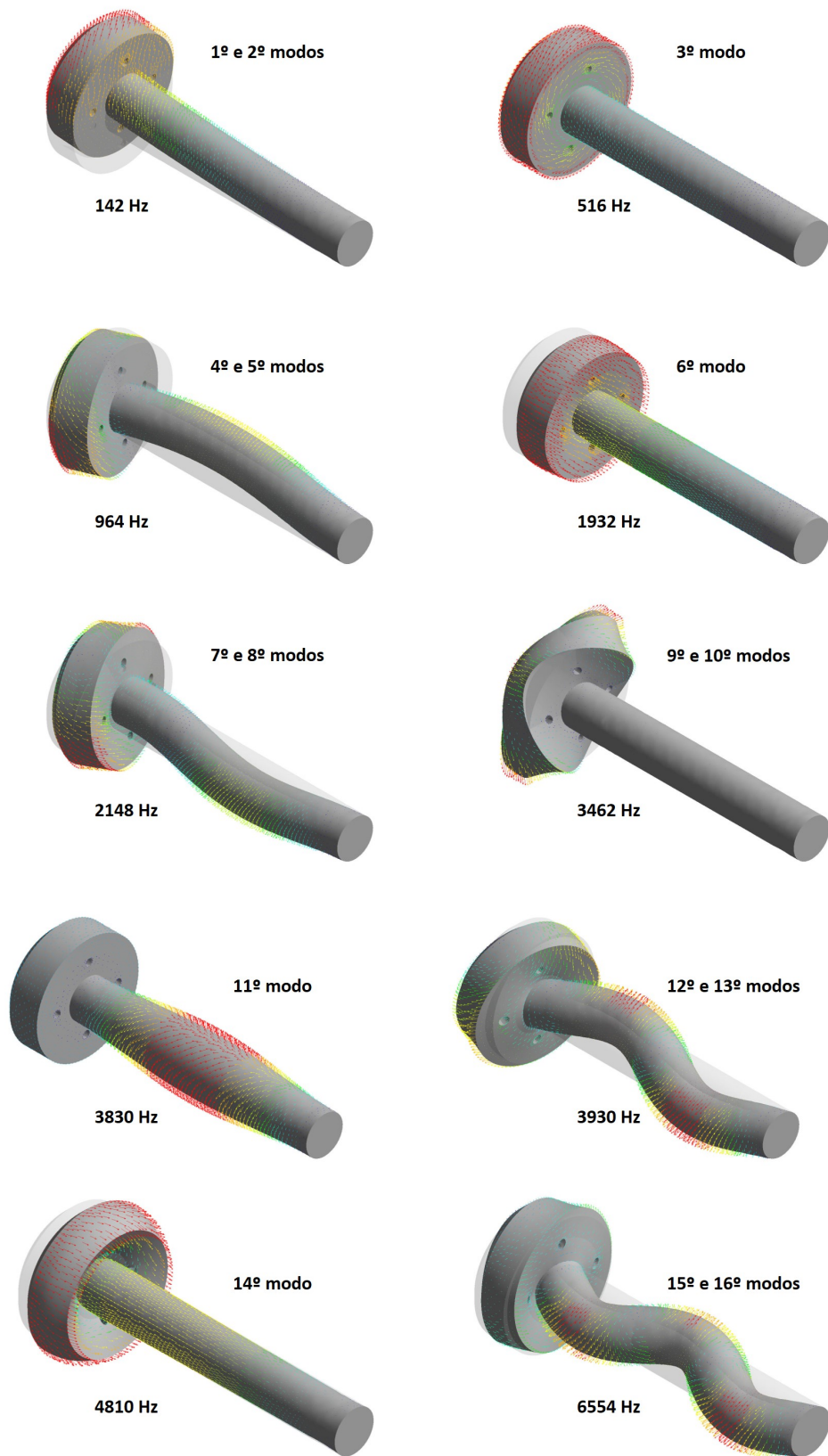


Figura 4.18: Modos de vibração da haste.

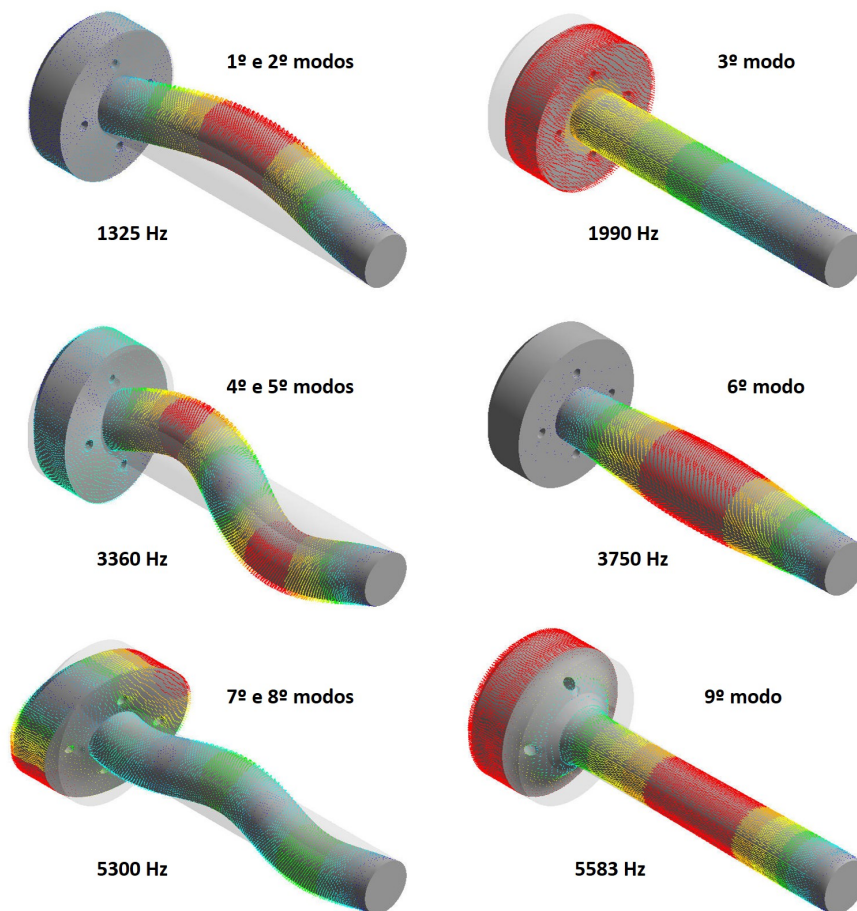


Figura 4.19: Modos de vibração da haste considerando deslocamentos nulos em y e z na parede do disco.

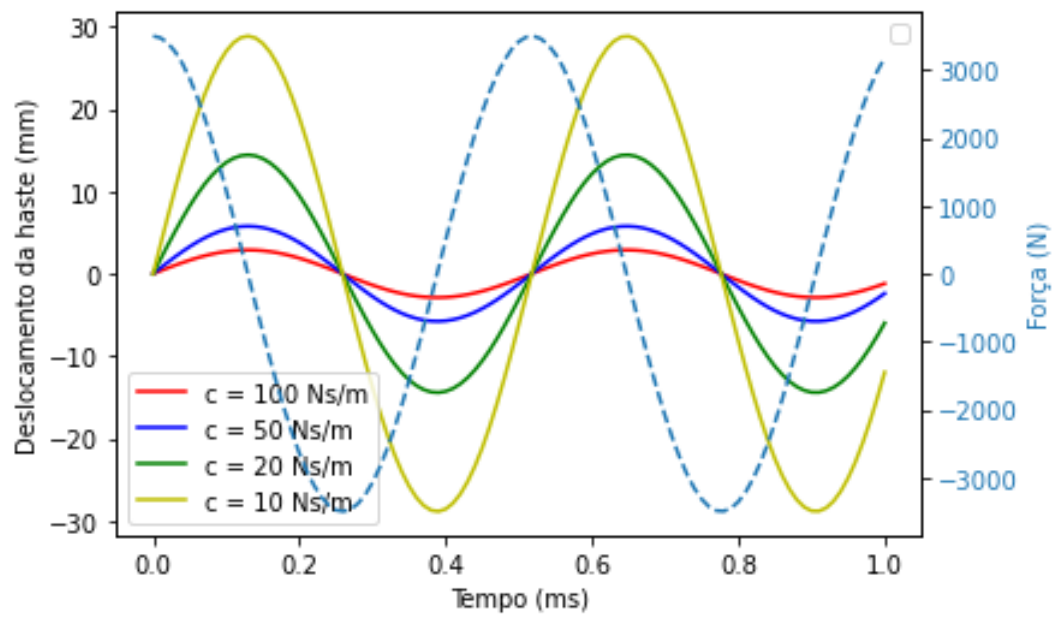


Figura 4.20: Deslocamentos axiais da haste ao longo do tempo para o caso de vibração autoinduzida (acoplamento).

Neste trabalho, um modelo de válvula foi analisado em diferentes aberturas e razões de pressão a partir de modelos computacionais para a simulação do escoamento e do comportamento dinâmico. Dos desenvolvimentos aqui apresentados, pode-se concluir que:

- As condições reportadas na bibliografia que tornam a operação da haste suscetível a vibrações, com baixos valores de razão de pressões (RP) e razão de abertura (RA), foram verificadas.
- Não foi possível obter um método capaz de prever a ocorrência ou não de vibrações na haste para todas as condições de operação, porém, foi possível levantar fatores que favorecem sua ocorrência, como presença de assimetrias e velocidades altas na entrada de vapor.
- Uma relação entre o amortecimento da haste e a amplitude de vibração autoinduzida, em caso de sua ocorrência, foi identificada para um sistema massa-mola representativo. Deste modo, é possível relacionar deslocamentos toleráveis, tensões ou mesmo a vida em fadiga da haste com o amortecimento estimado ou introduzido no projeto do sistema.
- O coeficiente de vazão obtido pelas simulações apresentou valores que dependem principalmente da geometria e de RA, o que sugere que este parâmetro pode ser usado para a comparação de válvulas que operam em condições diferentes de RP e vazão.

Como perspectivas de continuidade para este trabalho, alguns pontos podem ser levantados como melhorias na análise feita:

- Uma estimativa do amortecimento estrutural da haste, de seu sistema de acionamento ou de ambos pode auxiliar na prevenção de falhas por vibração e no projeto da haste.
- Simulações com interação fluido-estrutural podem ser úteis na previsão da ocorrência de vibrações autoinduzidas e na melhoria da estimativa de força aplicada na condição de acoplamento, visto que o método atual considera a flutuação de pressões no caso rígido.
- Dados de simulações podem ser utilizados para o desenvolvimento de um método analítico que inclua o valor da razão de abertura RA ou fatores geométricos no cálculo do coeficiente de vazão.

6.1 Apêndice A: modelo da válvula

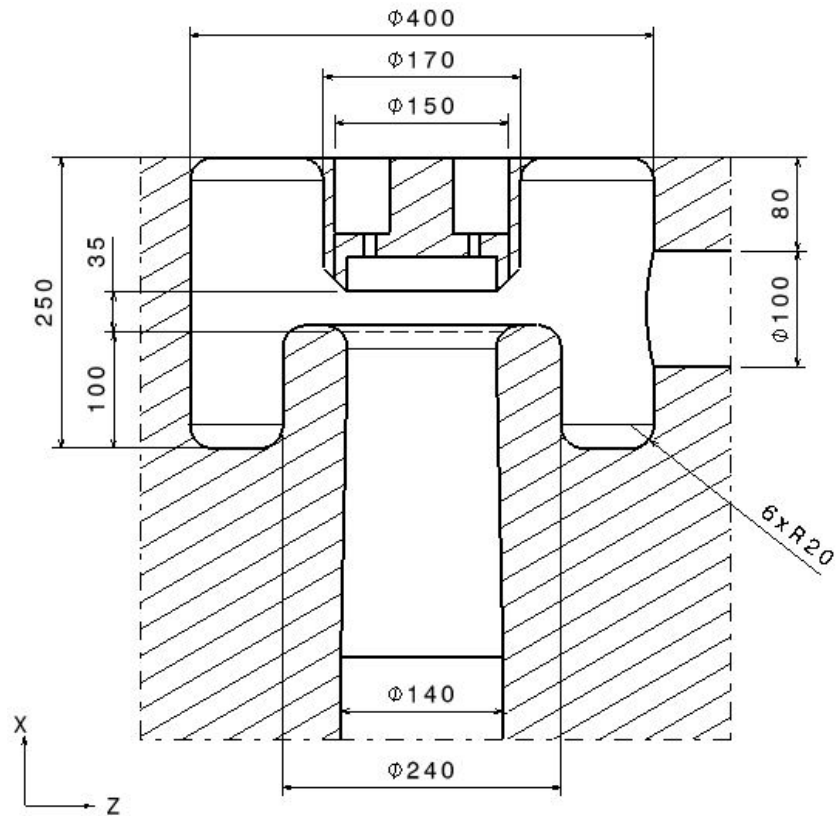


Figura 6.1: Vista frontal do modelo de válvula estudado.

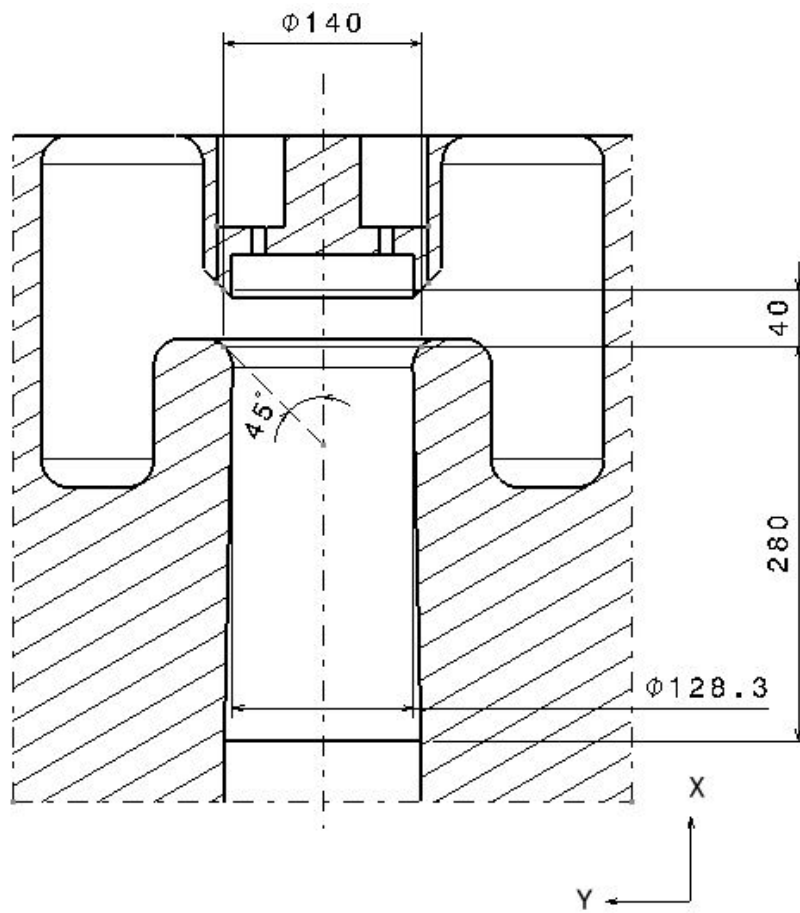


Figura 6.2: Vista lateral do modelo de válvula estudado

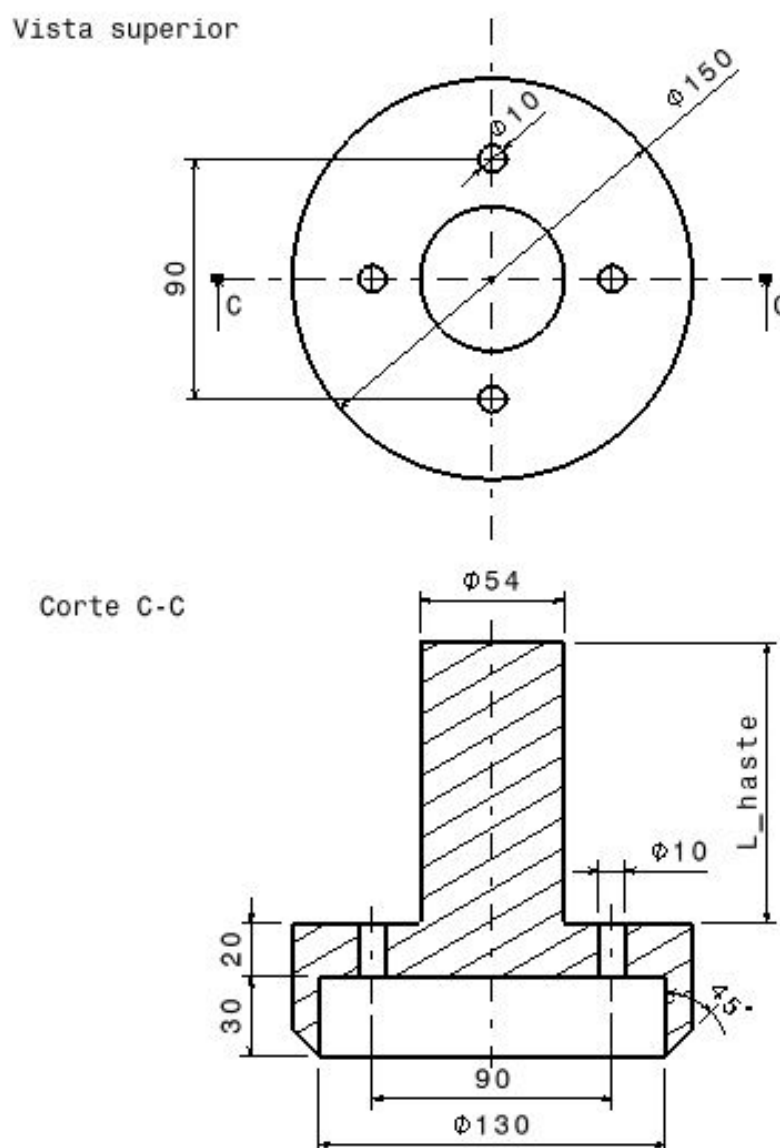


Figura 6.3: Vista em seção e superior da haste do modelo ($L_{haste} = 350$ mm).

6.2 Apêndice B: código em Python para a criação dos gráficos de PR x η x Vazão

```

1 | # Jorge Lucas Coelho Barbosa
2 | #Script para auxiliar na definicao das condicoes de operacao
3 | #de turbinas a vapor
4 | # O script calcula o Flow Coefficient para uma combinacao
5 | #de valores de P_total_outlet e P_est_outlet (em outras palavras,
6 | # a razao de pressoes e o coeficiente de perda de pressao total) e
7 | #compara com um valor experimental, se desejado.

```

```

8 # Assim, criamos um mapa que identifica combinacoes dessas pressoes
9 #que tornem o FC compativel com o medido em experimentos.
10 #Script baseado nos dados e equacionamento do artigo
11 # Investigation on flow characteristics
12 #and stability of control valves
13 #for steam turbines
14 #(Liu, G., Wang, S., Guo, H., Mao, J., Feng, Z., Xiaowei, X.)
15 import math
16 import numpy as np
17 import matplotlib.pyplot as plt
18
19 #=====Entradas:
20 P01 = 140e5 #inlet total pressure (Pa)
21 vlift = 40/140*100 # (%) de abertura da valvula = h_abertura/Dm*100
22 Dm = 0.14 #seat diameter
23 D2 = 0.14 #outlet diameter
24 Am = math.pi*Dm**2/4 #seat area
25 A2 = math.pi*D2**2/4 #outlet area
26 gamma = 1.3 #1.3 #Cp/Cv para vapor superaquecido
27 Ni01 = 0.02433#Ni01 (sp.vol. at P01=140 bar and T01 = 540 C ) [m /kg]
28 # Ni12 = Sera funcao de P02. #Ni1'(sp.vol. at P02 and T01) [m /kg]
29 # Ni01 = ZRT/P01 => 0.0243 = ZRT/140 => ZRT = 3.4
30 # Ni12 = 3.4/P02
31 #aprox. para calcular Ni12
32 T01 = 540 + 273.15 #T01 (inlet total) [K]
33 T2 = 540 + 273.15 #T2 [K]
34 eps_crit = ((2/(gamma+1)))**((gamma/(gamma-1))) #critical P ratio,
35 #Calculado a partir de gamma
36
37 #=====Entrada dos arrays de pressoes P02 e P2:
38 P_step=0.5e5
39 P02 = np.arange(28e5,140e5,P_step) #Faixa desejada de pressoes
40 P2 = np.arange(28e5,140e5,P_step)
41 # gera os arrays da raz o de pressoes epsilon (P2/P01) e
42 # da perda de pressao total eta (P01-P02)/P01
43 eta = (P01-P02)/P01
44 epsilon = P2/P01
45
46 #=====Valor experimental de referencia para a curva de
47 #FC x abertura
48 abertura_vazao_max = 14.3 #13.21 #valor experimental de abertura(%)
49 # no qual a vazao torna-se constante
50 Fc_max_ref = 0.2 #Valor maximo de FC medido (ou simulado)
51 inclinacao = Fc_max_ref/abertura_vazao_max
52 if vlift < abertura_vazao_max:
53     Fc_exp = inclinacao*vlift
54 else:
55     Fc_exp = Fc_max_ref

```

```

56 #=====Calculo do Flow Coefficient (Fc)
57 #e comparacao com o experimental
58 const_gamma = (2/(gamma+1))*((gamma+1)/(gamma-1)) #const. auxiliar
59 raiz_Gc = (gamma*P01/Ni01*const_gamma)**0.5 #eh uma constante
60 raiz_G = (gamma*(P02/(3.4e5/P02))*const_gamma)**0.5#varia com P02
61 Bc = (1-(((P2/P01)-eps_crit)/(1-eps_crit))**2)**0.5
62 #constante para o calculo da vaz o teorica Gc
63 for k in range(np.size(P2)):
64     if epsilon[k] < eps_crit:
65         Bc[k] = 1
66 B_linha = np.zeros((np.size(P02),np.size(P2))) #inicia B_linha
67 Fc = np.zeros((np.size(P02),np.size(P2))) #inicia Fc(Flow Coeff)
68 #como um array do tamanho P02xP2
69 G = np.zeros((np.size(P02),np.size(P2)))
70 Gc = np.zeros((np.size(P02),np.size(P2)))
71 delta_exp = np.zeros((np.size(P02),np.size(P2)))
72 for i in range(np.size(P02)):
73     for j in range(np.size(P2)):
74         if P02[i] > P2[j]:
75             B_linha[i,j]=\
76                 (1-(((P2[j]/P02[i])-eps_crit)/(1-eps_crit))**2)**0.5
77             #B_linha depende da diferenca entre P2 e P02
78             if P2[j]/P02[i] < eps_crit: #para B_linha =1
79                 #se eps_linha>eps_crit
80                 B_linha[i,j] = 1
81                 G[i,j] = (A2*B_linha[i,j]*raiz_G[i])
82                 #raiz_G[i], funcao de P02
83                 Gc[i,j] = (Am*Bc[j]*raiz_Gc)
84                 #Bc eh funcao de j, depende de P2
85                 Fc[i,j] = G[i,j]/Gc[i,j]
86                 delta_exp[i,j] = np.abs((Fc[i,j] - Fc_exp)/Fc_exp)
87             else:
88                 delta_exp[i,j] = np.nan
89                 Gc[i,j] = np.nan
90                 G[i,j] = np.nan
91                 Fc[i,j] = np.nan
92                 #observa quando houve um desvio grande em relacao
93                 #aos dados experimentais, se desejado
94 #end loop
95
96 #=====Grafico 1:
97 #vazao como funcao da razao de P. e perda de P. total
98 xv2,yv2 = np.meshgrid(eta,epsilon)
99 plt.figure(1)
100 plt.pcolor(xv2,yv2,np.transpose(G),cmap='Reds_r')
101 #,vmin=delta_exp_min, vmax=delta_exp_max)
102 # plt.plot(0.0042761,0.995,'w+') #Plota um ponto de interesse,
103 #no caso FC=0.38 G = 14

```

```

104 # plt.plot(0.0092761,0.99,'w+') #FC=0.27, G=14
105 cbar=plt.colorbar()
106 cbar.set_label('Vaz o [kg/s]', rotation=270, fontsize=8)
107 plt.xlabel('Perda de press o total')
108 plt.ylabel('Raz o de press es ')
109 aux=plt.contour(xv2, yv2, np.transpose(G), 8,
110                 colors='k',
111                 # negative contours will be dashed by default
112                 )
113 #plt.clabel(contour_set, inline=1, fmt='%1.1f', fontsize=14)
114 plt.clabel(aux, fontsize=9, inline=1)
115 #plt.title('Vazao como fun o da
116 #razao de pressoes e perda total')
117 # Fim do primeiro grafico
118
119 #=====Grafico 2:
120 #FC como funcao da razao de P. e perda de P. total
121 xv2,yv2 = np.meshgrid(eta,epsilon)
122 plt.figure(2)
123
124 plt.pcolor(xv2,yv2,np.transpose(Fc),cmap='Reds_r')
125 #,vmin=delta_exp_min, vmax=delta_exp_max)
126 # plt.plot(0.0042761,0.995,'w+')
127 #Plota um ponto de interesse, no caso FC=0.38 G = 14
128 # plt.plot(0.0092761,0.99,'w+') #FC=0.27, G=14
129 cbar=plt.colorbar()
130 cbar.set_label('FC', rotation=270)
131 plt.xlabel('Perda de pressao total')
132 plt.ylabel('Razao de pressoes')
133
134 aux=plt.contour(xv2, yv2, np.transpose(Fc), 8,
135                 colors='k',
136                 # negative contours will be dashed by default
137                 )
138 plt.clabel(aux, fontsize=9, inline=1)
139 #plt.title('FC como funcao da razao de pressoes e perda total')
140 # Fim do segundo grafico
141
142 #=====Grafico 3, com o
143 #mapa da diferenaa entre o valor calculado para FC e
144 # um valor experimental para a curva de FCxRA.
145 # xv,yv = np.meshgrid(P02,P2) #Para plotar em funcao de P2 e P02
146 # plt.figure(3)
147 # plt.pcolor(xv2,yv2,np.transpose(delta_exp),cmap='Reds_r')
148 #,vmin=delta_exp_min, vmax=delta_exp_max)
149 # cbar=plt.colorbar()
150 # cbar.set_label('Desvio em rela o ao valor experimental',
151                 rotation=270)

```

```
152 # # plt.xlabel('Outlet total pressure[bar]')
153 #Para plotar em fun o de P2 e P02
154 # # plt.ylabel('Outlet static pressure[bar]')
155 # plt.xlabel('Perda de pressao total')
156 # plt.ylabel('Razao de pressoes')
157
158 # aux=plt.contour(xv2, yv2, np.transpose(delta_exp), 6,
159 #                 colors='k',
160 #                 negative contours will be dashed by default
161 #                 )
162 # plt.clabel(aux, fontsize=9, inline=1)
163 #plt.title('Desvio em
164 #relacao ao valor experimental do coeficiente de vazao')
```


BIBLIOGRAFIA

- Anderson, J. (2011). *Fundamentals of Aerodynamics*. McGraw-Hill, 5 edition.
- Ansys (2011). *Ansys CFX-Solver Theory Guide*. Ansys, 1 edition.
- Ansys (2013). *ANSYS Mechanical APDL Theory Reference*. Ansys, 15 edition.
- Bianchini, C., Da Soghe, R., Cosi, L., and Imparato, E. (2015). Numerical Analysis of Unsteady Loads on a Steam Turbine Double Seat Control Valve.
- Bolin, C. and Engeda, A. (2015). Analysis of flow-induced instability in a redesigned steam control valve. *Applied Thermal Engineering* 83, pages 40–47.
- Bulloch, J. and Callagy, A. (1998). Malfunctions of a Steam Turbine Mechanical Control System. *Engineering Failure Analysis* 5 (3), pages 235–240.
- Craig, R. and Kurdila, A. (2006). *Fundamentals of Structural Dynamics*. John Wiley Sons, 2 edition.
- das Minas e Energia, M., de Planejamento e Desenvolvimento Energético, S., and de Pesquisa Energética, E. (2007). Matriz energética e elétrica 2030.
- Domnick, C., Bera, F., Brillert, D., and Musch, C. (2016). Modification of a Steam Valve Diffuser for Enhanced Full Load and Part Load Operation Using Numerical Methods. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering* 60(3), pages 185–192.
- EPE (2020). Matriz energética e elétrica. <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acessado em: 14/08/2020.
- Hardin, J., Kushner, F., and Koester, S. (2003). Elimination of flow-induced instability from steam turbine control valves. *Proc. of the 32nd Turbomachinery Symposium*,, pages 99–108.
- Lemos, G. (2015). *Efeito da Temperatura de Revenido na Microestrutura e nas Propriedades Mecânicas em Alta Temperatura do Aço X22CrMoV12-1*. PhD thesis, Universidade Federal de Santa Catarina - Programa de Pós-graduação em Engenharia de Materiais.

- Liu, G., Wang, S., Guo, H., Mao, J., Feng, Z., , and Xiang, X. (2008). Investigation on flow characteristics and stability of control valves for steam turbines. *ASME Conference Proceedings*, 2008(43154), pages 811–820.
- Madenci, E. and Guven, I. (2015). *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS®*. Springer, 2 edition.
- Moran, M. and Shapiro, H. (1988). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley Sons, 5 edition.
- Sarkar, D. K. (2015). *Thermal Power Plant - Design and Operation*. Elsevier, 1 edition.
- Sors, F. and Holm, P. (2010). *Development of Steam Turbine Inlet Control Valve for Supercritical Pressure at Siemens Industrial Turbomachinery AB*. PhD thesis, Linköping University.
- Viscondi, G., Ferreira, A., da Silva, A., and da Cunha, K. (2016). *Série Termoeletricidade em foco - Uso de água em termoeletricas*. IEMA - Instituto de Energia e Meio Ambiente, 1 edition.
- Wakil, M. (1988). *Power Plant Technology*. McGraw-Hill, 2 edition.
- Wang, P. and Liu, Y. (2017). Unsteady flow behavior of a steam turbine control valve in the choked condition: Field measurement, detached eddy simulation and acoustic modal analysis. *Applied Thermal Engineering* 117, pages 725–739.
- Yonezawa, K., Ogawa, R., Ogi, K., Takino, T., Tsujimoto, Y., Endo, T., Tezuka, K., Morita, R., and Inada, F. (2012). Flow-induced vibration of a steam control valve. *Journal of Fluids and Structures* 35, pages 76–88.
- Yu, J., Liu, P., and Li, Z. (2019). Hybrid Modelling of a High-Pressure Control Valve of a Steam Turbine at Off-Design Modes Using First-Principle Mechanism and Operational Data . *Chemical Engineering Transactions*, Vol. 76, pages 589–594.
- Zheng, J., Ju, Y., and Zhao, X. (2014). Influence of pore structures on the mechanical behavior of low-permeability sandstones: numerical reconstruction and analysis. *International Journal of Coal Science and Technology*, 1(3):329–337.
- Çengel, Y. and Boles, M. (2006). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill, 5 edition.