



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo**

**ALLAN KIYOSHI HAMAMOTO**

**ANÁLISE DE FORÇAS HIDRODINÂMICAS EM  
COMPORTAS DO TUBO DE SUCÇÃO EM TURBINAS  
BULBO**

**CAMPINAS**  
**2023**

**ALLAN KIYOSHI HAMAMOTO**

**ANÁLISE DE FORÇAS HIDRODINÂMICAS EM  
COMPORTAS DO TUBO DE SUÇÃO EM TURBINAS  
BULBO**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil, na área de Recursos Hídricos, Energéticos e Ambientais.

**Orientador: Prof. Dr. José Gilberto Dalfré Filho**

**Coorientador: Prof. Dr. Paulo Vatavuk**

**ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO ALLAN KIYOSHI HAMAMOTO E ORIENTADA PELO PROF. DR. JOSÉ GILBERTO DALFRÉ FILHO.**

**CAMPINAS**

**2023**

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

H171a Hamamoto, Allan Kiyoshi, 1991-  
Análise de forças hidrodinâmicas em comportas do tubo de sucção em turbinas bulbo / Allan Kiyoshi Hamamoto. – Campinas, SP : [s.n.], 2023.

Orientador: José Gilberto Dalfré Filho.

Coorientador: Paulo Vatauvuk.

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo.

1. Turbinas hidráulicas. 2. Fluidodinâmica computacional. 3. Comportas. I. Dalfré Filho, José Gilberto, 1976-. II. Vatauvuk, Paulo, 1960-. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo. IV. Título.

Informações Complementares

**Título em outro idioma:** Analysis of hydrodynamic forces in draft tube gates of bulb turbines

**Palavras-chave em inglês:**

Hydro turbines

Computational fluid dynamics

Hydraulic gates

**Área de concentração:** Recursos Hídricos, Energéticos e Ambientais

**Titulação:** Mestre em Engenharia Civil

**Banca examinadora:**

José Gilberto Dalfré Filho [Orientador]

Edevar Luvizotto Junior

Cristiano Poletto

**Data de defesa:** 29-05-2023

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Civil

**Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a)**

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0009-0005-8724-2970>

- Currículo Lattes do autor: <https://lattes.cnpq.br/3613926441426829>

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA CIVIL, ARQUITETURA E  
URBANISMO**

**ANÁLISE DE FORÇAS HIDRODINÂMICAS EM COMPORTAS  
DO TUBO DE SUCÇÃO EM TURBINAS BULBO**

**Allan Kiyoshi Hamamoto**

**Dissertação de Mestrado aprovada pela Banca Examinadora, constituída por:**

**Prof. Dr. José Gilberto Dalfré Filho  
Presidente e Orientador/Universidade Estadual de Campinas**

**Prof. Dr. Edevar Luvizotto Junior  
Universidade Estadual de Campinas**

**Prof. Dr. Cristiano Poletto  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul**

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no SIGA/Sistema de Fluxo de Dissertação/Tese e na Secretaria do Programa da Unidade.

Campinas, 29 de maio de 2023

## **AGRADECIMENTOS**

A Deus, pela vida e por toda graça concedida.

Aos meus pais, Paulo e Margarete, e aos meus irmãos, Kenji e Tamie, que sempre foram exemplos de dedicação, trabalho e honestidade.

À minha esposa Izabelle, que me deu apoio em todo o desenvolvimento deste trabalho e teve compreensão nos momentos de ausência devido à dedicação a esta pesquisa.

Ao Professor Dr. Paulo Vatauvuk, pela paciência, por todo suporte e orientação do início ao fim deste trabalho, sempre muito prestativo.

Ao Professor Dr. José Gilberto Dalfré Filho, por ter aceitado ser meu orientador e por toda a ajuda e orientação.

Ao Professor Edevar Luvizotto Junior, pelas aulas de transitórios e pelos comentários de melhoria no trabalho.

A todos os professores e a equipe da FECFAU, que deram apoio nesta jornada.

Ao Professor MSc. Afonso Pedrazzi, por toda orientação profissional e pessoal, que me entusiasmou a estudar hidráulica.

Ao Ticao Siguemoto, por toda orientação profissional e por flexibilizar o horário de trabalho, o que me permitiu fazer as disciplinas.

À Bardella Industrias Mecânicas, pela disponibilização dos dados para o desenvolvimento desta pesquisa.

Ao Laboratório de Simulação Computacional (LSC) do Parque Tecnológico São José dos Campos, em especial ao amigo Alex e à Dra. Rubiane, que me deram suporte no uso do Ansys e do Cluster para o desenvolvimento desta pesquisa.

A todos que fizeram parte desta jornada, muito obrigado!

## RESUMO

As usinas hidroelétricas são de fundamental importância para o desenvolvimento nacional, sendo esse o principal meio de geração de energia elétrica no Brasil. Contudo, os impactos ambientais gerados pelas grandes usinas vêm sendo alvo de críticas devido à grande área alagada. Diante desse cenário, a concepção de usina a fio de água vêm sendo largamente utilizada, pois, nesse conceito, a área alagada é reduzida. Junto com essa concepção de usina, a utilização de turbinas do tipo bulbo está cada vez mais frequente, uma vez que esse tipo de turbina trabalha com grandes vazões e cargas relativamente baixas. Nesse novo cenário, as comportas a jusante da turbina estão sendo utilizadas com chapa de face e vedação a montante, o que influencia nos esforços hidrodinâmicos. Portanto, faz-se necessário um estudo mais aprofundado desse tipo de comporta, a fim de garantir a segurança da operação. Este trabalho apresenta um estudo em modelo numérico (CFD) de uma comporta durante o fechamento de emergência. A comporta em questão é do tipo vagão ensecadeira, e está localizada no tubo de sucção a jusante da turbina bulbo. O objetivo é obter os esforços hidrodinâmicos atuantes na comporta. Para isso, foi utilizado o software comercial Ansys CFX para gerar um modelo numérico tridimensional do tubo de sucção, no qual foi inserida a comporta em diversas aberturas. Um dos desafios deste trabalho é estudar a influência do vórtice gerado pela turbina no esforço hidrodinâmico. Para isso, foi realizada uma análise com o efeito de vórtice e outra sem esse efeito, a fim de verificar a influência exclusiva desse tipo de escoamento. Para a validação dos resultados, foi feita uma comparação com medições físicas realizadas durante o comissionamento de uma comporta vagão ensecadeira do tubo de sucção de uma turbina do tipo bulbo. Foi possível concluir neste estudo que os esforços hidrodinâmicos são pequenos em comparação ao esforço de manobra, da ordem de 10%. Foi possível verificar também que os efeitos rotacionais intensificam os esforços hidrodinâmicos.

Palavras-chave: Comporta. Downpull. Uplift. Turbina bulbo. Tubo de sucção. CFD.

## ABSTRACT

Hydropower plants are of fundamental importance to national development, which is the main method of generating electricity in Brazil. However, the environmental impacts generated by large hydropower have been the target of criticism due to the large flooded area. Given this scenario, the concept of low head dam has been widely used, in this concept the flooded area is reduced. Along with this plant design, bulb-type turbines are becoming more frequent, since this type of turbine works with large flows and relatively low heads. In this new scenario, the turbine's downstream gates have been used with the face plate and seal upstream, which influences the hydrodynamic forces. Therefore, is necessary study more about this type of gate, in order to be sure of the safety of the operation. This work presents a numerical model (CFD) study of a gate during emergency closure, the gate is a fixed-wheel gate, located in the draft tube downstream of the bulb turbine. The goal of this work is to obtain the hydrodynamic efforts acting on the gate. For this, the commercial software ANSYS CFX was used, a three-dimensional numerical model of the draft tube was generated, where the gate was inserted in several openings. One of the challenges overcome in this work is the influence of the vortex generated by the turbine on the hydrodynamic forces, for which an analysis was carried out with vortex effects and another without this effect, in order to verify the exclusive influence of this type of flow. To validate the results, a comparison with physical measurements performed during the commissioning test of the gate of the suction tube of a bulb turbine was used. It was possible to conclude in this study that the hydrodynamic forces are small compared to the total vertical lift forces, order of 10%. It was also possible to verify that the rotational effects intensify the hydrodynamic efforts.

Keywords: Hydraulic gate. Downpull. Uplift. Bulb turbine. Draft tube. CFD.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Corte esquemático de uma turbina do tipo bulbo .....	16
Figura 2 – Comporta vagão ensecadeira do tubo de sucção .....	17
Figura 3 – Forças hidrostáticas atuantes na comporta.....	18
Figura 4 – Formação do Downpull .....	19
Figura 5 – Configuração sem formação de Downpull.....	20
Figura 6 – Comporta vagão ensecadeira com paramento e vedação a montante ....	23
Figura 7 – Comporta vagão ensecadeira com paramento e vedação a jusante .....	24
Figura 8 – Trajetórias de partículas em escoamentos unidimensionais, laminar e turbulento .....	30
Figura 9 – Carga hidráulica (H) sobre a comporta .....	33
Figura 10 – Esquema ilustrativo do Downpull .....	34
Figura 11 – Efeitos rotacionais (vórtice) .....	37
Figura 12 – Configuração do experimento em LDV realizado no Laboratório de Máquinas Hidráulicas na Universidade de Laval.....	38
Figura 13 – Resultados de vórtice na seção 5a da Figura 12 .....	39
Figura 14 – Coeficientes de Downpull realizados para comporta com ângulo de 19° .....	41
Figura 15 – Comissionamento da comporta.....	43
Figura 16 – Localização do Winter-Kennedy.....	44
Figura 17 – Comporta em fechamento.....	44
Figura 18 – Modelo de célula de carga instalada no cabo de aço de suspensão do pórtico .....	45
Figura 19 – Gravação simultânea do display da célula de carga e do indicador de posição da comporta .....	45
Figura 20 – Condição de contorno no momento do comissionamento.....	46
Figura 21 – Geometria da comporta utilizada no ensaio de comissionamento .....	47
Figura 22 – Vista interna do tubo de sucção de montante para jusante na fase de obras .....	47
Figura 23 – Vista interna do tubo de sucção de jusante para montante na fase de obras .....	48
Figura 24 – Gráfico de pressão e vazão no teste de comissionamento .....	49
Figura 25 – Medição do esforço de manobra no teste de comissionamento .....	50

Figura 26 – Esforço hidrodinâmico vertical medido no teste de comissionamento ...	51
Figura 27 – Esforço hidrodinâmico vertical com margem de erro .....	54
Figura 28 – Coeficiente de Downpull extraído do teste de comissionamento .....	56
Figura 29 – Malha inicial .....	58
Figura 30 – Camada de prismas próximos à parede.....	58
Figura 31 – Refinamento da malha na região da comporta .....	59
Figura 32 – Vista em corte da malha.....	60
Figura 33 – Estudo de independência de malha do modelo CFD .....	60
Figura 34 – Domínios do modelo .....	61
Figura 35 – Condições de contorno inseridas no modelo .....	62
Figura 36 – Gráfico de vazão medido durante o teste de comissionamento e CFD..	63
Figura 37 – Rotação da turbina medida durante o teste de comissionamento.....	64
Figura 38 – Linhas de corrente para comporta na posição de 20% de abertura.....	66
Figura 39 – Velocidade com a malha mais refinada (M1) .....	66
Figura 40 – Pressão nas paredes do tubo de sucção com a comporta a 20% de abertura.....	67
Figura 41 – Pressão na chapa de face da comporta.....	68
Figura 42 – Baixas pressões observadas na chapa defletora da comporta .....	69
Figura 43 – Pressão na chapa defletora da comporta.....	69
Figura 44 – Resultado de pressão na chapa defletora conforme refinamento de malha .....	70
Figura 45 – Linhas de corrente para comporta na posição de 80% de abertura.....	71
Figura 46 – Pressões nas paredes do tubo de sucção para comporta na posição de 80% de abertura.....	71
Figura 47 – Pressão na chapa de face para comporta na posição de 80% de abertura.....	72
Figura 48 – Pressão no elemento inferior da comporta na posição de 80% de abertura.....	73
Figura 49 - Linhas de corrente para abertura de 20%.....	74
Figura 50 – Pressão nas paredes do tubo de sucção com abertura de 20% sem vórtice.....	74
Figura 51 – Pressão na chapa de face da comporta com abertura de 20% sem vórtice.....	75

Figura 52 – Pressão na chapa defletora da comporta com abertura de 20% sem vórtice.....	76
Figura 53 – Linhas de corrente com abertura de 80% sem vórtice .....	77
Figura 54 – Pressão na parede do tubo de sucção com abertura de 80% sem vórtice .....	78
Figura 55 – Pressão na face de montante da comporta com abertura de 80% sem vórtice.....	78
Figura 56 – Pressão na chapa defletora da comporta com abertura de 80% sem vórtice.....	79
Figura 57 – Ponto de verificação de pressão no tubo de sucção.....	80
Figura 58 – Comparação da pressão obtida por CFD e ensaio de comissionamento .....	82
Figura 59 – Comparação das pressões no eixo de rotação e na parede do tubo de sucção, fluxo com vórtice na abertura de 30%.....	83
Figura 60 – Comparação das pressões no eixo de rotação e na parede do tubo de sucção, fluxo sem vórtice na abertura de 30%.....	83
Figura 61 – Medidas geométricas da vedação frontal.....	95
Figura 62 – Força hidrodinâmica (CFD) corrigida e com a margem de erro .....	99
Figura 63 – Força hidrodinâmica (CFD) corrigida e com a margem de erro com vórtice.....	100
Figura 64 – Comparação da força hidrodinâmica CFD X Ensaio.....	100

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condições de contorno no ensaio de comissionamento .....	48
Tabela 2 – Cálculo das incertezas experimentais .....	52
Tabela 3 – Cálculo do coeficiente de Downpull para cada abertura.....	55
Tabela 4 – Estudo de independência de malha .....	59
Tabela 5 – Parâmetro de entrada no modelo CFD.....	61
Tabela 6 – Vazão de entrada .....	62
Tabela 7 – Componente cilíndrica utilizada como dado de entrada .....	65
Tabela 8 – Pressão no tubo de sucção fluxo com efeitos rotacionais.....	81
Tabela 9 – Pressão no tubo de sucção sem efeitos rotacionais.....	81
Tabela 10 – Valor de esforço vertical hidrodinâmico CFD .....	84
Tabela 11 – Cálculo do tamanho representativo da malha $T_m$ .....	85
Tabela 12 – Downpull em função do tamanho da malha .....	85
Tabela 13 – Cálculo da ordem aparente (J) .....	86
Tabela 14 – Valor de esforço vertical hidrodinâmico CFD .....	87
Tabela 15 – Esforço hidrodinâmico horizontal CFD .....	88
Tabela 16 – Cálculo do atrito de roda principal .....	92
Tabela 17 – Cálculo do atrito de vedação lateral .....	94
Tabela 18 – Somatória dos atritos.....	96
Tabela 19 – Cálculo do esforço hidrodinâmico sem a influência dos atritos com fluxo sem vórtice .....	98
Tabela 20 – Cálculo do esforço hidrodinâmico vertical sem influência do atrito com fluxo com vórtice .....	99

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ARP	Atrito de Roda Principal
AVF	Atrito de Vedação Frontal
AVL	Atrito de Vedação Lateral
CFD	Computational Fluid Dynamics
DES	Detached Eddy Simulation Model
DNS	Direct Numerical Simulation
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
LDV	Laser Doppler Velocimetry
LES	Large Eddy Simulation Model
LSC	Laboratório de Simulação Computacional
MME	Ministério de Minas e Energia
NBR	Norma Brasileira
PDE	Plano Decenal de Expansão de Energia
PIV	Particle Image Velocimetry
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RNG	Renormalization Group
SAS	Scale-Adaptive Simulation
SIN	Sistema Interligado Nacional
SST	Shear Stress Transport
UHE	Usina Hidroelétrica

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	15
1.1	DEFINIÇÃO DE DOWNPULL.....	18
1.2	COMPORTAS HIDRÁULICAS.....	20
2	OBJETIVO.....	25
2.1	OBJETIVO GERAL.....	25
2.2	OBJETIVO ESPECÍFICO.....	25
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	26
3.1	FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD).....	26
3.1.1	Equação da continuidade.....	27
3.1.2	Equação de Navier-Stokes.....	28
3.2	TURBULÊNCIA.....	30
3.2.1	RANS.....	31
3.2.2	LES.....	31
3.2.3	DES.....	31
3.2.4	Modelo de turbulência K-épsilon.....	32
3.3	ESTADO DA ARTE.....	32
4	METODOLOGIA.....	42
5	ENSAIO DE CAMPO.....	43
5.1	CONDIÇÕES DE CONTORNO DO COMISSIONAMENTO.....	46
5.2	RESULTADOS OBTIDOS.....	48
5.2.1	Pressão e vazão.....	49
5.2.2	Esforço hidrodinâmico.....	49
5.2.3	Coeficiente de Downpull.....	54
6	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	57
6.1	GEOMETRIA DO MODELO.....	57
6.2	MALHA.....	57
6.3	CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	60
6.3.1	Análise do escoamento com vórtice.....	63
6.3.2	Análise do escoamento sem vórtice.....	73
6.4	RESULTADOS OBTIDOS.....	79
6.4.1	Pressão.....	79

6.4.2	Esforço vertical .....	84
6.4.3	Esforço horizontal .....	88
7	DIFERENÇAS ENTRE O MODELO FÍSICO E O CFD .....	90
7.1	ENSAIO REALIZADO EM REGIME ESTÁTICO E PERMANENTE .....	90
7.2	ATRITO DE VEDAÇÃO E DE ROLAMENTO .....	90
7.2.1	Cálculo analítico do atrito de roda principal (ARP) .....	91
7.2.2	Cálculo analítico do atrito de vedação lateral (AVL) .....	92
7.2.3	Atrito de vedação frontal (AVF).....	94
7.2.4	Somatória dos atritos .....	96
7.3	EFEITOS ROTACIONAIS GERADOS PELA TURBINA .....	96
8	COMPARAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS .....	98
9	CONCLUSÕES.....	102
10	SUGESTÕES PARA PESQUISAS FUTURAS .....	105
	REFERÊNCIAS .....	106
	APÊNDICE A – IMAGENS DO MODELO CFD PARA TODAS AS ABERTURAS NOS CENÁRIOS COM E SEM VÓRTICE .....	109

## 1 INTRODUÇÃO

O Brasil é um dos maiores geradores de energia hidroelétrica do mundo e detentor de um dos maiores potenciais hidroelétricos tecnicamente aproveitáveis. Segundo o Plano Decenal de Expansão de Energia (PDE 2031) (MME; EPE, 2022), elaborado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE), o consumo total anual de eletricidade no Brasil irá saltar de 563 TWh para 792 TWh em 2031.

A participação das grandes usinas hidroelétricas (UHE) dentro do sistema interligado nacional (SIN), em termos de capacidade instalada, será reduzida de 58% para 51% até 2031, devido ao crescimento de outras fontes renováveis como a eólica, biomassa e as pequenas centrais hidroelétricas.

Apesar da previsão de declínio da representatividade na matriz energética brasileira, as usinas hidroelétricas continuarão sendo a principal fonte de geração de energia elétrica, possuindo fundamental importância para o crescimento do país.

O PDE 2031 ainda prevê a construção de novas usinas hidroelétricas, por exemplo, a usina hidroelétrica de Tabajara e a usina de Bem Querer, ambas no norte do país.

Um dos fatores que contribuíram para que as grandes usinas perdessem representatividade nos planos estratégicos de expansão energética foi o impacto ambiental gerado por essas usinas. É notável que o relevo da região amazônica é, em sua maioria, de planícies. Portanto, para se conseguir um pequeno desnível hidráulico para geração de energia elétrica, é necessário alagar grandes áreas. Um exemplo é o projeto da usina hidroelétrica de São Luiz do Tapajós, altamente criticado pelos ambientalistas.

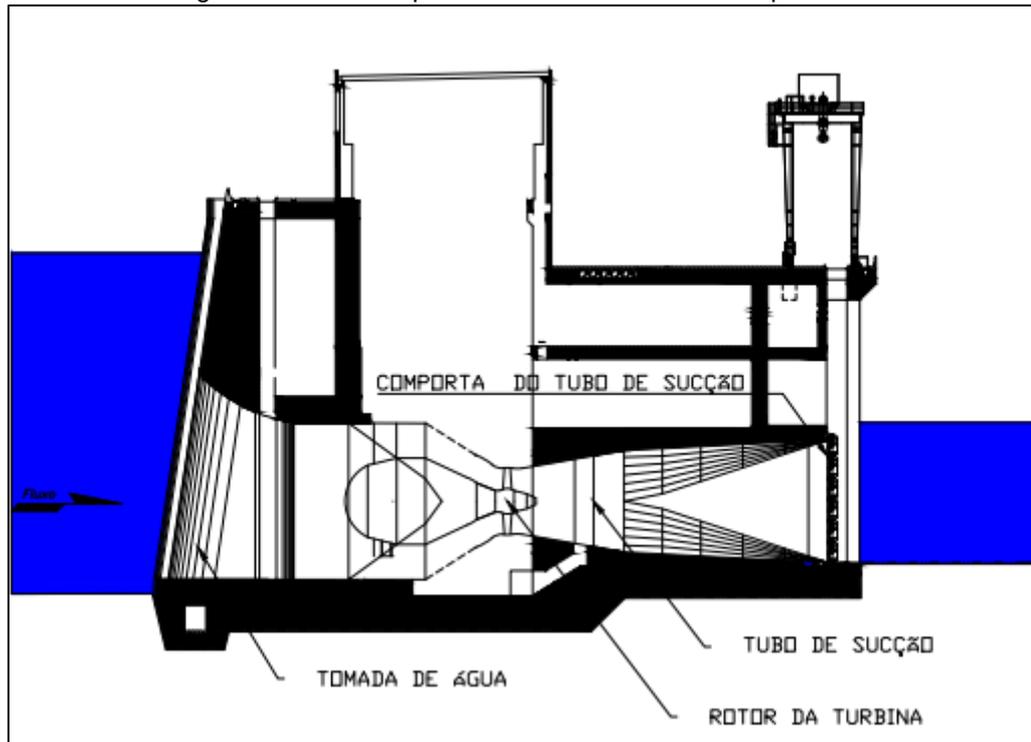
Uma concepção de projeto muito utilizada para reduzir os impactos ambientais é a concepção de usina a fio de água, na qual são adotadas turbinas com menores cargas hidráulicas e maiores vazões.

Como parte dessa concepção, as turbinas do tipo bulbo vêm sendo largamente utilizadas em projetos de usinas hidroelétricas na região norte do país, como é o caso das usinas UHE Jirau, UHE Belo Monte e UHE Santo Antônio.

Em uma turbina do tipo bulbo, representada pela Figura 1, a água do reservatório passa pela tomada de água onde estão implantadas as grades de proteção contra detritos. Em seguida, segue pela estrutura de concreto que possui sua geometria convergente, reduzindo a área de passagem até o bulbo. A vazão da

água é regulada através de um distribuidor que direciona a água às pás do rotor. Após passar pelo rotor, a água sai pelo tubo de sucção, que possui geometria divergente, aumentando a área de passagem a fim de reduzir as velocidades. É no tubo de sucção que está localizada a comporta vagão a ser estudada.

Figura 1 – Corte esquemático de uma turbina do tipo bulbo



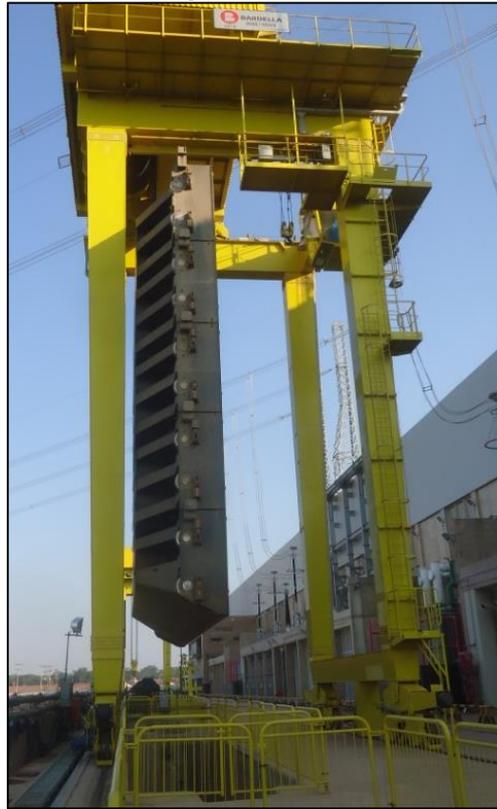
Fonte: próprio autor.

A comporta vagão, instalada no tubo de sucção, tem como principal função o fechamento de emergência, interrompendo o fluxo em situações de falha do distribuidor da turbina.

Normalmente, esse tipo de comporta possui preponderância de fecho, ou seja, o peso próprio da comporta é capaz de cortar o fluxo sem a necessidade de um componente de acionamento externo. Esse é um critério de segurança que permite o fechamento da comporta até mesmo em uma situação de queda de energia elétrica.

Por outro lado, a comporta necessita de um órgão de manobra para que seja possível controlar o tempo de fechamento, a fim de evitar transitórios hidráulicos que possam causar danos à turbina. Normalmente, são utilizados servomotores ou pórticos, conforme apresentados na Figura 2, para o acionamento desse tipo de comporta. A comporta a ser estudada neste trabalho é uma comporta do tipo vagão ensecadeira do tubo de sucção com vedação a montante.

Figura 2 – Comporta vagão ensecadeira do tubo de sucção



Fonte: próprio autor.

Tendo em vista o propósito emergencial da comporta vagão, é fundamental dimensionar corretamente o seu acionamento, garantindo assim o funcionamento adequado, quando solicitado, e a segurança da operação.

Um dos grandes desafios na definição do esforço de manobra é obter os esforços hidrodinâmicos, sendo esse o objetivo de estudo deste trabalho. O esforço hidrodinâmico também é conhecido como Downpull quando tende a “puxar” a comporta para baixo. Quando essa força está no sentido contrário, ou seja, tende a empurrar a comporta para cima, é conhecido como Uplift.

O Downpull pode atingir magnitudes superiores ao peso da comporta, portanto, o seu correto dimensionamento é essencial.

O método tradicional para determinar os valores dos esforços hidrodinâmicos é o teste em modelos hidráulicos reduzidos. Os valores de Downpull são geralmente obtidos em regime permanente, com a comporta parada (NAUDASCHER, 1991 apud MASTRONARDI, 2016, p. 2). No entanto, existe um grande desafio para a determinação dos esforços hidráulicos durante o fechamento de emergência das comportas do tipo vagão, situadas no tubo de sucção de turbinas do tipo bulbo.

Tal desafio se deve ao fato de que há uma interface direta entre a comporta e a turbina. Essa interface gera condições de contorno complexas e incertas, como os efeitos rotacionais conhecidos como swirl (vórtice) e a assimetria do fluxo, o que dificulta o cálculo analítico das forças hidrodinâmicas.

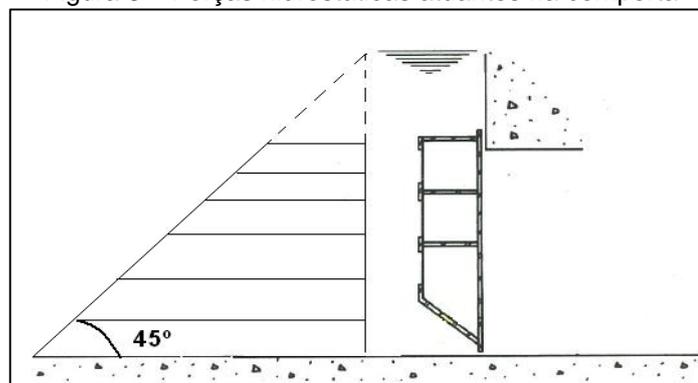
Em ensaios de comportas, é comum a utilização da escala de semelhança de Froude, devido à maior influência das forças gravitacionais. No entanto, para esse tipo particular de comporta e sua proximidade com a turbina, é necessário levar em consideração a influência das forças viscosas, o que requer a aplicação da semelhança do número de Reynolds. Esses requisitos acabam tornando os ensaios complexos e onerosos (LEOTTA; MENEGHINI; GONÇALVES, 2003).

### 1.1 DEFINIÇÃO DE DOWNPULL

Quando uma comporta está fechada, as forças devido ao empuxo hidrostático são caracterizadas por um carregamento trapezoidal, conforme ilustrado na Figura 3, no sentido horizontal. Esse carregamento é função da diferença de pressão entre a montante e a jusante da comporta, que são facilmente determinadas por cálculo analítico (ERBISTI, 2002).

Já com a comporta aberta (ver Figura 4), há o rompimento do equilíbrio hidrostático, reduzindo a pressão local devido ao fluxo de alta velocidade na região do perfil inferior da comporta.

Figura 3 – Forças hidrostáticas atuantes na comporta



Fonte: Erbisti (2002).

Figura 4 – Formação do Downpull



Fonte: adaptado de Erbisti (2002).

Aplicando a equação de Bernoulli entre os pontos 1 e 2:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \quad (1.1)$$

Onde:

$g$  = Gravidade local;

$\gamma$  = Peso específico do fluido;

$p_1$  = Pressão no ponto 1;

$p_2$  = Pressão no ponto 2;

$V_1$  = Velocidade do fluido no ponto 1;

$V_2$  = Velocidade do fluido no ponto 2;

$z_1$  = Altura do ponto 1;

$z_2$  = Altura do ponto 2.

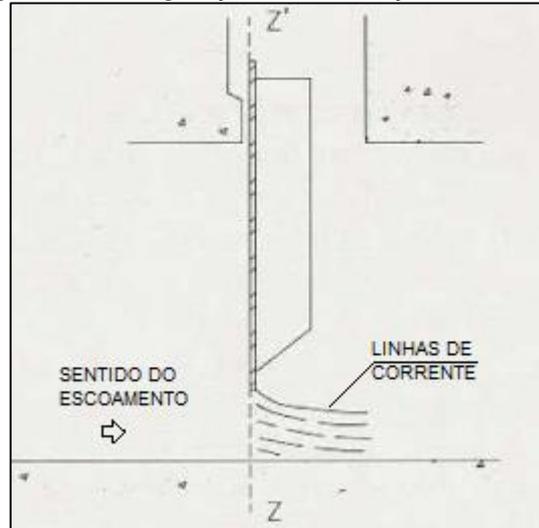
Considerando  $Z_1 = Z_2$ ,  $V_2 = 0$  (ponto de estagnação), temos:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{V_1^2}{2 \cdot g} \quad (1.2)$$

Portanto, há uma diferença de pressão à qual o perfil inferior da comporta está submetido, resultando em uma força vertical para baixo (Downpull).

Em comportas planas com paramento e vedação a montante, não há formação de depressões (ERBISTI, 2002, p. 227), e, portanto, não há formação de forças hidrodinâmicas, conforme representado na Figura 5.

Figura 5 – Configuração sem formação de Downpull



Fonte: adaptado de Erbisti (2002).

Porém, em situações em que a jusante da comporta haja um nível de reservatório constante de grandes dimensões, mantendo a comporta sempre submersa, como no caso de comportas de tubo de sucção, e em situações de geometria em que o ângulo da chapa defletora do perfil inferior seja pequeno, aproximando-se da horizontal, essa consideração de não formação de depressões é questionável e será objeto de estudo deste trabalho.

## 1.2 COMPORTAS HIDRÁULICAS

Comportas são dispositivos mecânicos utilizados para controle de vazão em diversas estruturas hidráulicas e podem ser classificadas de acordo com o seu tipo.

Existem diversos tipos de comportas, sendo os principais: comporta-gaveta; comporta-mitra; comporta-deslizante; comporta cilíndrica; comporta-setor; comporta ensecadeira; comporta *Stoney*; comporta-tambor; comporta-lagarta; comporta-visor; comporta rolante; comporta-telhado; comporta-vagão (ABNT, 2001).

As comportas podem ser classificadas de acordo com sua função:

**Comportas de serviço:** são comportas que operam constantemente e permitem a abertura parcial para controle de vazões.

**Comportas de emergência:** são comportas que operam em uma situação de anomalia e ficam em estado de prontidão para um possível fechamento ou abertura. Elas operam totalmente abertas ou totalmente fechadas.

**Comportas de manutenção:** são comportas destinadas a ensecar uma determinada região para possibilitar a realização de manutenção.

A comporta vagão é geralmente utilizada como uma comporta de emergência. A norma brasileira NBR 7259, de 2001, define comporta vagão como: “Comporta de rolamento, geralmente com paramento plano e que se movimenta em suas guias ou peças fixas sob o fluxo hidráulico, utilizando rodas e roletas de eixos fixos.” (ABNT, 2001, p. 2). Já a comporta ensecadeira é uma comporta de manutenção e é definida como: “Comporta de deslizamento com paramento geralmente plano e vertical, que só pode ser movimentada em suas guias ou peças fixas com pressões hidráulicas equilibradas. [...]” (ABNT, 2001, p. 2).

Existem ainda as comportas do tipo misto, que são compostas por elementos de dois tipos diferentes superpostos (ABNT, 2001). Um exemplo é a comporta vagão ensecadeira, que assume a função de fazer o fechamento de emergência, interrompendo o fluxo. Posteriormente, mantém-se estanque, suportando a carga hidrostática e ensecando uma determinada região para permitir a manutenção.

Os componentes básicos que compõem a comporta vagão e suas respectivas definições, conforme a NBR 7259 (ABNT, 2001), são os seguintes (ver também Figuras 6 e 7):

**Paramento ou chapa de face:** revestimento do tabuleiro responsável pela barragem da água.

**Tabuleiro:** estrutura principal da comporta destinada a suportar as cargas juntamente com o paramento.

**Peças fixas:** componentes fixados ao concreto destinados a guiar o tabuleiro e transmitir a carga ao concreto.

**Soleira:** peça fixa horizontal inferior que serve como apoio do tabuleiro e/ou vedação inferior.

**Frontal:** peça fixa horizontal superior, que serve para proteção do concreto e/ou para formar o quadro de vedação da comporta.

**Vedação:** componente geralmente constituído de perfil de borracha responsável pela estanqueidade.

**Roda:** elemento de rotação que transmite a carga à peça fixa, cuja função é reduzir o atrito entre a comporta e a peça fixa.

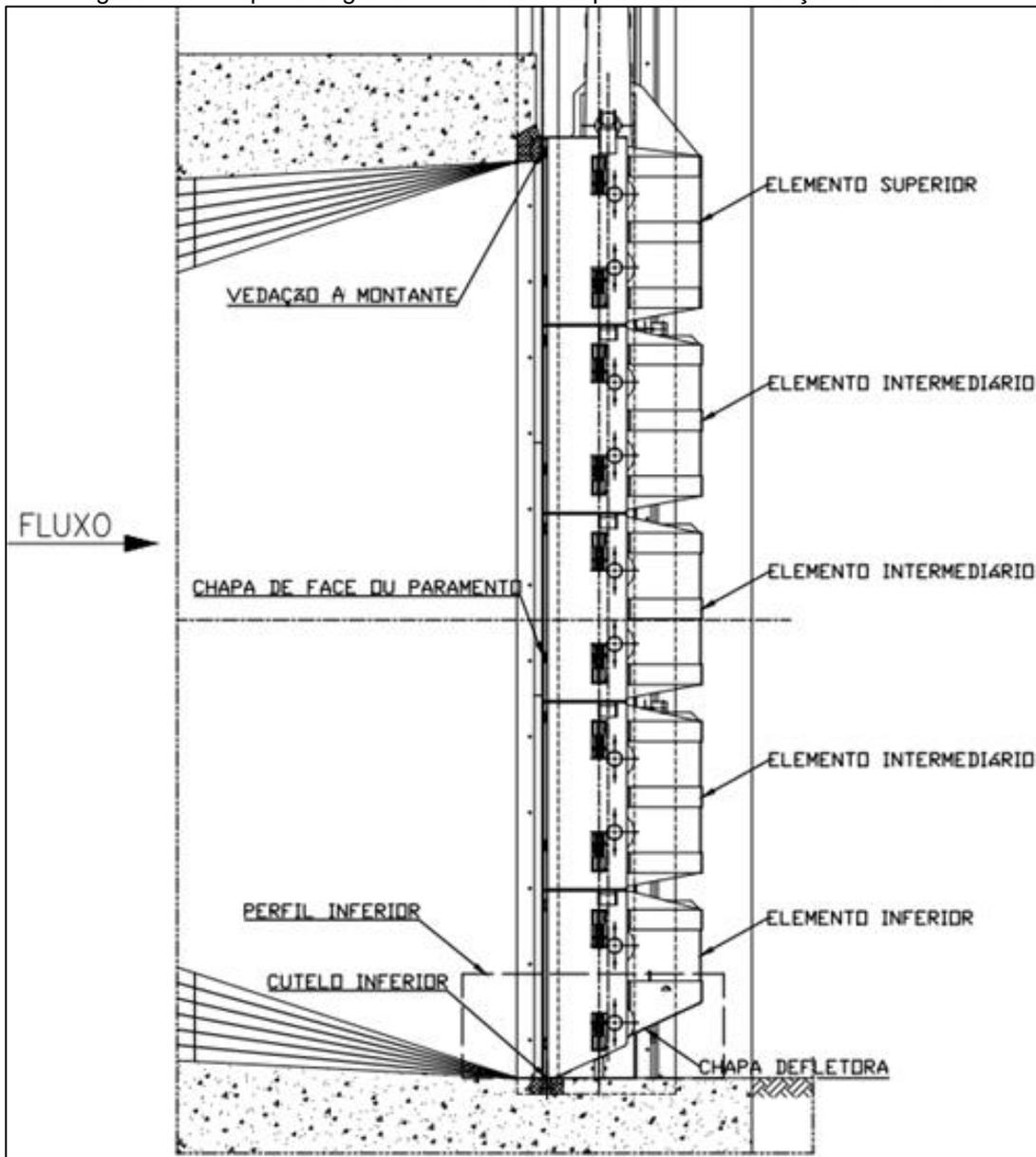
**Cutelo inferior:** elemento inferior contínuo de transmissão de carga à soleira.

**Chapa defletora:** elemento inferior do tabuleiro, convergindo para o cutelo inferior, cuja função principal é melhorar as condições do fluxo sob a comporta.

**Perfil inferior:** conjunto dos elementos inferiores, formado pelo cutelo inferior e pela chapa defletora.

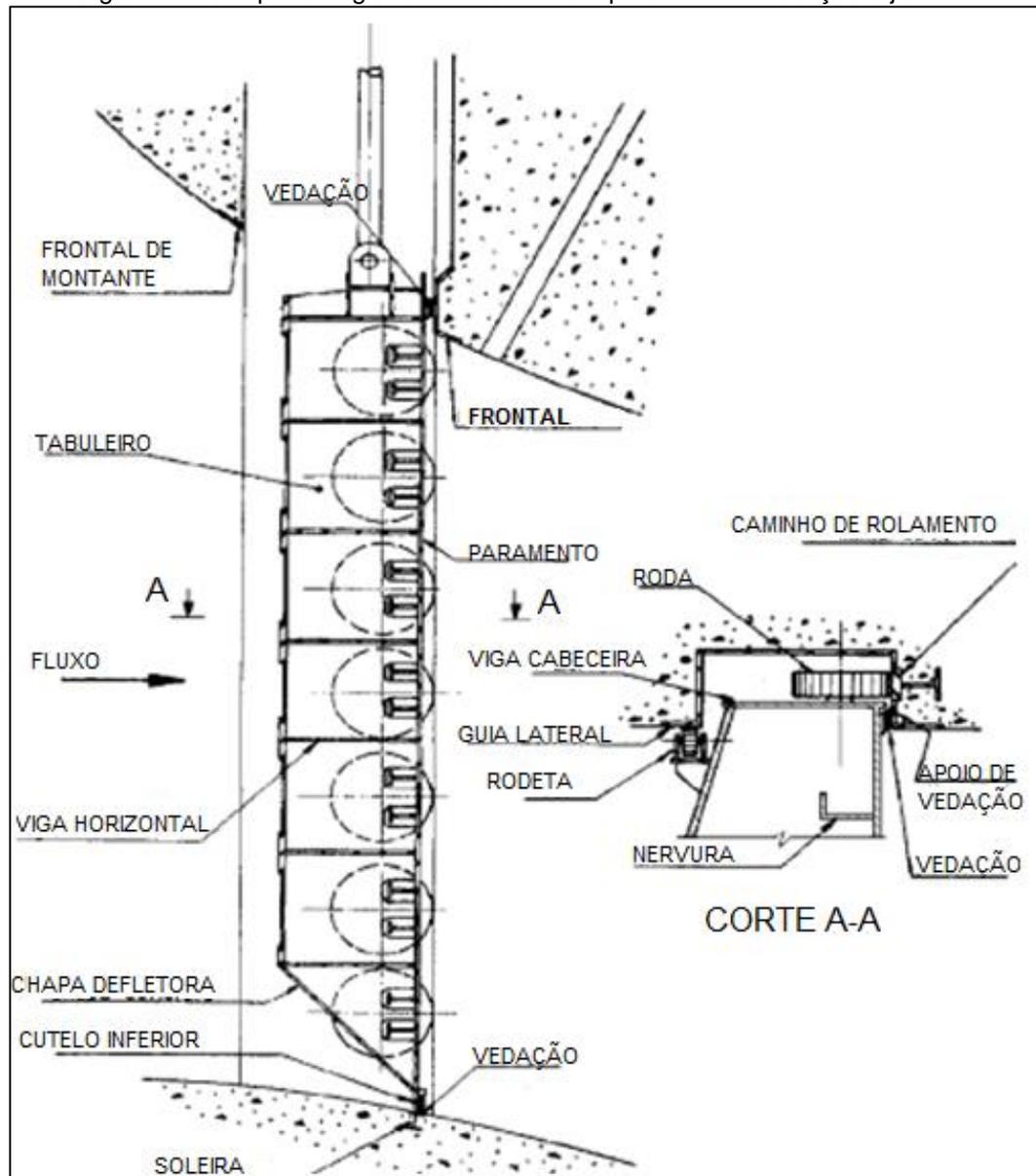
Podemos ainda subdividir as comportas do tipo vagão em dois grupos com relação à concepção do plano de vedação: as de vedação a montante (Figura 6) e as de vedação a jusante (Figura 7). Essa classificação é de extrema importância no estudo de esforços hidrodinâmicos. Quando a vedação está a montante, a carga vertical atuante na comporta é a carga de jusante, enquanto que na vedação a jusante a carga vertical atuante na comporta é a carga de montante.

Figura 6 – Comporta vagão enseadeira com paramento e vedação a montante



Fonte: próprio autor.

Figura 7 – Comporta vagão ensecadeira com paramento e vedação a jusante



Fonte: adaptado da NBR 7259 (ABNT, 2001).

## **2 OBJETIVO**

### **2.1 OBJETIVO GERAL**

O objetivo geral deste trabalho é obter os esforços hidrodinâmicos na comporta vagão ensecadeira do tubo de sucção de turbinas do tipo bulbo, por meio de modelagem e simulação numérica do escoamento.

### **2.2 OBJETIVO ESPECÍFICO**

O objetivo específico deste trabalho é comparar os resultados de esforços hidrodinâmicos obtidos por meio da simulação numérica com os resultados obtidos através de medição in loco, a fim de obter a validação do uso de simulação numérica para obtenção dos valores de Downpull e Uplift para comportas do tipo vagão situadas no tubo de sucção a jusante de turbinas do tipo bulbo.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)

De acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2014), as equações que descrevem o escoamento de fluidos são complexas. Mesmo em casos com simplificações, como em escoamento incompressível e de viscosidade constante, as equações da continuidade (conservação de massa) e as equações de Navier-Stokes (quantidade de movimento) possuem difícil resolução para geometrias complexas. Essas equações são altamente não lineares e, na prática, não há solução analítica para elas.

Portanto, recorre-se ao método numérico para analisar essas equações, a fim de obter soluções aproximadas por meio de cálculos computacionais e, assim, resolver problemas de engenharia com uma precisão aceitável.

Existem fundamentalmente três ferramentas para resolver um problema relacionado a escoamento de fluidos (MALISKA, 1995):

1. Métodos analíticos;
2. Métodos numéricos;
3. Experimentação em laboratório.

O método analítico e o método numérico são classificados como métodos teóricos, visto que ambos visam resolver equações diferenciais. O método analítico, quando aplicável, fornece soluções exatas, portanto, deve ser preferido quando for suficiente para resolver o problema (MALISKA, 1995).

O método analítico é aplicável em situações com hipóteses simplificadoras, o que pode desviar do fenômeno físico real. É comum ser utilizado em casos de geometria e condições de contorno simples. Para o cálculo de forças hidrodinâmicas em comportas, um método analítico tradicional é o método de Naudascher (NAUDASCHER; KOBUS; RAO, 1964).

O método numérico, diferente do método analítico, pode ser aplicado em situações com complexas condições de contorno e geometria, o que o torna um método com inúmeras aplicações. No entanto, segundo Maliska (1995), os resultados numéricos são suscetíveis a erros que podem ser classificados em dois tipos: erros numéricos, oriundos de má resolução das equações diferenciais, e erros matemáticos,

que ocorrem quando as equações diferenciais não representam fielmente os fenômenos físicos em questão.

Os erros numéricos podem ser mitigados com a comparação a um modelo analítico. Essa etapa é denominada de validação numérica. Já a etapa de validação matemática pode ser realizada por meio da comparação dos resultados numéricos com os resultados experimentais físicos, verificando se o modelo matemático corresponde ao fenômeno físico experimental.

O modelo matemático em Computational Fluid Dynamics (CFD, também denominado fluidodinâmica computacional) é definido por meio das equações diferenciais de transporte, que são inseridas como premissas a serem atendidas. Essas equações partem do princípio de conservação de massa, quantidade de movimento e energia.

### 3.1.1 Equação da continuidade

Uma das premissas a serem obedecidas é o princípio da conservação de massa, que pode ser escrita pela equação:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

Onde:

$\rho$  = Massa específica do fluido;

$V$  = Velocidade do fluido;

$t$  = Tempo.

Considerando o escoamento em regime permanente, a equação fica:

$$\frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

Considerando o fluido incompressível, temos:

$$\frac{\partial(Vx)}{\partial x} + \frac{\partial(Vy)}{\partial y} + \frac{\partial(Vz)}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

### 3.1.2 Equação de Navier-Stokes

Considerando um fluido newtoniano, a tensão viscosa é diretamente proporcional à taxa de deformação por cisalhamento. As tensões podem ser expressas em termos de gradientes de velocidade e propriedades do fluido. Inserindo essas tensões na equação do movimento e assumindo a conservação de massa, obtemos a equação de Navier-Stokes (3.4).

Quando aplicada em escoamentos incompressíveis e com viscosidade constante, sua forma passa a ser simplificada. “Esta forma das equações de Navier-Stokes é provavelmente (junto com a equação de Bernoulli) o conjunto de equações mais famoso em mecânica dos fluidos [...]” (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014, p. 265).

$$\begin{aligned} \rho \frac{DVx}{Dt} &= \rho gx - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial Vx}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial Vx}{\partial y} + \frac{\partial Vy}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial Vz}{\partial x} + \frac{\partial Vx}{\partial z} \right) \right] \\ \rho \frac{DVy}{Dt} &= \rho gy - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial Vx}{\partial y} + \frac{\partial Vy}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial Vy}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial Vy}{\partial z} + \frac{\partial Vz}{\partial y} \right) \right] \\ \rho \frac{DVz}{Dt} &= \rho gz - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial Vx}{\partial z} + \frac{\partial Vz}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial Vy}{\partial z} + \frac{\partial Vz}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial Vz}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.4)$$

Onde:

$\rho$  = Massa específica do fluido;

$V$  = Velocidade do fluido;

$t$  = Tempo;

$g$  = Gravidade local;

$\mu$  = Viscosidade do fluido;

$p$  = Pressão.

Nas equações acima, o símbolo  $\frac{D}{Dt}$  representa a derivada total ou material, definida como:

$$\frac{Df}{Dt} = \frac{\partial f}{\partial t} + V_x \frac{\partial f}{\partial x} + V_y \frac{\partial f}{\partial y} + V_z \frac{\partial f}{\partial z} \quad (3.5)$$

Onde  $f$  é uma função escalar qualquer.

Considerando o escoamento incompressível:

$$\text{div}(\vec{V}) = 0 \quad (3.6)$$

A equação fica:

$$\begin{aligned} \rho \frac{DV_x}{Dt} &= \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial V_x}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) \right] \\ \rho \frac{DV_y}{Dt} &= \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial V_y}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) \right] \\ \rho \frac{DV_z}{Dt} &= \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.7)$$

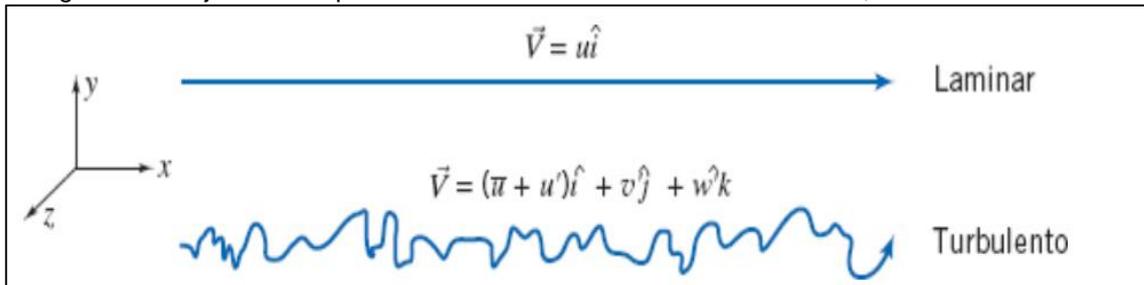
Programas de fluidodinâmica computacional, como Fluent, CFX e STAR-CD, têm sido desenvolvidos para análise das equações de Navier-Stokes em problemas complexos, aplicáveis ao mundo real. A maioria dos casos reais envolve escoamentos turbulentos, nos quais a aplicação direta da equação de Navier-Stokes é impraticável devido à demanda computacional.

Portanto, muitos pesquisadores se dedicaram ao desenvolvimento de modelos de turbulência, a fim de tornar possível a consideração de seus efeitos.

### 3.2 TURBULÊNCIA

O escoamento turbulento é caracterizado por flutuações aleatórias no campo espacial e temporal, como podemos observar na Figura 8:

Figura 8 – Trajetórias de partículas em escoamentos unidimensionais, laminar e turbulento



Fonte: Fox, McDonald e Pritchard (2014).

A velocidade no escoamento turbulento pode ser escrita como:

$$V = \bar{v} + v' \quad (3.8)$$

Sendo  $\bar{v}$  a velocidade média e  $v'$  a flutuação de velocidade em torno da média, aplicáveis às três direções do escoamento ( $x, y, z$ ).

Essas flutuações aleatórias de velocidade e alta frequência dificultam a análise de escoamentos turbulentos. As flutuações de velocidade tridimensionais e aleatórias transportam a quantidade de movimento através das linhas de corrente, o que aumenta as tensões de cisalhamento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

A turbulência é uma característica do escoamento e não do fluido. É um fenômeno altamente difusivo e tridimensional. A turbulência ocorre quando as forças de inércia se tornam significativas perante as forças viscosas, ou seja, em elevados números de Reynolds. Em condutos circulares, a turbulência ocorre com número de Reynolds acima de 2.300 (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

A equação de Navier-Stokes pode ser aplicável a escoamentos turbulentos por meio da Direct Numerical Simulation (DNS, também denominada simulação numérica direta). Porém, a discretização da malha deve permitir que a escala de comprimento e tempo seja menor que a escala de tempo de Kolmogorov (ESCOBAR, 2018), o que, na prática, a torna inaplicável em casos reais de engenharia.

Para que seja possível prever os efeitos da turbulência, sem a necessidade computacional do DNS, e poder aplicar a equação Navier-Stokes em problemas reais, foram criados vários modelos de turbulência como: Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS), Large Eddy Simulation Model (LES) e Detached Eddy Simulation Model (DES).

### **3.2.1 RANS**

Aplicando o procedimento da média temporal nas equações de conservação de massa e quantidade de movimento (Navier-Stokes), os termos transientes são eliminados e surge um novo termo oriundo das interações, denominado tensor de Reynolds. As equações resultantes são conhecidas como Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS). Não há solução analítica para o tensor de Reynolds, sendo necessária a criação de modelos matemáticos para sua determinação.

### **3.2.2 LES**

Large Eddy Simulation Model (LES) é uma técnica utilizada para simular fluxos turbulentos. O raciocínio da técnica LES é a separação entre grandes e pequenas escalas. Segundo a teoria da similaridade de Kolmogorov, os grandes turbilhões do fluxo são dependentes da geometria, enquanto as escalas menores são mais universais. Portanto, as equações resultantes na LES governam a dinâmica de grandes turbilhões, enquanto as escalas menores são calculadas implicitamente. No entanto, a aplicação prática tem mostrado que o uso da LES em escoamentos com elevados números de Reynolds possui um alto custo computacional, o que inviabiliza sua aplicação em diversas situações práticas (ANSYS, 2019).

### **3.2.3 DES**

Detached Eddy Simulation (DES) é uma formulação híbrida da LES e da RANS. Em regiões específicas, como em defletores, pás de turbinas, geometrias complexas e nas demais regiões de camada limite, é empregada a técnica LES. Nas regiões internas, utiliza-se o modelo de turbulência RANS. A aplicação da DES, ou

seja, a combinação da LES e da RANS, proporciona um ganho computacional em comparação com a aplicação exclusiva da LES em todo o modelo (ANSYS, 2019).

### 3.2.4 Modelo de turbulência k-épsilon

Esse é um dos mais empregados modelos de turbulência para simulação. Idealizado por Launder e Spalding no início da década de 1970, sua principal vantagem consiste em possuir duas equações de transporte: uma para a energia cinemática turbulenta ( $k$ ) e outra para a dissipação de energia turbulenta ( $\epsilon$ ). É um modelo proeminente, implementado na maioria dos códigos de CFD, estável e numericamente robusto (ANSYS, 2019).

## 3.3 ESTADO DA ARTE

Não há muitos estudos específicos sobre a força hidrodinâmica em comportas com as condições de contorno proporcionadas pela turbina do tipo bulbo. Entretanto, existem vários estudos sobre o escoamento relacionado à turbina bulbo, um equipamento que sido muito estudado por sua importância econômica, principalmente no Brasil, devido às características hidrográficas favoráveis a esse tipo de turbina.

O escoamento em torno da comporta é proveniente da turbina, portanto, é possível extrapolar as informações do escoamento para analisar o seu impacto na comporta.

As forças hidrodinâmicas podem ser calculadas de forma teórica e genérica pela seguinte equação (Erbisti, 2002):

$$Dp = \gamma \cdot K \cdot A \cdot H \quad (3.9)$$

Onde:

$Dp$  = Força hidrodinâmica vertical para baixo (Downpull);

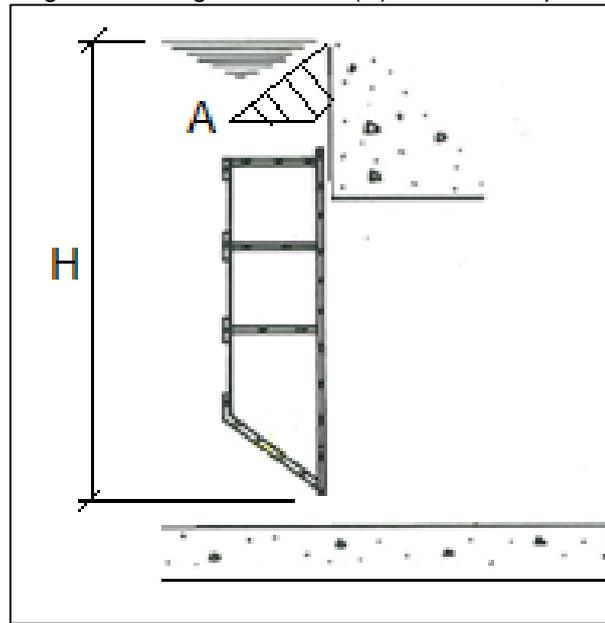
$\gamma$  = Peso específico da água [kN/m<sup>3</sup>];

$A$  = Área de projeção vertical da comporta [m<sup>2</sup>];

$H$  = Carga referida da base da comporta (ver Figura 9) [m<sup>2</sup>];

$K$  = Coeficiente de Downpull.

Figura 9 – Carga hidráulica (H) sobre a comporta

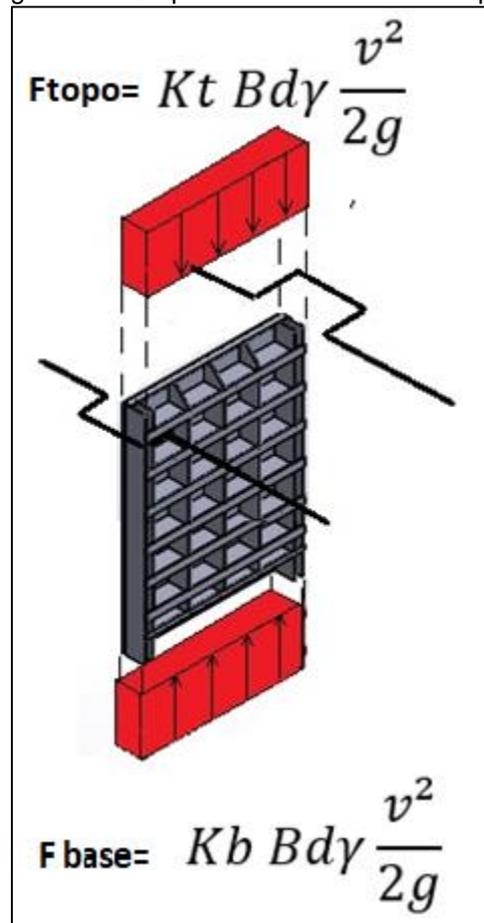


Fonte: adaptado de Erbisti (2002).

Naudascher, Kobus e Rao (1964) foram pioneiros a estudar o efeito do Downpull em comportas. Eles realizaram uma análise das forças hidrodinâmicas em comportas planas de altas cargas e criaram uma metodologia de cálculo teórica baseada em coeficientes experimentais. Em seu trabalho, desenvolveram uma estrutura para generalização de dados experimentais, analisando separadamente os efeitos da geometria e as condições de fluxo. Dessa forma, criaram coeficientes (K) experimentais, a fim de extrapolar o cálculo de Downpull para outros projetos. Sua metodologia de cálculo pode ser resumidamente descrita pela equação abaixo, também representada na Figura 10.

$$Dp = (Kt - Kb)Bdy \frac{v^2}{2g} \quad (3.10)$$

Figura 10 – Esquema ilustrativo do Downpull



Fonte: próprio autor.

Onde:

$D_p$  = Força de Downpull;

$B$  = Largura da comporta;

$\gamma$  = Peso específico da água;

$d$  = Espessura da comporta;

$V$  = Velocidade do jato contraído abaixo da comporta;

$K_t$  = Coeficiente da geometria de topo da comporta;

$K_b$  = Coeficiente da geometria do perfil inferior da comporta.

Durante muito tempo, o cálculo analítico foi a solução encontrada para estimar os valores de esforços hidrodinâmicos, sendo validado pelo modelo hidráulico reduzido. No entanto, o método analítico é dependente de coeficientes experimentais, que nem sempre estão disponíveis para determinadas particularidades, a exemplo do perfil inferior da comporta com a chapa defletora voltada para jusante (Figura 6), concepção que é utilizada em comportas com vedação a montante.

O desenvolvimento acelerado da capacidade computacional nos últimos anos possibilitou o uso mais intenso de ferramentas computacionais para análises numéricas de escoamentos. Essas ferramentas são utilizadas em estudos cada vez mais complexos. Um dos primeiros trabalhos utilizando CFD no estudo das forças hidrodinâmicas em comportas de tubo de sucção foi realizado por Leotta, Meneghini e Gonçalves (2003). Nesse estudo, foi realizada a análise em CFD do escoamento em comportas de emergência instaladas no tubo de sucção de máquinas do tipo Kaplan.

Leotta, Meneghini e Gonçalves (2003) utilizaram simulações numéricas pelo método das características para obter as condições de contorno oriundas dos efeitos transitórios na região da comporta. Foi detectado que o tempo de fechamento da comporta influencia significativamente nos esforços hidrodinâmicos. Foi utilizado como ferramenta o software Fluent. Os autores relatam a formação de esforços de Downpull e Uplift, os quais devem ser controlados seguindo uma lei de manobra bem definida.

Um estudo em CFD aplicado a turbinas hidráulicas do tipo bulbo foi realizado por Coelho (2006). No entanto, o estudo da influência do escoamento na comporta não foi escopo do trabalho. O principal objetivo desse trabalho foi avaliar a capacidade de reproduzir o escoamento turbulento no tubo de sucção de uma turbina bulbo.

Um dos paradigmas desse trabalho foi a complexidade do escoamento devido à rotação introduzida na saída do rotor, que gera vórtice. O software utilizado para a simulação foi o Ansys CFX, e o modelo de turbulência empregado foi o Shear Stress Transport (SST). Segundo Coelho (2006), esse modelo de turbulência foi adotado com o propósito de utilizar o modelo  $k - \epsilon$  na região central do fluxo e a formulação  $k - \omega$  na região próxima à parede.

Coelho (2006) demonstra que o modelo SST foi o mais satisfatório, considerando como parâmetro o descolamento da camada limite na condição de escoamento sem o vórtice, e o parâmetro de pressão recuperada na condição de escoamento com vórtice.

Um dos primeiros trabalhos de comparação entre os resultados de esforço hidrodinâmico obtidos por meio de CFD e resultados experimentais foi realizado por Rodrigues (2009). Nesse estudo, foi realizada a simulação numérica do escoamento sob a comporta vagão de um túnel de desvio de uma usina hidroelétrica. Os resultados

foram comparados com os resultados do ensaio em modelo hidráulico reduzido. No entanto, esse estudo foi realizado para uma comporta tradicional com vedação e chapa de face a jusante. Os resultados apresentaram uma diferença de 7% para esforço hidrodinâmico, o que demonstra a validação da ferramenta para esse tipo de análise.

Uma controvérsia do uso de CFD aplicado para obtenção de esforços hidrodinâmicos pode ser observada no trabalho de Silva (2011). Nesse estudo, foi desenvolvido um modelo em CFD de uma comporta vagão com chapa de face e vedação a jusante, a fim de extrair os valores de esforços hidrodinâmicos. Os resultados foram comparados com os valores obtidos através de cálculo analítico e também com os valores extraídos de ensaios experimentais em modelos hidráulicos reduzidos.

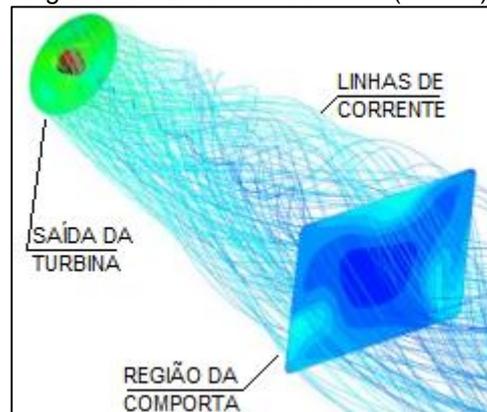
O modelo de cálculo analítico se mostrou conservador, sendo 49% maior que os resultados experimentais, enquanto o modelo numérico apresentou resultados surpreendentes, sendo 39% inferiores em comparação com os resultados experimentais. Essa magnitude de diferença nos resultados é relevante, tendo em vista sua aplicação. E é válido lembrar que o modelo hidráulico reduzido, apesar de ser um método validado, pode apresentar erros.

Uma peculiaridade do escoamento a jusante da turbina é a formação de *vórtices*, que são os efeitos rotacionais gerados pelo rotor. Coelho (2006) realizou uma análise do escoamento com vórtice em um difusor cônico por meio do método numérico com o uso do CFD e pelo método experimental com o uso de Particle Image Velocimetry (PIV, também denominado velocimetria por imagem de partículas). O software utilizado foi o CFX 14 com o modelo de turbulência SST.

Esse trabalho foi desenvolvido utilizando duas geometrias distintas de difusor, com ângulos de 5° e 10°. Blevins (1984) indica que, para números de Reynolds superiores a 50.000, a separação da camada limite depende basicamente da geometria do difusor. O estudo apresentou como resultado que um ângulo elevado do difusor aumenta a recirculação na zona central.

Outro parâmetro de extrema importância na simulação de escoamento é o modelo de turbulência, principalmente em escoamentos com vórtice (Figura 11).

Figura 11 – Efeitos rotacionais (vórtice)



Fonte: Jošt e Škerlavaj (2014).

A eficiência dos modelos de turbulência SST, LES e do Scale-Adaptive Simulation (SAS, também denominado modelo adaptativo das escalas) foi verificada por Jošt e Škerlavaj (2014). Em diversas configurações dos parâmetros de entrada aplicados a turbinas bulbo de baixas cargas, eles compararam os resultados numéricos com medições experimentais, a fim de determinar uma configuração de dados de entrada apropriada para realizar simulações confiáveis para turbinas bulbo de baixa carga.

Os parâmetros de entrada foram: carga hidráulica de montante, rotação da turbina e geometria. Como resultado da simulação numérica se obteve vazão, perda de carga e eficiência da turbina, entre outras informações. Pode-se observar que os modelos em regime permanente não são muito precisos para a simulação do rendimento da turbina.

Analisando os resultados desse trabalho, podemos observar que os erros foram da ordem de 15%. O modelo em regime transitório com o modelo de turbulência SAS aparenta ser o mais satisfatório para esse tipo de análise, apresentando uma diferença menor que 5% em comparação com os dados experimentais.

O trabalho realizado por Jošt e Škerlavaj (2014) teve grande foco no estudo da turbina. Contudo, a aplicação do método utilizado pelos autores, em regime permanente com o rotor no estado denominado “frozen rotor” (ou seja, parado), pode ser uma alternativa para impor as condições de escoamento no estudo do escoamento na comporta a jusante, uma vez que a comporta não apresenta movimentos rotacionais.

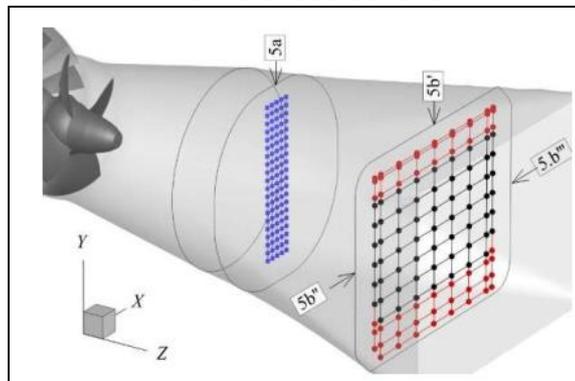
Um estudo de caracterização do escoamento através do CFD para obtenção dos esforços hidrodinâmicos verticais em comportas submetidas a altas

cargas foi desenvolvido por Mastronardi *et al.* (2016). Nesse trabalho, foram analisados dois tipos de geometria do perfil inferior da comporta: o primeiro com o tradicional ângulo de  $45^\circ$  e o segundo com  $0^\circ$ , ou seja, sem ângulo.

Os valores de esforços foram medidos em regime permanente com a comporta parada. O software utilizado nesse trabalho foi o Phoenix 2009, e o modelo de turbulência foi o Renormalization Group (RNG)  $k-\epsilon$ . Para validação do resultado, Mastronardi *et al.* (2016) extraíram os coeficientes  $K_t$  e  $K_b$  para comparação com os coeficientes experimentais de Naudascher. Os resultados apresentados foram bem próximos, sendo que o modelo com geometria de ângulo  $0^\circ$  apresentou valores de Uplift.

Pereira *et al.* (2017) realizaram uma investigação do campo de velocidades no escoamento com vórtice em um difusor de turbina do tipo bulbo. O principal objetivo do trabalho foi estudar a separação da camada limite na região do difusor. Nesse estudo, eles utilizaram o método experimental Laser Doppler Velocimetry (LDV, também denominado velocimetria por laser duplicado) para obter o campo de velocidades nas seções de entrada e saída do difusor (ver Figuras 12 e 13).

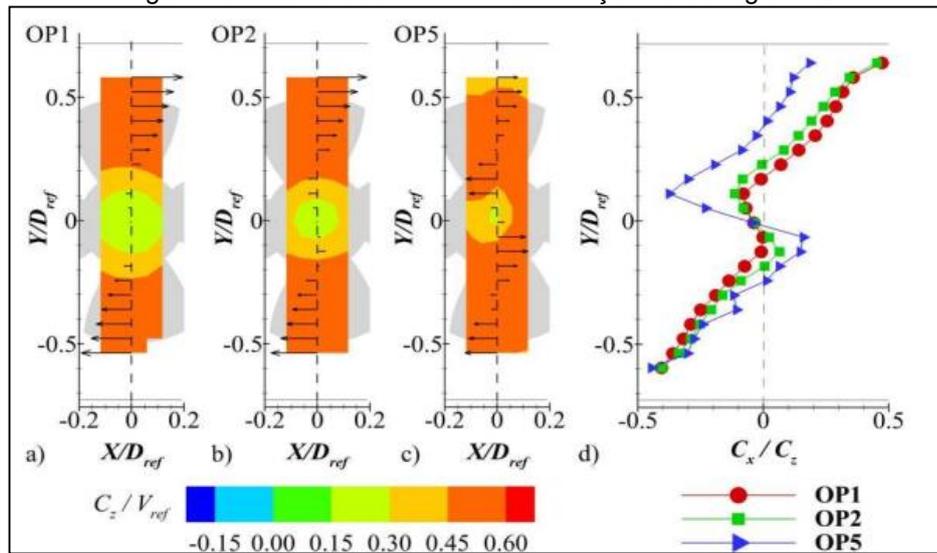
Figura 12 – Configuração do experimento em LDV realizado no Laboratório de Máquinas Hidráulicas na Universidade de Laval



Fonte: Pereira *et al.* (2017).

A configuração do escoamento foi realizada por meio da inserção dos dados de rotação, vazão, carga hidráulica, ângulo da hélice da turbina e abertura da palheta do distribuidor.

Figura 13 – Resultados de vórtice na seção 5a da Figura 12



Fonte: Pereira *et al.* (2017).

Onde:

$D_{ref}$  = Diâmetro do rotor da turbina;

$V_{ref}$  = Velocidade na seção do rotor da turbina;

OP1, OP2 e OP5 = Pontos de operação da turbina;

$C_x$  = Componente de velocidade transversal;

$C_z$  = Componente de velocidade axial.

Os resultados apresentados por Pereira *et al.* (2017) relatam que, para determinadas condições de contorno, ocorre a formação de uma separação do fluxo entre a região central e as regiões periféricas (Figura 13), sendo que o vórtice na região periférica é bem maior do que na região central.

Uma outra característica que influencia diretamente no esforço hidrodinâmico é o ângulo da chapa defletora no perfil inferior da comporta. Em alguns projetos, tem sido utilizado o ângulo invertido.

Escobar (2018) fez a análise numérica de forças hidrodinâmicas em comportas deslizantes de alta carga. O principal objetivo de seu estudo foi o desenvolvimento de coeficientes para uma geometria específica da chapa defletora de ângulo invertido ( $\theta = -30^\circ$ ). Para validar a ferramenta e os parâmetros, ele realizou uma simulação utilizando uma geometria já consagrada pelos projetistas de comporta, que é a geometria da chapa defletora da comporta com ângulo de  $45^\circ$ .

O resultado da análise de validação, apresentada por Escobar (2018), mostrou-se satisfatório, com uma diferença de 5 a 10% em comparação com os valores obtidos através de cálculo analítico pelo método de Naudascher.

Vu, Chen e Choi (2019) realizaram um estudo sobre a influência de ranhuras no tubo de sucção para suprimir os efeitos de vórtices gerados pela turbina do tipo bulbo. Foram realizados estudos para quatro condições de operação da turbina, verificando-se que, para cada condição de operação, há variação na intensidade do vórtice, gerando instabilidade no escoamento. Eles analisaram o número de swirl, que varia em função da velocidade tangencial e da velocidade radial, e verificaram que podem ocorrer grandes alterações a depender da condição de operação. No entanto, em todas as condições, as ranhuras tiveram um efeito positivo no sentido de reduzir o efeito de vórtice.

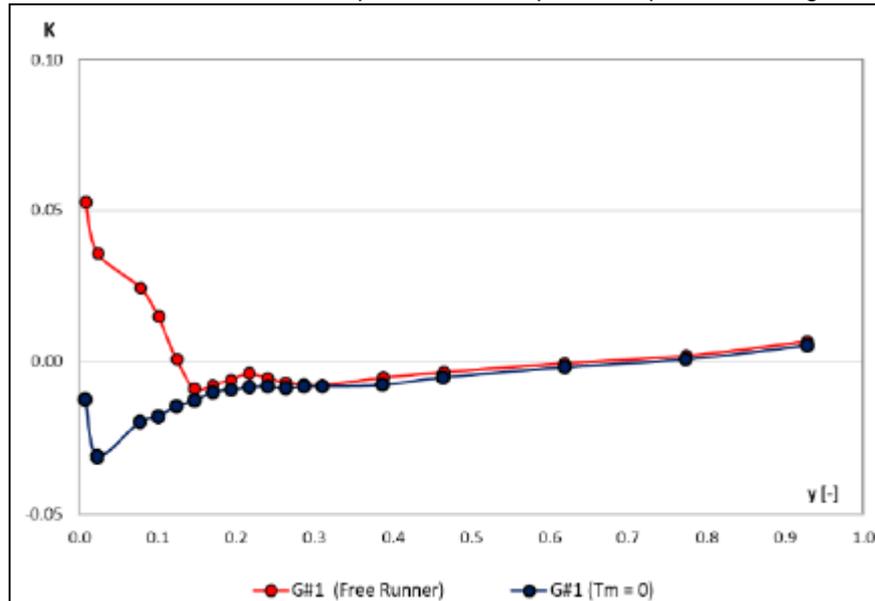
Devals *et al.* (2016) realizaram um estudo de convergência de malha para turbinas hidráulicas e tubo de sucção utilizando o software Ansys, versão 16.1. Para configurar as condições de entrada, foram considerados onze perfis diferentes de escoamentos sintéticos, assimétricos e com vórtices, simulando pontos de operação diferentes da turbina. Foram testados vários parâmetros, como fator de expansão, espessura da camada e tamanho máximo dos elementos. Foi verificado que é possível fazer uma análise aceitável com 4 milhões de vórtices.

Angulo *et al.* (2021) realizaram um estudo em modelo hidráulico reduzido com semelhança de Froude de uma turbina do tipo Kaplan. Foi construído um circuito hidráulico completo e foram verificadas as forças hidrodinâmicas de uma comporta de emergência. No entanto, essa comporta estava localizada na tomada de água, a montante da turbina. Esse foi um dos poucos trabalhos encontrados sobre Downpull com a chapa de face e vedação a montante, e com o ângulo da chapa defletora voltado para jusante. A aquisição de dados foi feita com transdutores de pressão instalados no topo da comporta e na chapa defletora. A partir dos valores de Downpull, foram extraídos os coeficientes para a condição de turbina livre. Foi verificado que esses valores são baixos para o ângulo de  $19^\circ$ . Os valores dos coeficientes de Downpull ficam em torno de 0,01 no início do fechamento, e são reduzidos linearmente. Aproximadamente aos 60% de abertura, o coeficiente passa a ser negativo, e os valores mínimos são encontrados em torno de 15% de abertura. Em seguida, os valores voltam a subir, chegando a 0,05 no final do fechamento. Já para

a condição da turbina com resistência, no final do fechamento, são verificados somente valores de Uplift, da ordem de 0,03, conforme indicado na Figura 14.

Pode-se observar no trabalho desenvolvido por Angulo *et al.* (2021) que a ordem de grandeza dos coeficientes de Downpull é bem inferior em comparação com geometrias tradicionais.

Figura 14 – Coeficientes de Downpull realizados para comporta com ângulo de 19°



Fonte: Angulo *et al.* (2021).

Feng *et al.* (2023) realizaram um estudo sobre a aplicação do método de Lattice Boltzmann para determinar as características do protótipo de uma turbina bulbo, considerando as condições de jusante e montante. Esse método permite que seja considerada a variação do nível dos reservatórios sem a necessidade de reconstrução da malha. No trabalho desenvolvido por Feng *et al.* (2023), é possível verificar que há uma zona de estagnação logo após a turbina, formando um grande vórtice.

Vimos nos trabalhos já realizados e apresentados na revisão bibliográfica que a obtenção dos esforços hidrodinâmicos em comportas por meio de CFD pode ser realizada com êxito. Vimos também que o estudo em CFD do escoamento no tubo de sucção, mesmo com efeitos rotacionais, foi eficaz. Portanto, com o desenvolvimento deste trabalho, pretende-se realizar uma mescla desses dois temas e estudar as forças hidrodinâmicas nas comportas do tubo de sucção.

## 4 METODOLOGIA

Tendo em vista o objetivo geral deste trabalho, que consiste em realizar um estudo em modelo numérico para obter os esforços hidrodinâmicos em uma comporta do tubo de sucção de uma turbina do tipo bulbo, foi criado um modelo computacional da geometria do conjunto do tubo de sucção e comporta de uma usina hidroelétrica existente e em operação. O objetivo foi realizar uma análise em fluidodinâmica computacional, a fim de simular o escoamento na comporta.

Para obter a validação numérica do modelo, foi realizado o procedimento proposto por Celik *et al.* (2008), que consiste na geração de diferentes malhas, na simulação e extrapolação dos resultados e na análise da estimativa de erro.

As forças verticais da comporta foram extraídas diretamente do software Ansys, que fornece essa ferramenta de análise de forças em um determinado domínio.

Um dos desafios tecnológicos deste trabalho foi o estudo da influência do vórtice no esforço hidrodinâmico, devido à interface com a turbina. Portanto, foram inseridas velocidades tangenciais e axiais, a fim de verificar a influência no escoamento. O modelo utilizado para simulação da turbulência foi o  $k - \epsilon$ .

Para validação matemática do resultado, foi realizada a comparação dos resultados obtidos com os resultados experimentais medidos em campo, a fim de verificar a acurácia dos fenômenos físicos. Realizou-se a análise com e sem vórtice, com o intuito de verificar a influência exclusiva desse efeito nos esforços hidrodinâmicos.

## 5 ENSAIO DE CAMPO

As medições em campo foram realizadas no ensejo do comissionamento da comporta do tubo de sucção. Nessa ocasião, foi realizado o fechamento de emergência da comporta com a vazão de projeto. Na Figura 15, é possível ver a comporta utilizada no experimento.

Figura 15 – Comissionamento da comporta

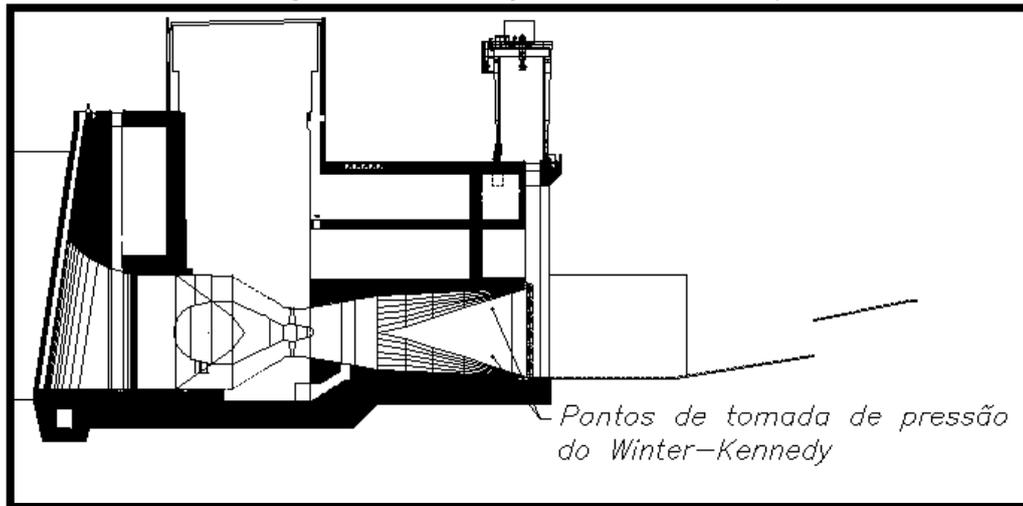


Fonte: próprio autor.

A vazão foi registrada por meio do método Winter-Kennedy, que consiste em equacionar a vazão a partir da diferença de pressão estática entre duas tomadas de pressão (BEZERRA *et al.*, 2003). Os pontos de tomada de pressão foram instalados a montante da comporta em estudo, conforme indicado na Figura 16.

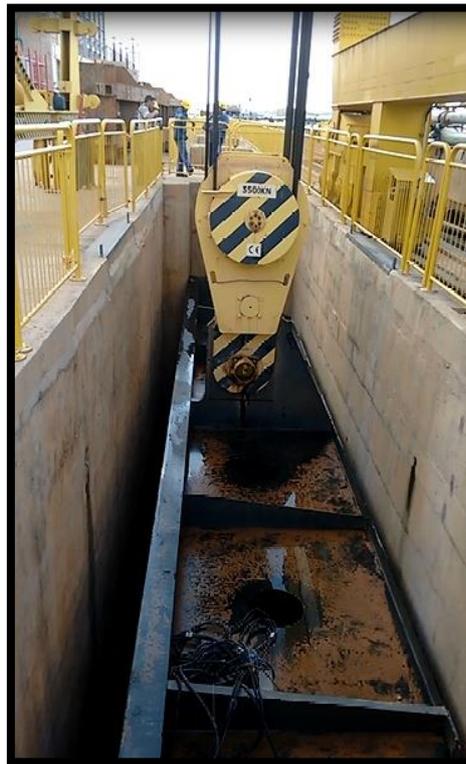
Para obtenção dos esforços hidráulicos, foi realizada uma medição do esforço de manobra em águas equilibradas e outra medição com fluxo, com o intuito de subtrair os valores e obter o valor exclusivo devido ao fluxo. Na Figura 17, é possível verificar a comporta durante o processo de fechamento.

Figura 16 – Localização do Winter-Kennedy



Fonte: próprio autor.

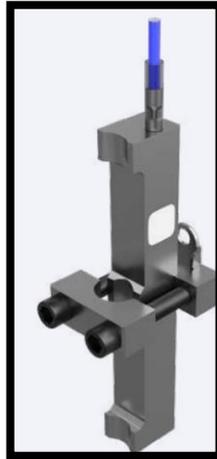
Figura 17 – Comporta em fechamento



Fonte: próprio autor.

Para a medição do esforço de manobra, foi instalada uma célula de carga (Figura 18) no cabo de aço do pórtico. A posição da comporta foi registrada por um transdutor de deslocamento com um display digital com o indicador de posição da comporta.

Figura 18 – Modelo de célula de carga instalada no cabo de aço de suspensão do pórtilco



Fonte: Alfa Instrumentos (2020).

A aquisição de dados foi realizada por meio da gravação simultânea e sincronizada do display da célula de carga e do display do indicador de posição da comporta, podendo assim assimilar os valores de esforços para uma determinada abertura da comporta, conforme pode ser visto na Figura 19. A célula de carga utilizada foi o modelo TC-4 da Alfa Instrumentos. A capacidade de carga padrão desse modelo é de 57 toneladas, no entanto, foi solicitado um projeto especial. O fabricante Alfa Instrumentos produziu uma célula de carga dimensionada para 500 toneladas, mesma capacidade do pórtilco. A precisão da célula de carga é de  $\pm 5\%$  do valor medido, conforme especificação do fabricante Alfa Instrumentos.

Figura 19 – Gravação simultânea do display da célula de carga e do indicador de posição da comporta

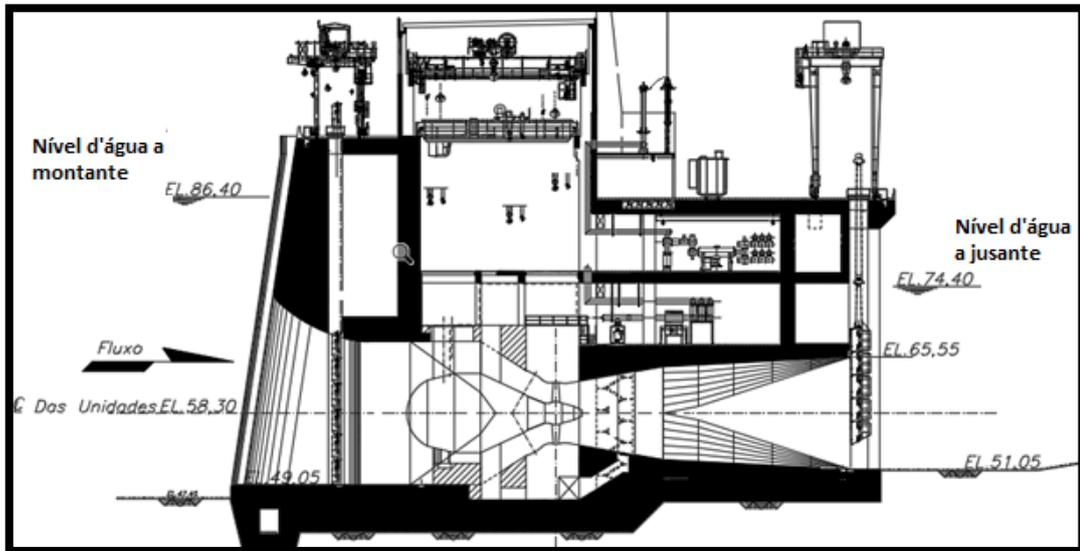


Fonte: próprio autor.

## 5.1 CONDIÇÕES DE CONTORNO DO COMISSIONAMENTO

As condições durante o ensaio de comissionamento, tais como nível de jusante, nível de montante, cota da soleira e altura livre da comporta, são apresentadas na Figura 20:

Figura 20 – Condição de contorno no momento do comissionamento

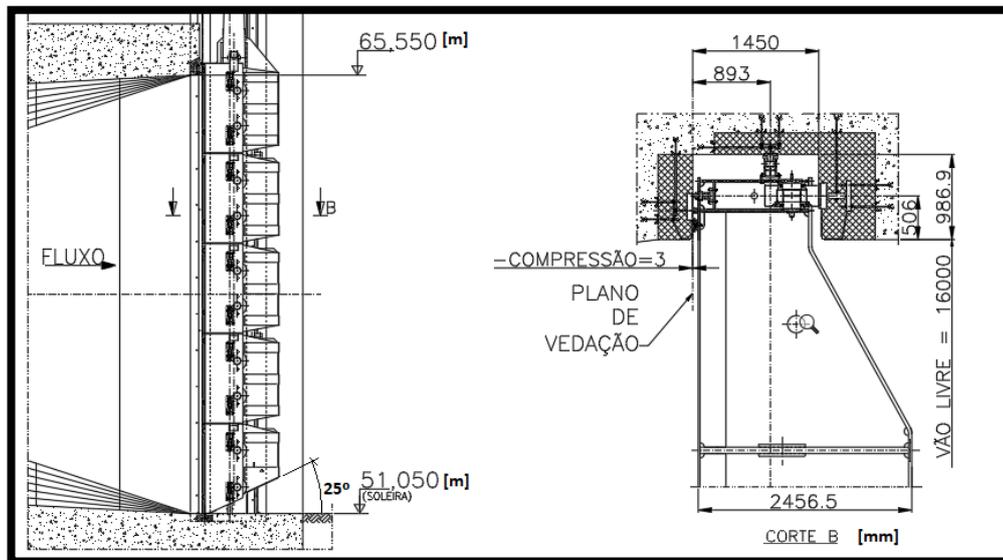


Fonte: próprio autor.

Já as medidas geométricas da comporta, tais como ângulo da chapa defletora, largura, espessura e altura, são apresentadas na Figura 21.

Na Figura 22, é possível visualizar a região interna do tubo de sucção durante o processo de construção, quando o trecho ainda estava sem água. Nessa imagem, é possível verificar a região superior onde será firmada a peça fixa para vedação frontal (cota 65,55), bem como a soleira (cota 51,05).

Figura 21 – Geometria da comporta utilizada no ensaio de comissionamento



Fonte: próprio autor.

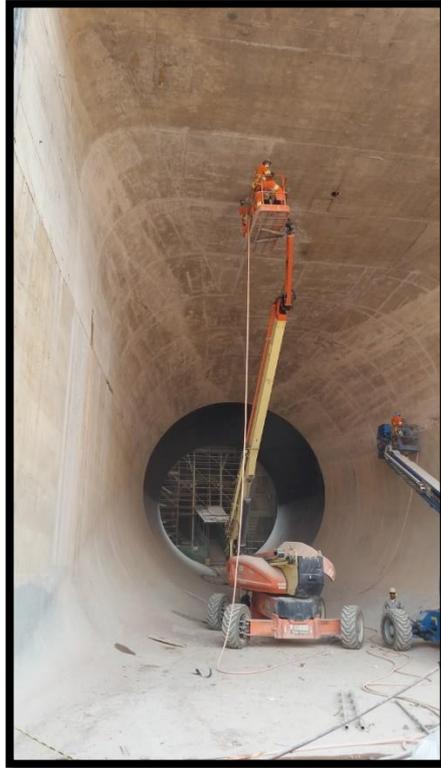
Figura 22 – Vista interna do tubo de sucção de montante para jusante na fase de obras



Fonte: próprio autor.

Na Figura 23, é possível visualizar o local onde está instalada a turbina na fase de obra. É possível observar ainda a transição da seção circular, na região da turbina, para a seção retangular, na região da comporta.

Figura 23 – Vista interna do tubo de sucção de jusante para montante na fase de obras



Fonte: próprio autor.

As condições de velocidade de fechamento, vazão turbinada e grandezas físicas obtidas no momento do ensaio estão apresentadas na Tabela 1:

Tabela 1 – Condições de contorno no ensaio de comissionamento

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
Velocidade de fechamento	2,0	[m/min]
Velocidade no final de fechamento (2,5 m da soleira)	1,0	[m/min]
Massa específica da água a 25° C [ $\rho$ ]	997,05	[Kg/m <sup>3</sup> ]
Vazão turbinada	554,1	[m <sup>3</sup> /s]
Gravidade [ g ]	9,78145	[m/s <sup>2</sup> ]

Fonte: próprio autor.

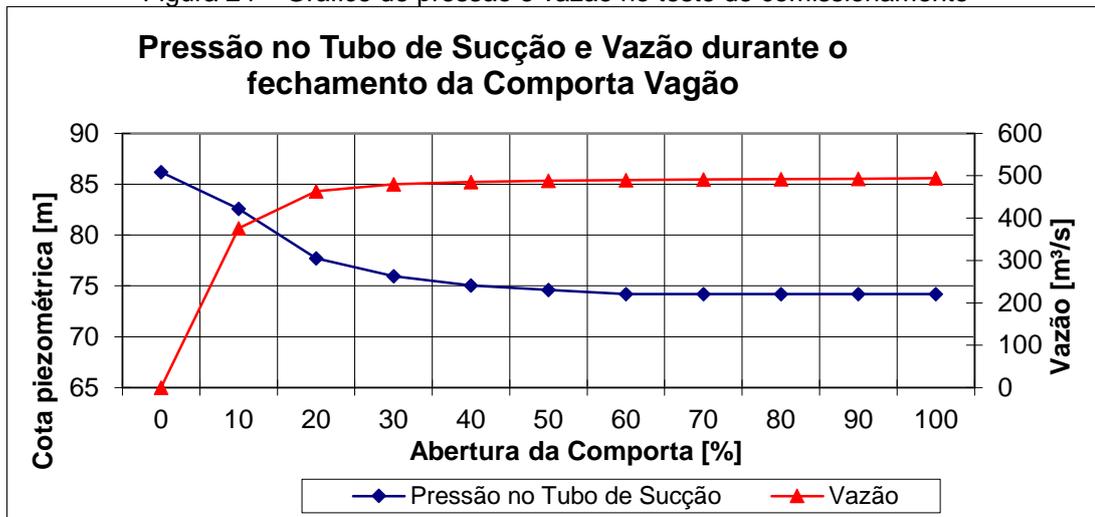
## 5.2 RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos nos ensaios de campo foram de vazão, pressão e força hidrodinâmica. A partir dos esforços hidrodinâmicos, da geometria da comporta e dos parâmetros das condições de contorno, foi possível também extrair o coeficiente de Downpull para essa configuração de comporta.

### 5.2.1 Pressão e vazão

Analisando o gráfico da Figura 24, de pressão e vazão ao longo do fechamento da comporta, percebe-se que a vazão permanece praticamente constante até a abertura de 50%, sendo preponderantes no tubo de sucção as pressões oriundas do nível de jusante. De 50% a 20%, a comporta passa a gerar uma perda de carga mais significativa. No entanto, a partir de 20%, fica evidente que a comporta se torna a seção de controle, assumindo o controle do fluxo. Do ponto de vista teórico, esse comportamento é coerente, pois, com 20% de abertura, a área de passagem na comporta é menor do que a área de passagem do distribuidor da turbina ( $49,14 \text{ m}^2$ ). A partir dessa abertura de controle do fluxo até o fechamento completo da comporta, as pressões no tubo de sucção são preponderantemente impostas pelo nível de montante.

Figura 24 – Gráfico de pressão e vazão no teste de comissionamento



Fonte: próprio autor.

### 5.2.2 Esforço hidrodinâmico

Os valores do esforço de manobra registrados pela célula de carga estão representados pelo gráfico da Figura 25. A linha vermelha representa o esforço de manobra com a comporta interrompendo o fluxo, enquanto a linha azul representa os esforços com o distribuidor da turbina fechado, ou seja, sem fluxo. Logo, a diferença entre as linhas vermelha e azul ocorre devido à interferência hidrodinâmica e também à diferença nas forças de atrito que ocorrem nas duas situações. A força de atrito é

afetada pela força horizontal, que é nula durante o fechamento em águas equilibradas. No entanto, durante o fechamento com o fluxo, a força horizontal é significativa devido às pressões de montante.

Percebe-se, analisando o gráfico, que os valores do esforço na célula de carga são ligeiramente maiores com fluxo no início do fechamento (100%) até a abertura de 90%, o que indica a existência de esforço vertical para baixo (Downpull). A partir da abertura de 50% até o fechamento completo, o esforço com fluxo passa a ser menor, ou seja, há um alívio na célula de carga, o que indica a existência de um esforço vertical para cima, também conhecido como Uplift.

Fazendo a diferença entre o esforço medido no cenário com fluxo (linha vermelha) e o cenário hidrostático (linha azul), foi possível obter os esforços exclusivos do efeito hidrodinâmico, os quais estão representados no gráfico da Figura 26.

$$FHV = Fq - Fh \quad (5.1)$$

Onde:

$FHV$  = Força hidrodinâmica vertical;

$Fh$  = Força medida no cenário hidrostático;

$Fq$  = Força medida com a vazão de projeto.

Figura 25 – Medição do esforço de manobra no teste de comissionamento

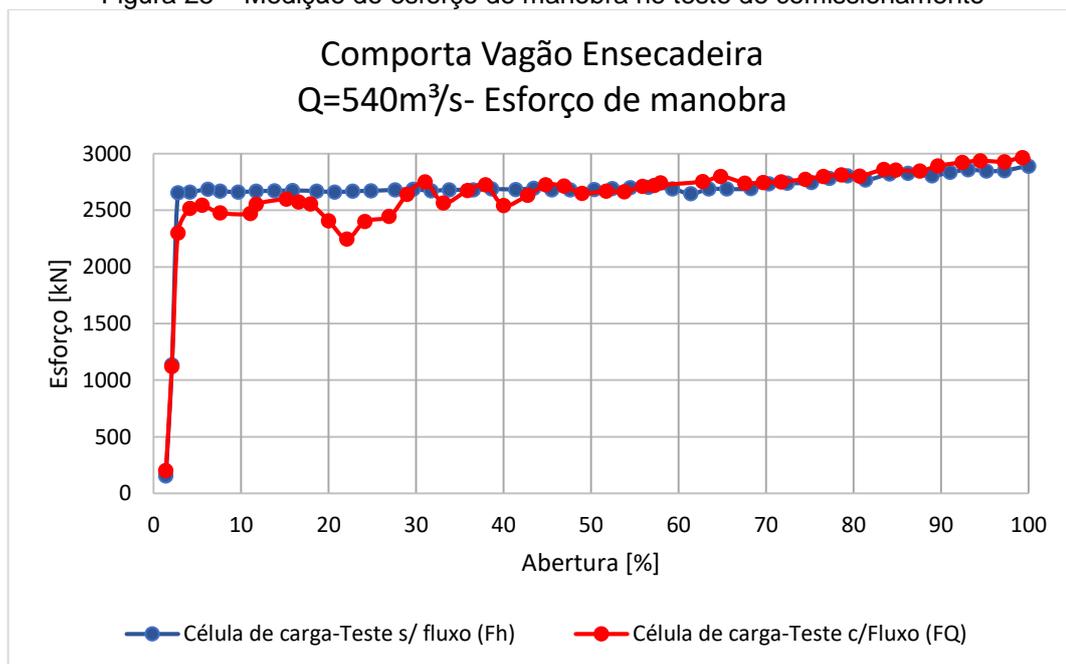
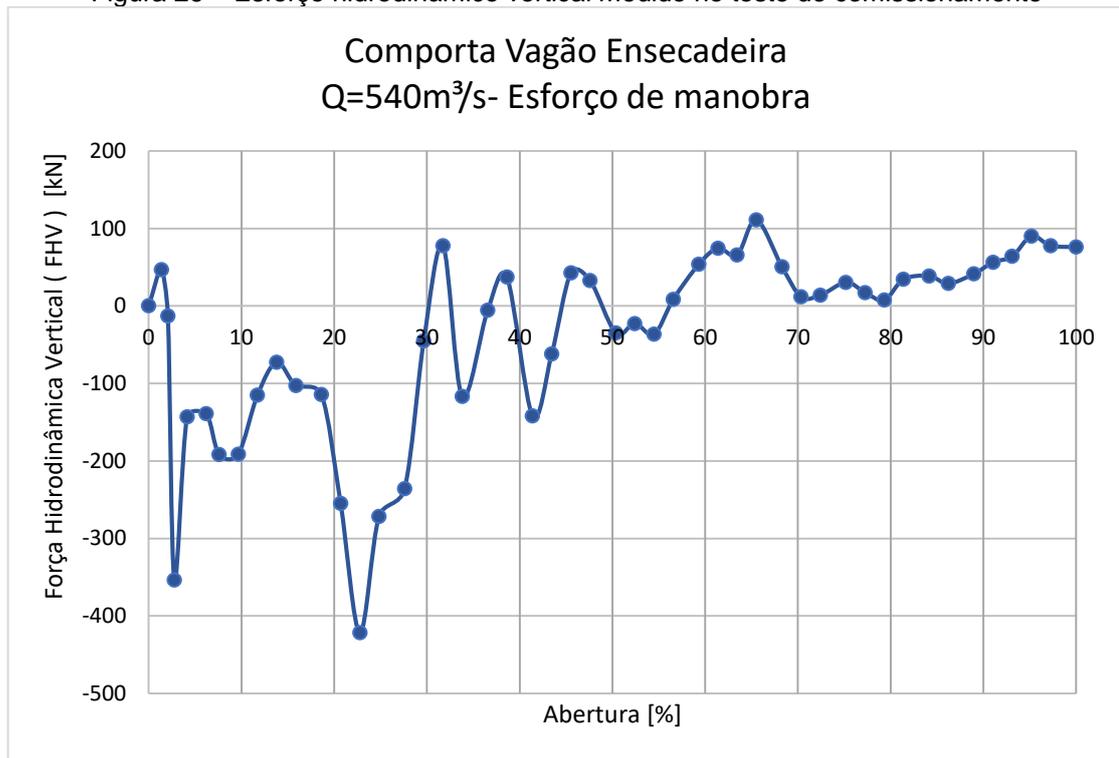


Figura 26 – Esforço hidrodinâmico vertical medido no teste de comissionamento



Fonte: próprio autor.

Pela definição, Downpull é o esforço vertical "para baixo". Portanto, os valores positivos nos gráficos representam esforços que favorecem o fechamento da comporta, enquanto que os valores negativos representam esforços contrários ao fechamento da comporta (Uplift).

Contudo, é necessário fazer uma análise das incertezas envolvidas nas medições em campo. A metodologia aplicada foi a proposta por Holman (2011), que apresenta em seu livro "Experimental methods for engineers" uma metodologia para calcular as incertezas envolvidas nos resultados obtidos. Os resultados foram obtidos a partir da subtração de duas aquisições de dados (com fluxo e sem fluxo).

As incertezas para funções de adição podem ser calculadas com a seguinte fórmula (HOLMAN, 2011, p. 65):

$$W_R = \left\{ \sum \left[ \left( \frac{\partial FHV}{\partial x_i} \right)^2 W_{xi}^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (5.2)$$

Onde:

$W_R$  = Incerteza;

$FHV$  = Força hidrodinâmica vertical;

$x_i$  = Variáveis sujeitas ao erro. Para o caso, são  $Fh$  e  $Fq$ ;

$W_{xi}$  = Erro estimado da célula de carga, que é de 5% do valor medido.

Logo, fazendo as derivadas parciais:

$$\frac{\partial FHV}{\partial Fh} = Fh - Fq \quad (5.3)$$

$$\frac{\partial FHV}{\partial Fh} = 1 - 0 = 1$$

$$\frac{\partial FHV}{\partial Fq} = Fh - Fq \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial FHV}{\partial Fq} = 0 - 1 = -1$$

Na Tabela 2, são apresentados os resultados das incertezas calculadas para cada medição feita no teste realizado na ocasião do comissionamento, em função da abertura da comporta.

Tabela 2 – Cálculo das incertezas experimentais

(continua)

Abertura	Força medida com vazão (FQ)	Erro da força com vazão (WFQ) (5%)	Força medida sem vazão (Fh)	Erro da força sem vazão (WFh) (5%)	Incerteza (Wr)	Força hidrodinâmica vertical (FHV)	FHV+Wr	FHV-Wr
[ % ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]
100	2965	148	2889	144	207	76	283	-131
97	2929	146	2852	143	204	78	282	-127
95	2938	147	2848	142	205	90	295	-115
93	2923	146	2859	143	204	64	268	-141
91	2893	145	2836	142	203	56	259	-146
89	2847	142	2806	140	200	41	241	-159
86	2856	143	2827	141	201	29	230	-172
84	2862	143	2823	141	201	39	240	-162
81	2802	140	2768	138	197	34	231	-163
79	2814	141	2806	140	199	8	206	-191
77	2800	140	2783	139	197	17	215	-180

Tabela 2 – Cálculo das incertezas experimentais

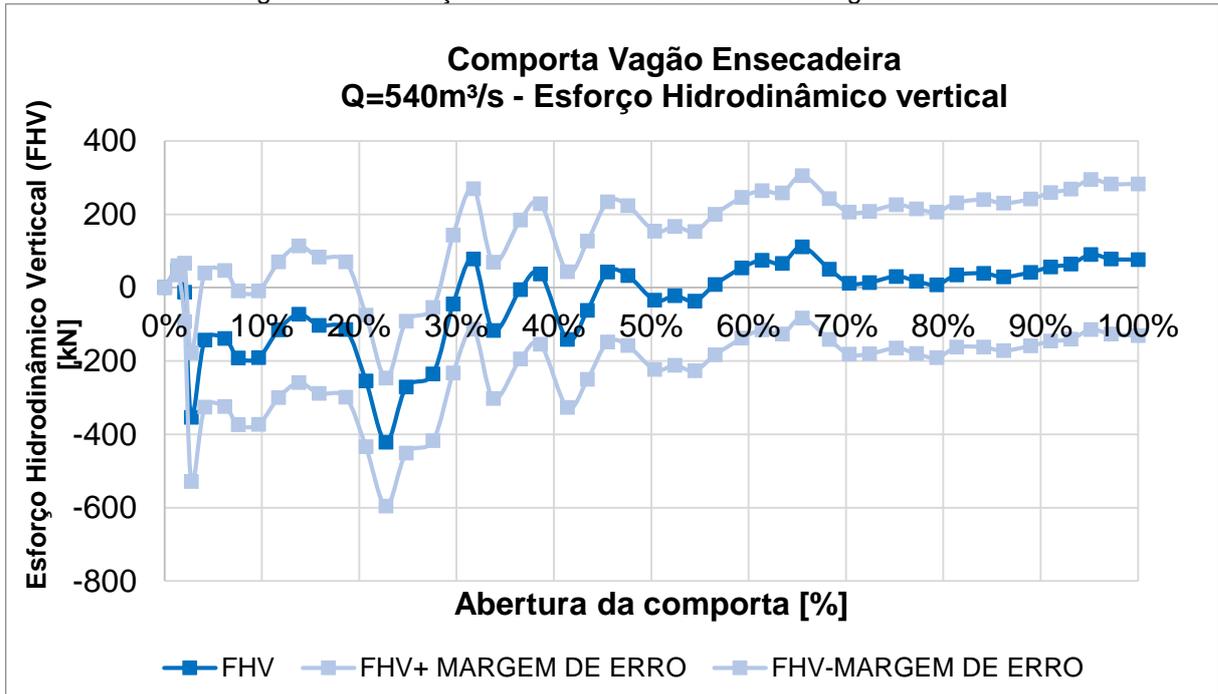
(conclusão)

Abertura	Força medida com vazão (FQ)	Erro da força com vazão (WFQ) (5%)	Força medida sem vazão (Fh)	Erro da força sem vazão (WFh) (5%)	Incerteza (Wr)	Força hidrodinâmica vertical (FHV)	FHV+Wr	FHV-Wr
[ % ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]	[ kN ]
75	2775	139	2745	137	195	30	225	-165
72	2753	138	2739	137	194	14	208	-180
70	2746	137	2734	137	194	12	205	-182
68	2742	137	2691	135	192	50	242	-142
66	2799	140	2688	134	194	111	305	-83
63	2754	138	2689	134	192	66	258	-127
59	2743	137	2689	134	192	54	246	-138
57	2712	136	2704	135	191	8	200	-183
54	2665	133	2702	135	190	-37	153	-226
52	2669	133	2692	135	190	-23	167	-212
50	2650	133	2685	134	189	-35	154	-223
48	2714	136	2681	134	191	33	224	-158
46	2725	136	2682	134	191	43	234	-149
43	2632	132	2694	135	188	-62	126	-250
41	2543	127	2685	134	185	-142	43	-327
39	2726	136	2689	134	191	37	229	-154
37	2676	134	2681	134	189	-5	184	-195
34	2566	128	2682	134	186	-117	69	-302
32	2751	138	2673	134	192	78	270	-114
30	2641	132	2686	134	188	-45	143	-233
28	2446	122	2681	134	181	-236	-54	-417
25	2401	120	2673	134	180	-272	-92	-451
23	2248	112	2670	133	175	-422	-247	-596
21	2407	120	2661	133	179	-255	-75	-434
19	2556	128	2671	134	185	-114	70	-299
16	2573	129	2676	134	186	-103	83	-289
14	2599	130	2672	134	186	-73	114	-259
12	2555	128	2670	134	185	-115	70	-300
10	2471	124	2662	133	182	-191	-10	-373
8	2478	124	2669	133	182	-192	-10	-374
6	2547	127	2686	134	185	-139	46	-324
4	2519	126	2662	133	183	-143	40	-327
3	2301	115	2655	133	176	-354	-178	-529
1	202	10	156	8	13	47	60	34
0	0	0	0	0	0	0	0	0

Fonte: próprio autor.

No gráfico da Figura 27, em azul escuro estão representados os valores de esforço hidrodinâmico vertical obtidos no teste no protótipo, enquanto o azul claro representa a margem de erro para mais e para menos.

Figura 27 – Esforço hidrodinâmico vertical com margem de erro



Fonte: próprio autor.

### 5.2.3 Coeficiente de Downpull

Conforme apresentado na seção 3, uma das maneiras clássicas de obter o valor do esforço hidrodinâmico teórico é por meio do coeficiente de Downpull. No entanto, para a geometria e as condições de contorno do projeto em questão, não há precedente de coeficiente para esse cálculo. Diante dos resultados do ensaio em campo, foi realizado o cálculo inverso para extrair o coeficiente de Downpull.

Considerando a equação (3.9) e isolando o coeficiente K, temos:

$$K = \frac{Dp}{\gamma \cdot A \cdot H} \quad (5.5)$$

Onde:

$Dp$  = Força hidrodinâmica vertical para baixo (Downpull);

$\gamma$  = Peso específico da água [kN/m³];

$A$  = Área de projeção vertical da comporta [m²];

$H$  = Carga referida da base da comporta (ver Figura 9) [m²];

$K$  = Coeficiente de Downpull.

A área da seção da comporta é constante e pode ser calculada multiplicando a espessura da comporta pela largura:

$$A = 2,15.16 \quad (5.6)$$

$$A = 34,4 \text{ m}^2$$

No entanto, a carga (H) varia de acordo com a abertura da comporta. O coeficiente de Downpull calculado para cada abertura está representado na Tabela 3:

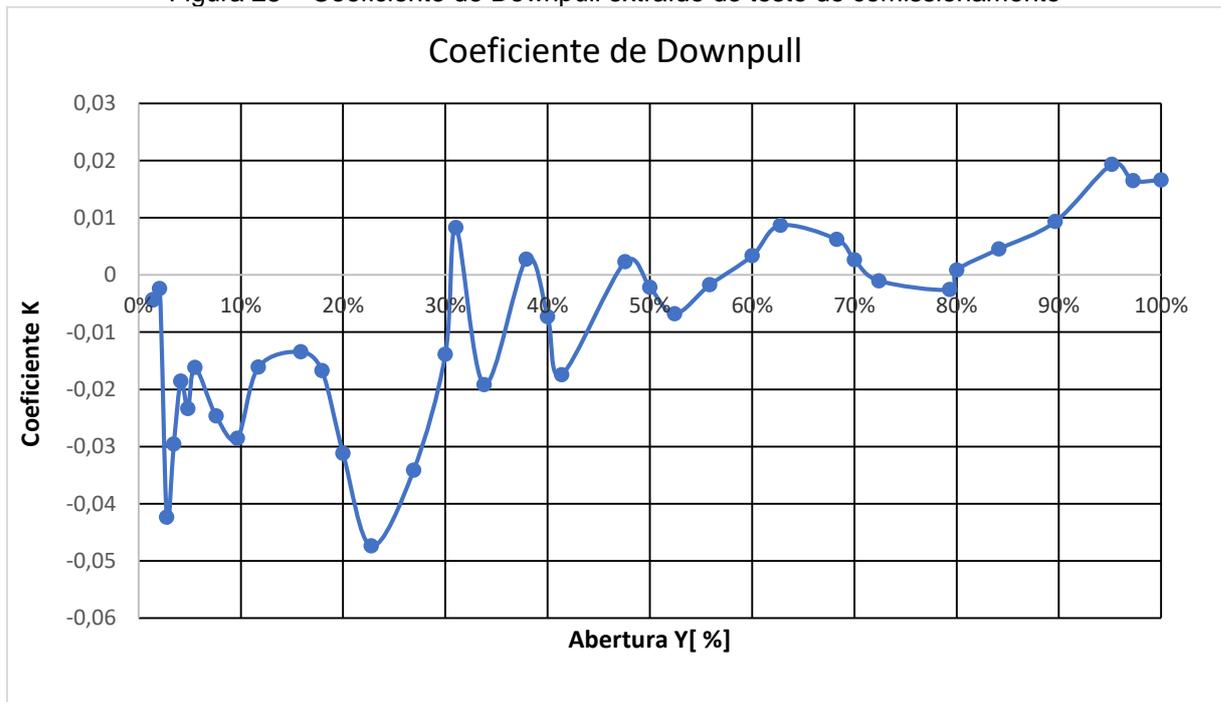
Tabela 3 – Cálculo do coeficiente de Downpull para cada abertura

Abertura [%]	Dp [kN]	H [m]	K
100	-49,52	8,85	0,016581
95	-62,28	9,58	0,019265
90	-32,57	10,3	0,009370
80	-3,36	11,75	0,000847
70	-11,87	13,20	0,002665
60	-16,55	14,65	0,003348
50	11,72	16,10	-0,00216
40	43,09	17,55	-0,00728
30	88,89	19,00	-0,01386
23	320,67	20,02	-0,04746
20	215,17	20,45	-0,03118
10	211,55	21,9	-0,02862
0	34,08	23,35	-0,00432

Fonte: próprio autor.

No gráfico da Figura 28, são apresentados os valores do coeficiente de Downpull extraídos do teste físico.

Figura 28 – Coeficiente de Downpull extraído do teste de comissionamento



Considerando o sentido de fechamento, que vai de 100% de abertura até 0%, observa-se que até a abertura de 50% os esforços são positivos (Downpull), enquanto a partir dos 50% até o fechamento completo, os esforços são de Uplift, ou seja, no sentido contrário ao fechamento.

## 6 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Para a simulação computacional, foram utilizadas as instalações do Laboratório de Simulação Computacional (LSC) do parque tecnológico de São José dos Campos. A simulação computacional foi realizada pelo software Ansys CFX 2019 R3. O hardware utilizado para análise foi um cluster de alto desempenho, com 32 núcleos (“cores”) de processamento e 512 GB de memória RAM. Os dados de entrada para o modelo computacional, tais como a geometria e as condições de contorno, foram definidos de modo a serem o mais próximos possível das condições em que foram realizados os testes no protótipo, conforme apresentado na seção 5, para permitir a comparação dos resultados sob as mesmas condições.

A metodologia empregada na simulação computacional consistiu em realizar uma análise estática em regime permanente, considerando diferentes aberturas da comporta.

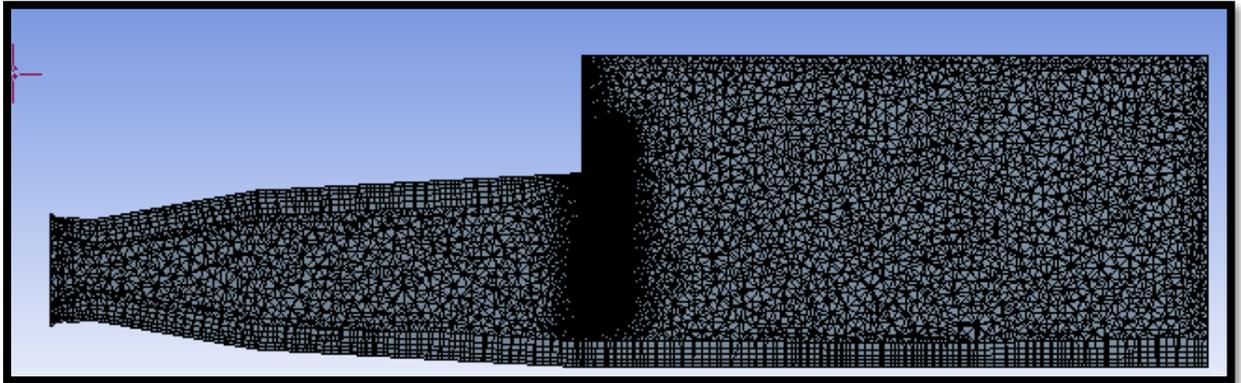
### 6.1 GEOMETRIA DO MODELO

A geometria considerada para o domínio de fluido inicia-se no eixo do rotor da turbina, onde são inseridos os efeitos rotacionais da turbina, e termina a uma distância de três vezes a altura da comporta a jusante, de modo a garantir um fluxo totalmente desenvolvido na região da comporta.

### 6.2 MALHA

A escolha da malha é fundamental para garantir a confiabilidade nos resultados. Inicialmente, adotou-se a malha com tamanho máximo de 1 m e tamanho médio dos elementos de 0,7 m, ou seja, aproximadamente 8,9% do diâmetro do tubo de sucção na seção de menor área de passagem (ver Figura 29).

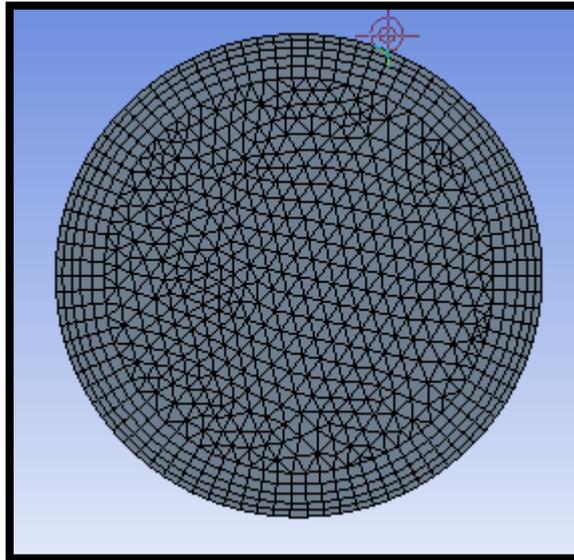
Figura 29 – Malha inicial



Fonte: próprio autor.

Nas regiões de interface com as paredes, foram utilizadas 5 camadas de prismas, com uma taxa de expansão dos elementos de 20%. Isso faz com que os elementos fiquem menores à medida que se aproximam da parede, conforme ilustrado na Figura 30.

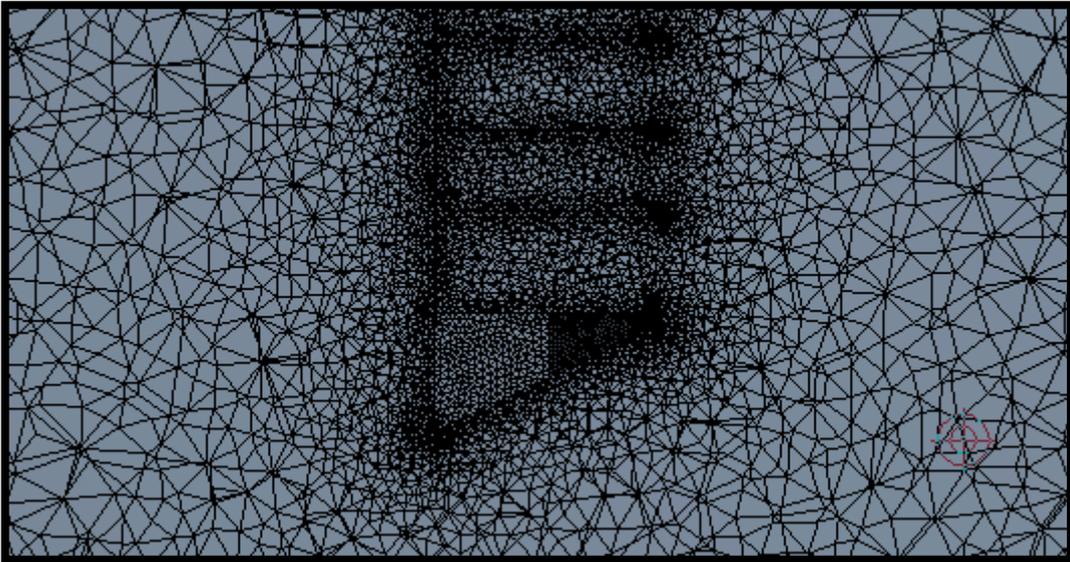
Figura 30 – Camada de prismas próximos à parede



Fonte: próprio autor.

Tendo em vista o objetivo deste trabalho, foi realizado um refinamento da malha na região da comporta, reduzindo o tamanho médio do elemento para 0,08 m. Na Figura 31, é possível verificar esse refinamento.

Figura 31 – Refinamento da malha na região da comporta



Fonte: próprio autor.

Dessa forma, obteve-se uma malha com 10.562.109 elementos e 615.284 nós. Para certificar a independência da malha nos resultados, foi feito um estudo com 5 tamanhos de malha, com a quantidade de elementos apresentados na Tabela 4. Também foram analisados os respectivos valores de esforço vertical hidrodinâmico. Esse estudo foi realizado para a comporta na abertura de 20%.

Tabela 4 – Estudo de independência de malha

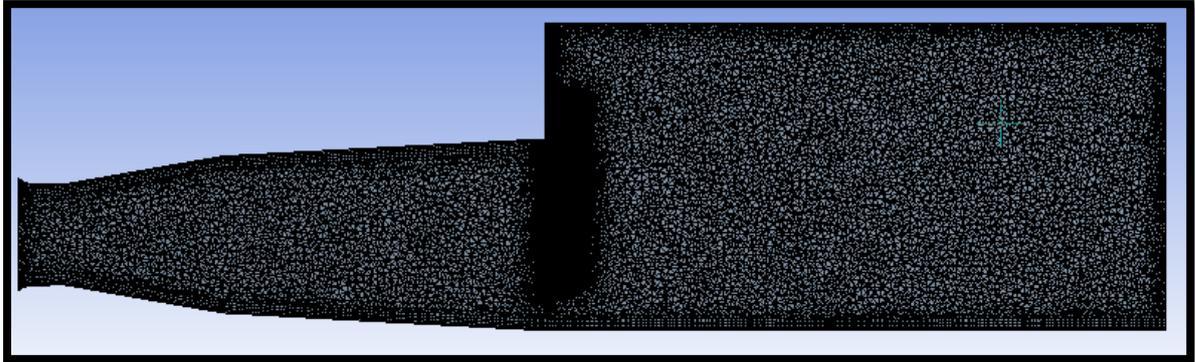
Malha	Nº de elementos [milhões]	Downpull [kN]
M1	12,57	315,35
M2	10,56	323,30
M3	6,63	303,35
M4	4,68	300,45
M5	3,07	278,50

Fonte: próprio autor.

Inicialmente, foi utilizada uma malha menos refinada, com 3,07 milhões de elementos. O resultado de Downpull foi de 278,50 kN. Em seguida, foram verificados os resultados para uma malha com 4,68 milhões de elementos, aproximadamente 50% a mais do que a malha inicial, e o resultado de Downpull foi de 300,45 kN. Com a malha de 6,63 milhões de elementos, quase não houve diferença nos resultados. Os valores máximos de Downpull foram verificados com a malha de 10,56 milhões de elementos, apresentando o valor de 323,30 kN. Já para a malha com 12,57 milhões de elementos, o valor de Downpull apresentou uma pequena queda para 315,35 kN.

Logo, observa-se que, a partir de 10 milhões de elementos (ver Figura 32), os valores de Downpull não são afetados significativamente.

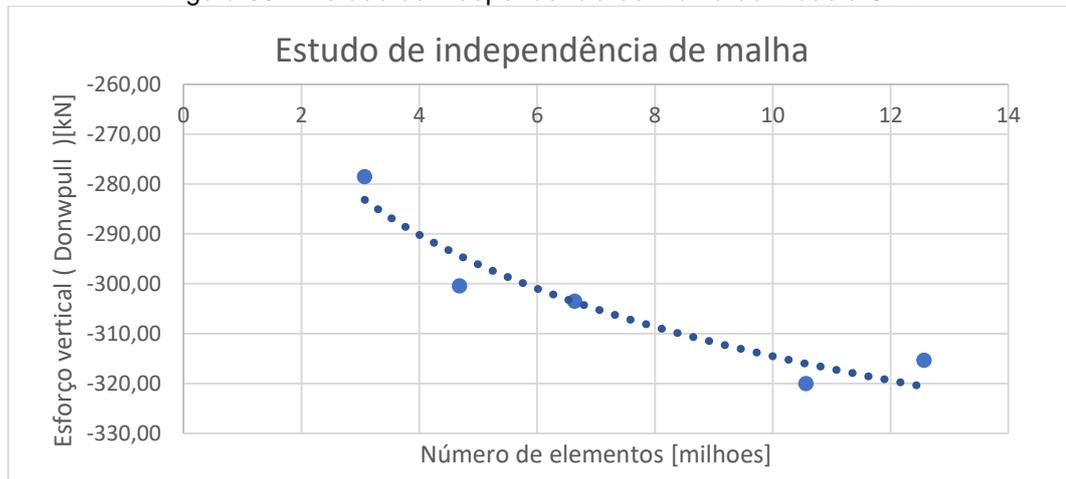
Figura 32 – Vista em corte da malha



Fonte: próprio autor.

Portanto, foram considerados como malha final para o desenvolvimento do trabalho os resultados obtidos com a malha M2, de 10,57 milhões de elementos. Para as demais aberturas, foram utilizados os mesmos parâmetros de elementos de malha, ou seja, um tamanho máximo de elemento de 0,6 m e tamanho médio de 0,3 m, conforme mostrado no gráfico da Figura 33.

Figura 33 – Estudo de independência de malha do modelo CFD



Fonte: próprio autor.

### 6.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Nesta seção, serão apresentadas as condições de contorno utilizadas como dados de entrada na simulação em CFD. A Tabela 5 apresenta a configuração utilizada para o domínio de fluido.

Tabela 5 – Parâmetro de entrada no modelo CFD

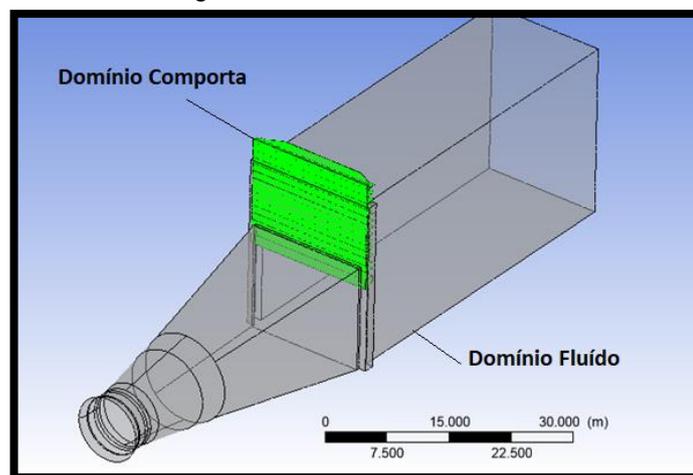
Parâmetro	Dados de entrada
Tipo de domínio	Fluido
Tipo de fluido	Água
Pressão de referência	1 atm
Gravidade (eixo Y)	Desligada
Deformação da malha	Sem deformação
Transferência de calor	Isotérmico
Temperatura do fluido	25°C
Modelo de turbulência	k-épsilon

Fonte: próprio autor.

Como o objetivo principal deste estudo é a obtenção dos esforços hidrodinâmicos, as análises foram realizadas sem o efeito da gravidade, de modo a não haver interferência da parcela hidrostática nas forças.

Para representar a condição de contorno, foram criados dois domínios: um domínio denominado comporta, do tipo sólido submerso, e um domínio de fluido (Figura 34).

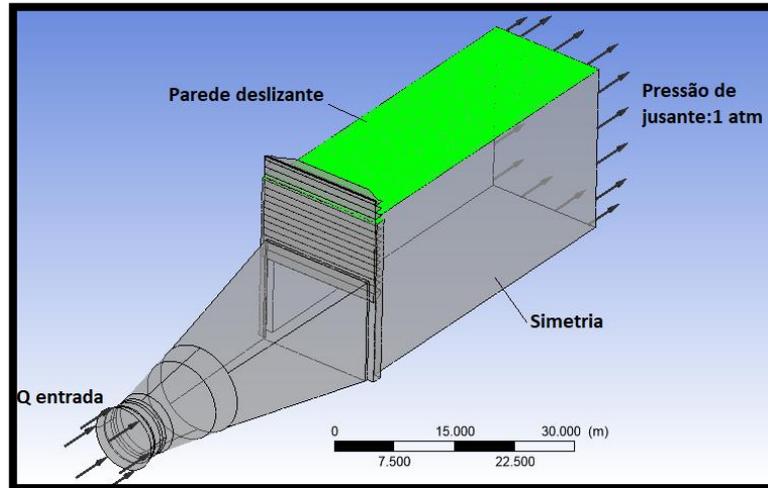
Figura 34 – Domínios do modelo



Fonte: próprio autor.

As condições de contorno empregadas no modelo estão representadas na Figura 35:

Figura 35 – Condições de contorno inseridas no modelo



Fonte: próprio autor.

A fim de representar a mesma condição dos ensaios físicos, será utilizado como um dado de entrada a vazão obtida experimentalmente, apresentada em forma de gráfico na seção 5.2.1. Na Tabela 6, estão as vazões utilizadas em função da abertura da comporta:

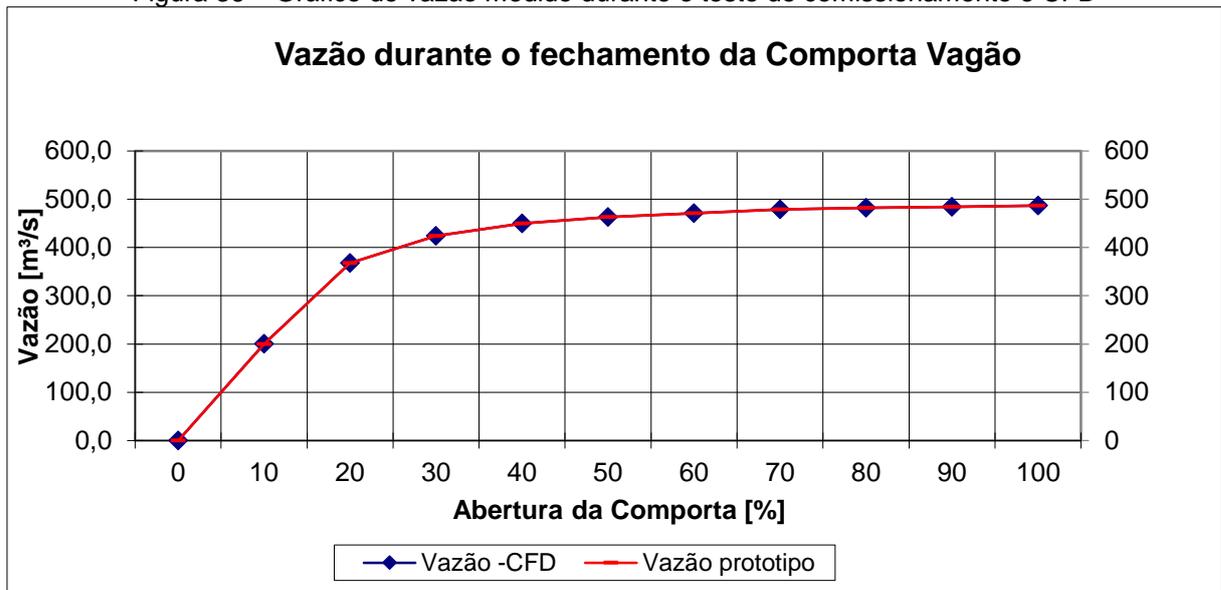
Tabela 6 – Vazão de entrada

Abertura da Comporta [%]	Q entrada [m <sup>3</sup> /s]
100	487
90	484
80	482
70	479
60	471
50	463
40	450
30	424
20	368
10	200

Fonte: próprio autor.

As vazões utilizadas no modelo em CFD foram exatamente as mesmas da condição do teste físico de comissionamento. No gráfico da Figura 36, são comparadas as vazões medidas na seção de saída do modelo CFD com as vazões utilizadas como dados de entrada no teste físico.

Figura 36 – Gráfico de vazão medido durante o teste de comissionamento e CFD



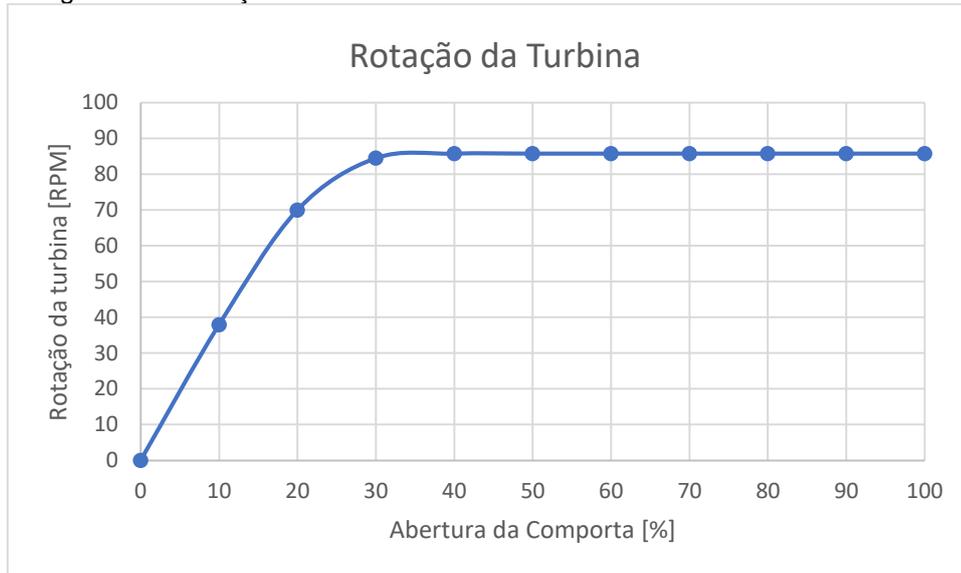
Fonte: próprio autor.

### 6.3.1 Análise do escoamento com vórtice

O fluxo a jusante da turbina possui efeitos oriundos da rotação, ângulo de ataque e geometria da turbina. No ensaio de comissionamento apresentado na seção 5, como trata-se de um ensaio físico no protótipo, o efeito de vórtice já está incluso nos resultados obtidos. Já nos modelos numéricos, esses efeitos foram introduzidos de forma aproximada como uma condição de entrada, calculada com base na rotação da turbina. O parâmetro de entrada foram as componentes cilíndricas da velocidade.

A componente tangencial da velocidade foi estimada com base na rotação nominal da turbina, apresentada no gráfico da Figura 37.

Figura 37 – Rotação da turbina medida durante o teste de comissionamento



Fonte: próprio autor.

A velocidade tangencial da turbina pode ser calculada pela razão entre o perímetro médio percorrido e o período:

$$V_{\theta} = \frac{N \cdot \pi \cdot D}{60} \quad (6.1)$$

Onde:

$N$  = Rotação da turbina [RPM];

$D$  = Diâmetro médio do rotor da turbina [m];

$V_{\theta}$  = Velocidade tangencial [m/s].

Vu, Chen e Choi (2019) mostraram em seu trabalho que o número de swirl varia de acordo com a condição de operação, e que há grandes variações das componentes axial e tangencial. Devido à falta de informação sobre a geometria das hélices da turbina, o fluxo rotacional será introduzido de maneira aproximada, por meio das componentes de velocidade tangencial e axial.

A componente axial ( $V_x$ ) foi estimada com base na vazão medida pelo método Winter-Kennedy e na área da seção da turbina.

Na Tabela 7 estão as componentes cilíndricas introduzidas como condição de contorno.

Tabela 7 – Componente cilíndrica utilizada como dado de entrada

Abertura [%]	Vazão [m³/s]	V $\theta$ [m/s]	V $x$ [m/s]	V [m/s]	V $\theta$ /V	V $x$ /V
0	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
10	200	10,82	4,07	11,56	0,94	0,35
20	368	19,98	7,49	21,33	0,94	0,35
30	424	24,11	8,63	25,61	0,94	0,34
40	450	24,48	9,16	26,14	0,94	0,35
50	463	24,48	9,42	26,23	0,93	0,36
60	471	24,48	9,58	26,29	0,93	0,36
70	479	24,48	9,75	26,35	0,93	0,37
80	482	24,48	9,81	26,37	0,93	0,37
90	484	24,48	9,85	26,39	0,93	0,37
100	487	24,48	9,91	26,41	0,93	0,38

Fonte: próprio autor.

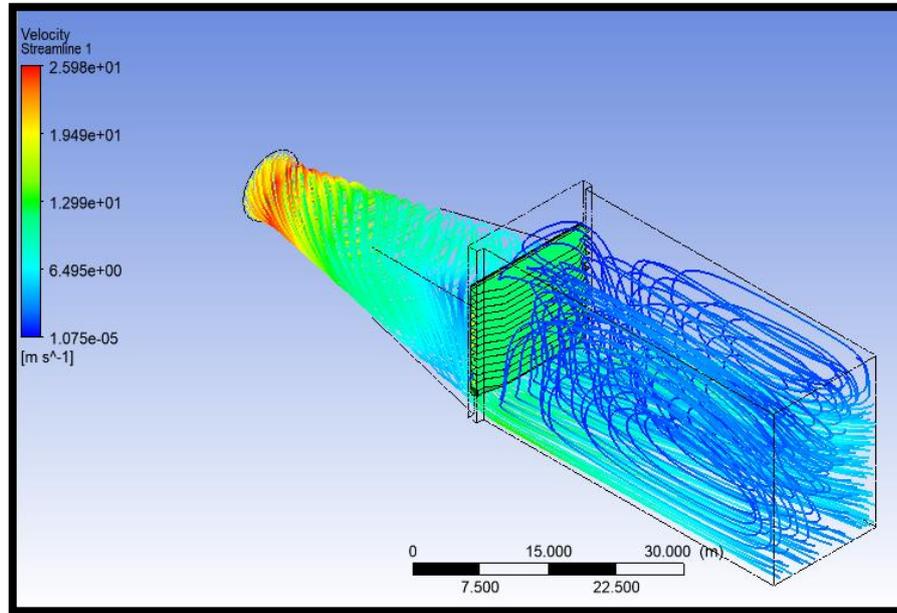
Serão apresentadas as imagens dos resultados nas duas posições mais críticas durante o fechamento da comporta: com 20% de abertura e 80% de abertura. As demais posições serão apresentadas no Apêndice A.

Na Figura 38, temos as linhas de corrente, coloridas de acordo com a velocidade, obtidas na simulação com vórtice para uma abertura de 20%. Observa-se que a rotação é mais intensa na saída da turbina e se torna menos intensa na região da comporta. As velocidades tangenciais são da ordem de 20 m/s na saída da turbina e diminuem para valores da ordem de 5 m/s na região da comporta.

Na região de saída da comporta, forma-se um jato junto ao fundo, com velocidades da ordem de 12 m/s nas regiões mais próximas às paredes e 8 m/s na região central do jato. Entre o jato e a superfície, forma-se uma região em que a água recircula em um vórtice de grandes dimensões. As velocidades no vórtice são baixas, em torno de 0,6 m/s. Esse vórtice poderia influenciar as pressões na comporta, porém, como as velocidades são baixas, espera-se que esse efeito seja pequeno. O tamanho desse vórtice corresponde praticamente a toda a região a jusante da comporta. No caso real, esse vórtice deve ser ainda maior, pois não existe a limitação do domínio computacional que ocorre nas simulações numéricas.

Na escolha do domínio computacional, optou-se por definir o comprimento dessa região com um tamanho de 45 m, correspondendo a três vezes a altura da comporta. No planejamento das simulações, inicialmente, pensou-se em definir o comprimento dessa região como sendo igual à altura da comporta. No entanto, verifica-se que a adoção de um comprimento correspondente a três vezes a altura se mostrou adequada.

Figura 38 – Linhas de corrente para comporta na posição de 20% de abertura

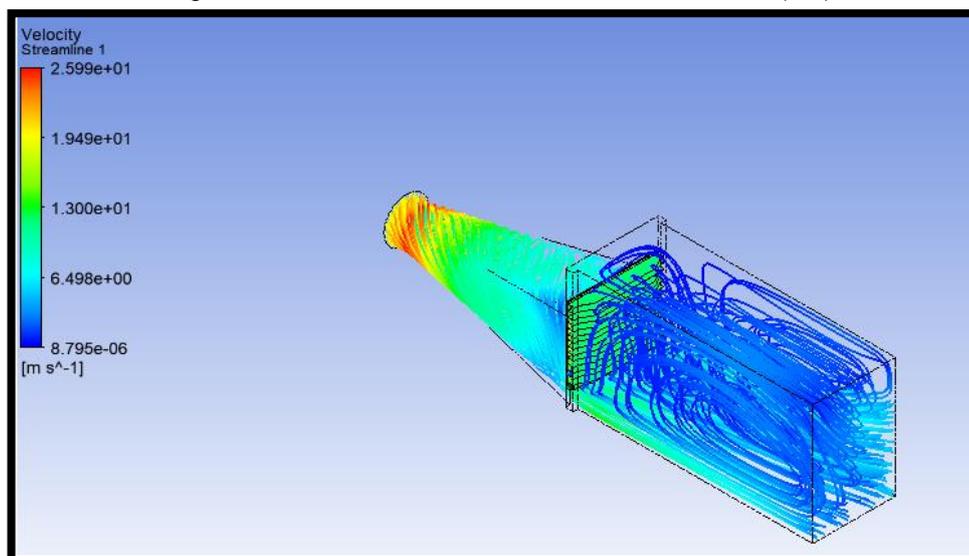


Fonte: próprio autor.

Na Figura 39, é possível observar as linhas de corrente, coloridas de acordo com o módulo da velocidade, para as mesmas condições verificadas na Figura 38, porém, com a malha mais refinada. Observa-se que a diferença de velocidade é muito pequena.

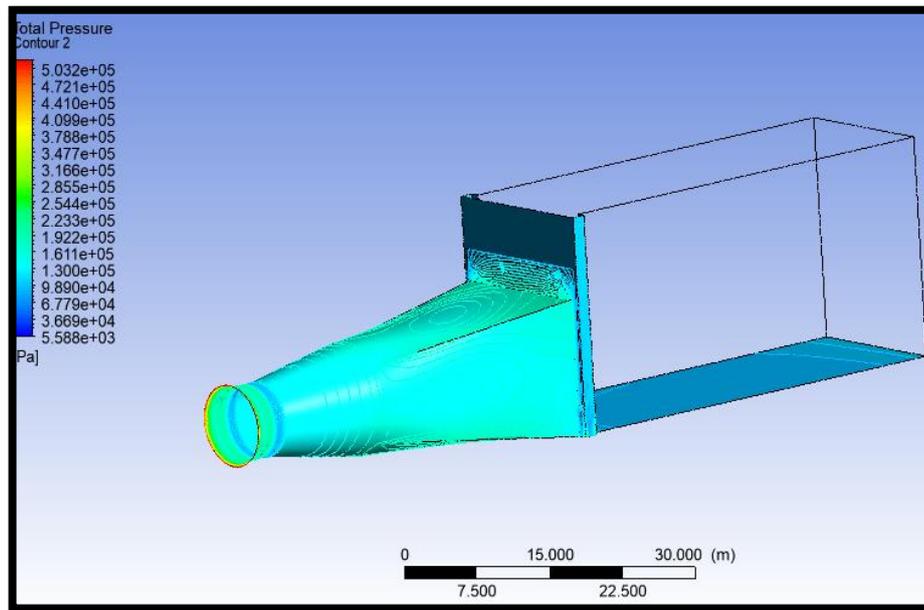
Na Figura 40, as pressões no difusor são por volta de 166 kPa. As simulações foram feitas sem incluir os efeitos gravitacionais e, portanto, a componente hidrostática das pressões não aparece.

Figura 39 – Velocidade com a malha mais refinada (M1)



Fonte: próprio autor.

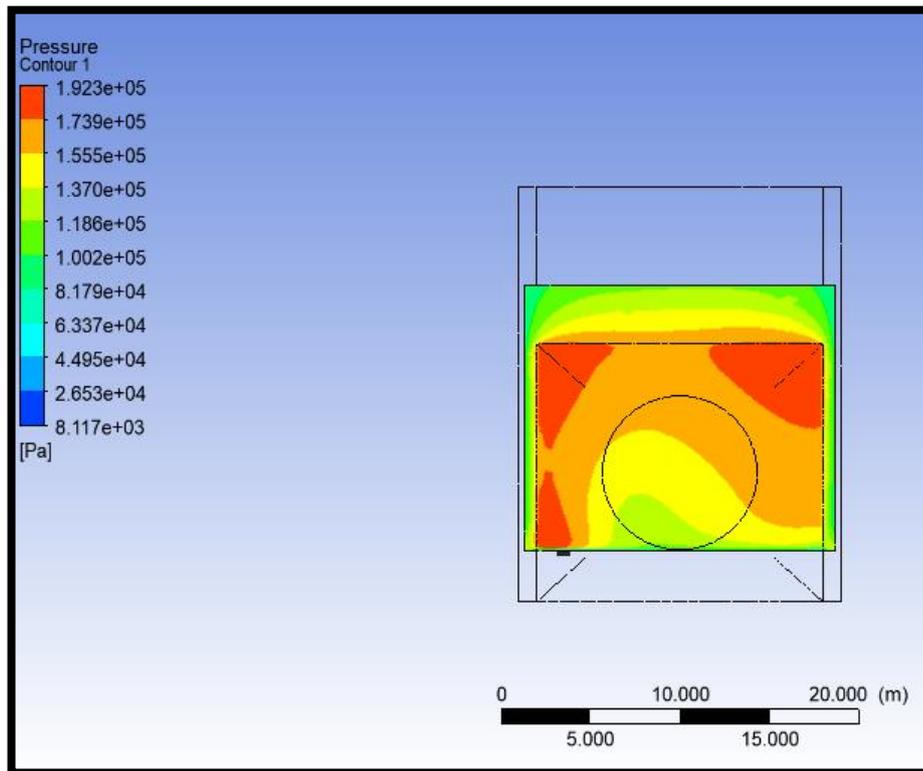
Figura 40 – Pressão nas paredes do tubo de sucção com a comporta a 20% de abertura



Fonte: próprio autor.

Na Figura 41, observa-se que os efeitos rotacionais geram uma distribuição assimétrica da pressão na chapa de face da comporta. Logo, as forças de atrito também atuam de maneira assimétrica. Esse efeito é indesejado, pois, como o fechamento é projetado somente com a força peso da comporta, ele pode fazer com que um lado desça mais do que o outro, gerando um efeito de torção. Isso pode levar ao travamento da comporta ou gerar uma força na roda guia lateral não prevista no projeto.

Figura 41 – Pressão na chapa de face da comporta

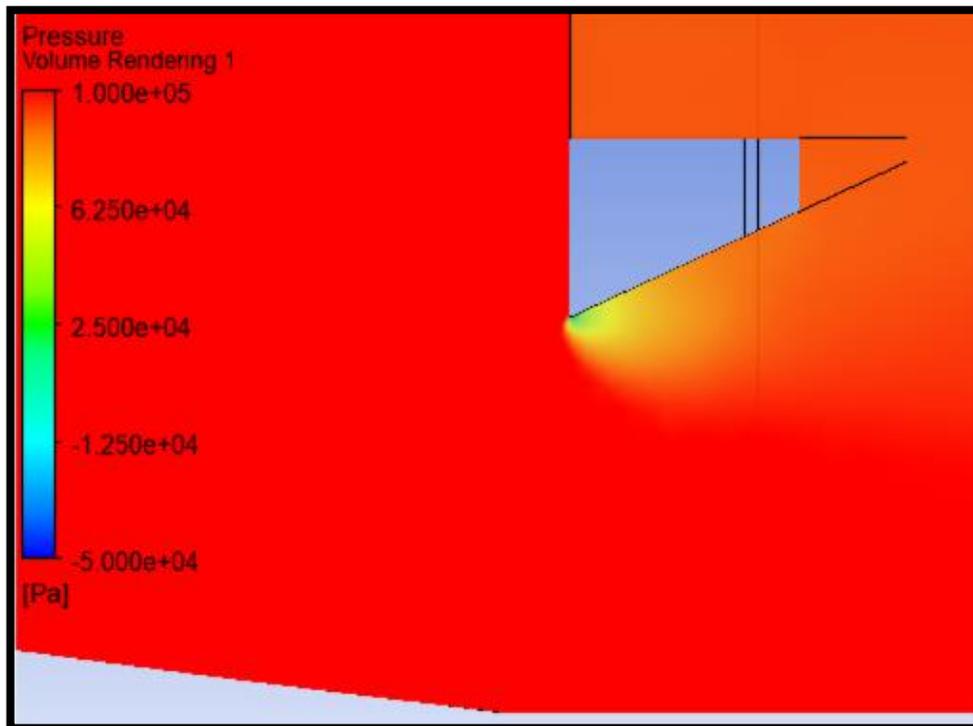


Fonte: próprio autor.

Observando as pressões na região abaixo da chapa defletora na Figura 42, é possível perceber a formação de uma região de baixa pressão próxima ao vértice, entre a chapa de paramento e a chapa defletora da comporta, o que indica a existência de Downpull.

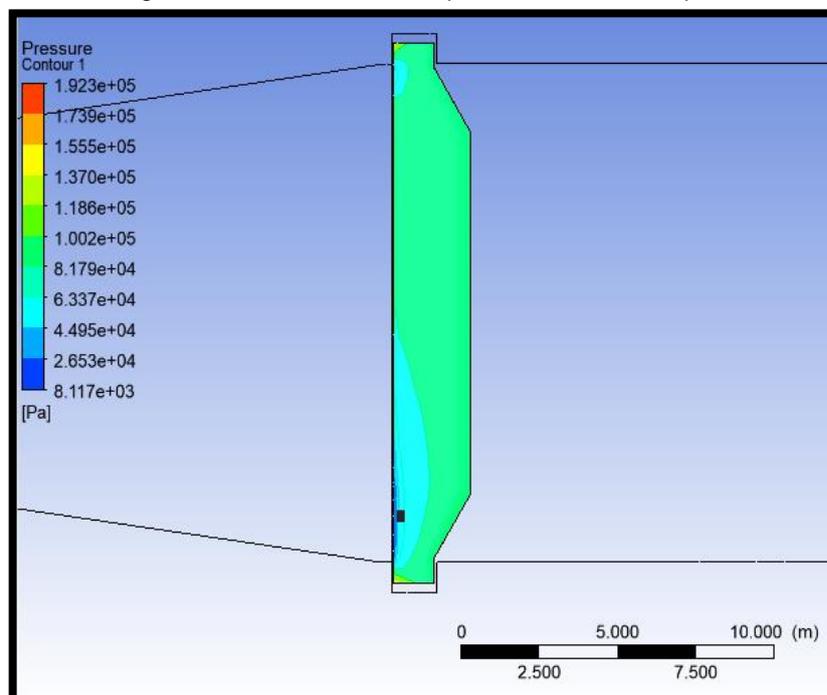
O campo de pressões atuante na chapa defletora da comporta é um parâmetro que pode ser analisado como indicativo de validação e entendimento das forças verticais atuantes na comporta. Observa-se na Figura 43 as pressões na chapa defletora para uma abertura de 20% com os efeitos de vórtice. É possível notar que nas regiões em que o fluxo cola na chapa defletora, as pressões são reduzidas, chegando a cerca de 49 kPa, enquanto nas demais regiões da comporta, a pressão é da ordem de 90 kPa. Isso demonstra que há esforço no sentido de cima para baixo (Downpull).

Figura 42 – Baixas pressões observadas na chapa defletora da comporta



Fonte: próprio autor.

Figura 43 – Pressão na chapa defletora da comporta

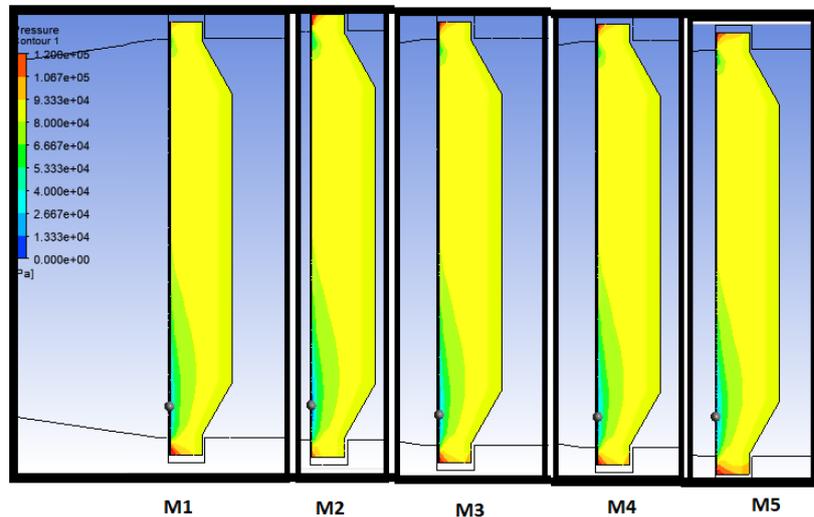


Fonte: próprio autor.

Na Figura 44, é possível observar os resultados das pressões na chapa defletora da comporta para os cinco tipos de refinamento de malha gerados. Para

possibilitar a comparação visual, os resultados das cinco malhas estão representados na mesma escala. Os locais que apresentam baixa pressão são bem parecidos.

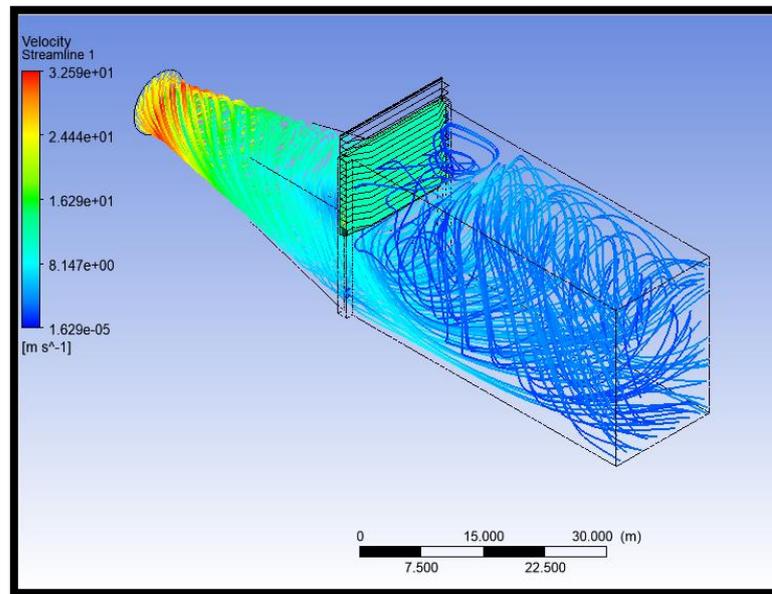
Figura 44 – Resultado de pressão na chapa defletora conforme refinamento de malha



Fonte: próprio autor.

Na Figura 45, são apresentadas as linhas de corrente, coloridas de acordo com a velocidade, para a abertura de 80% com o escoamento e efeitos rotacionais. Observa-se que as maiores velocidades ocorrem logo após a turbina e vão reduzindo gradativamente conforme se aproximam da comporta, seguindo o mesmo comportamento observado na abertura de 20%. Abaixo da comporta, a velocidade na região central é da ordem de 1,6 m/s e aumenta gradativamente em direção à região periférica, chegando a aproximadamente 8,9 m/s nas regiões próximas às paredes. Observa-se que as velocidades são menores em comparação com a abertura de 20%, o que era esperado, uma vez que a área de passagem é bem maior. Já a jusante da comporta, é possível verificar que praticamente não há formação de zona de estagnação, como ocorreu na abertura de 20%.

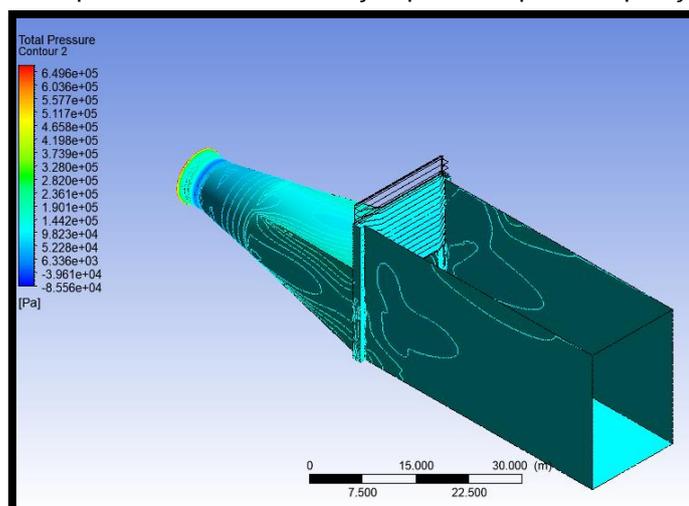
Figura 45 – Linhas de corrente para comporta na posição de 80% de abertura



Fonte: próprio autor.

As pressões nas paredes do tubo de sucção, com fluxo e efeitos rotacionais para a abertura de 80%, apresentadas na Figura 46, são da ordem de 108 kPa nas regiões periféricas próximas à parede e de 78 kPa na região central do fluxo. Esses valores são bem menores que os observados para a abertura de 20%, o que nos mostra uma maior influência do nível de jusante. É importante salientar que, da mesma forma que na abertura de 20%, não estão inclusas as parcelas gravitacionais.

Figura 46 – Pressões nas paredes do tubo de sucção para comporta na posição de 80% de abertura

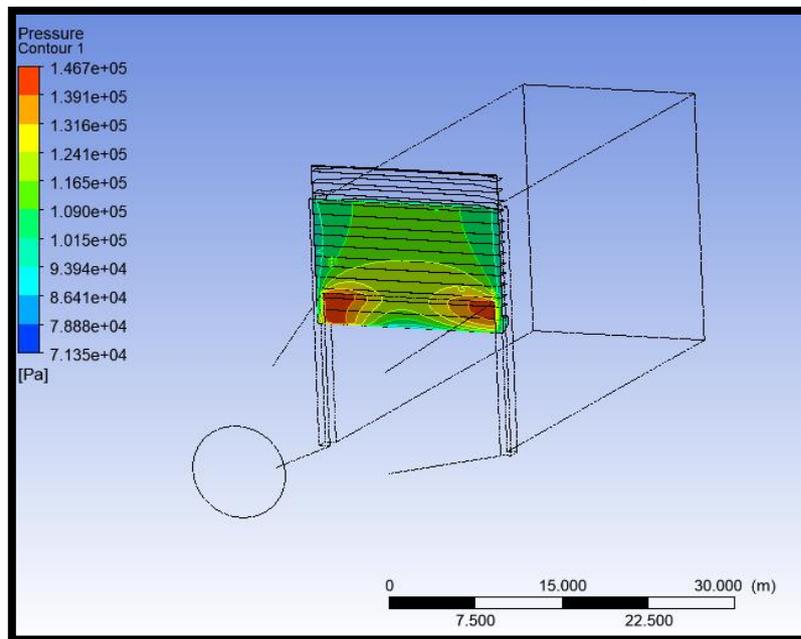


Fonte: próprio autor.

As pressões na chapa de face, para a abertura de 80% e condição de escoamento com vórtice, chegam a atingir valores máximos de 146 kPa nas regiões das extremidades laterais da comporta. Já na região central, as pressões são da ordem de 96 kPa, conforme ilustrado na Figura 47.

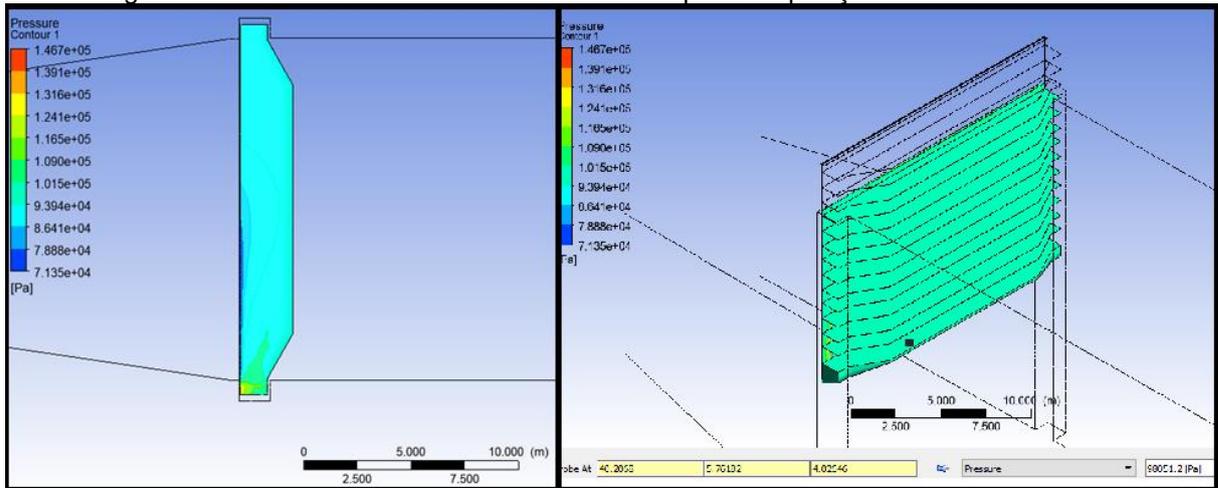
As pressões na chapa defletora, para a condição de escoamento com vórtice e abertura de 80%, apresentam valores mínimos da ordem de 75 kPa e valores máximos da ordem de 98 kPa, conforme pode ser observado no lado esquerdo da Figura 48. Já na viga horizontal do elemento inferior, no lado direito da Figura 48, a pressão é praticamente constante, na ordem de 98 kPa. Essa diferença de pressão é indicativa da existência de Downpull nessa abertura.

Figura 47 – Pressão na chapa de face para comporta na posição de 80% de abertura



Fonte: próprio autor.

Figura 48 – Pressão no elemento inferior da comporta na posição de 80% de abertura



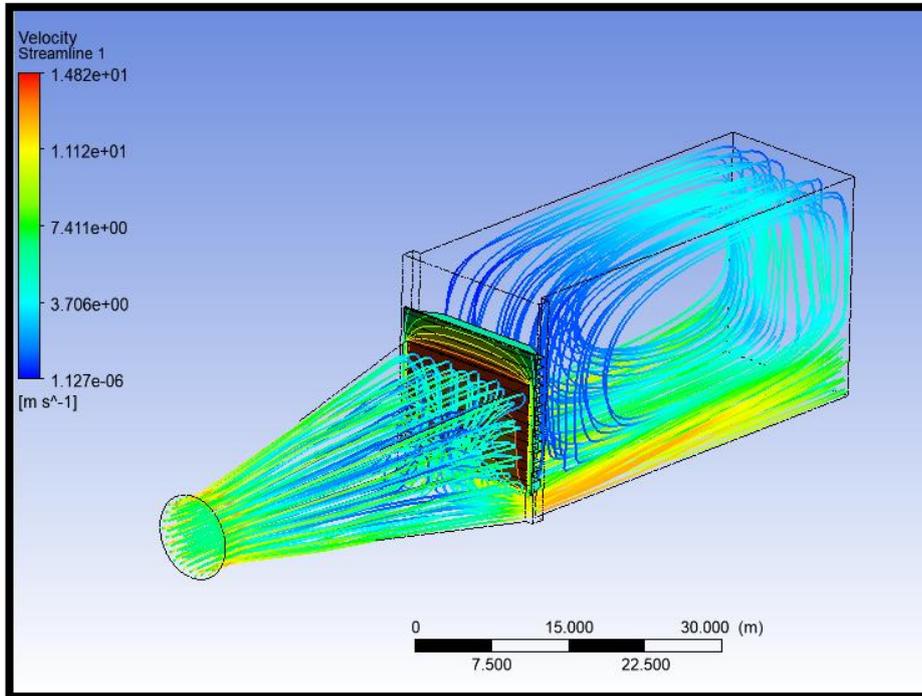
Fonte: próprio autor.

### 6.3.2 Análise do escoamento sem vórtice

Com o intuito de se observar as diferenças no escoamento devido ao efeito de vórtice gerado pela turbina, será realizada nesta seção a análise dos resultados sem os efeitos rotacionais.

Na Figura 49, observa-se que as velocidades na região da turbina são da ordem de 7,5 m/s, o que é menor do que na situação de fluxo com o vórtice imposto pela rotação da turbina. Conforme se aproxima da comporta, a velocidade é reduzida e chega à ordem de 1,5 m/s. Na região abaixo da comporta, verifica-se a formação de um jato com velocidade da ordem de 11 m/s. Percebe-se que, nessa abertura, a comporta exerce a função de seção de controle, uma vez que a área de abertura é pequena e o jato formado abaixo da comporta apresenta as maiores velocidades. Já a jusante da comporta, há a formação de uma região de recirculação de grandes dimensões.

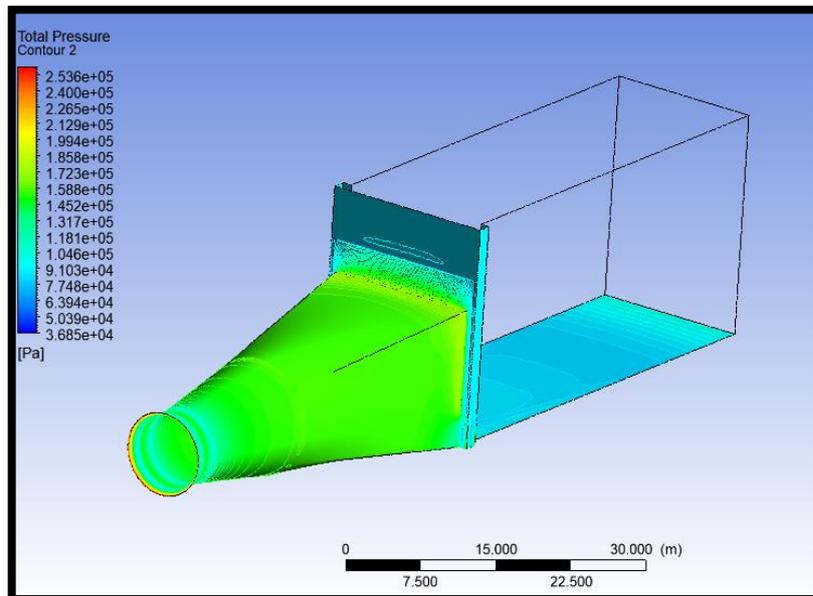
Figura 49 - Linhas de corrente para abertura de 20%



Fonte: próprio autor.

As pressões na parede do tubo de sucção são da ordem de 155 kPa, conforme pode ser observado na Figura 50.

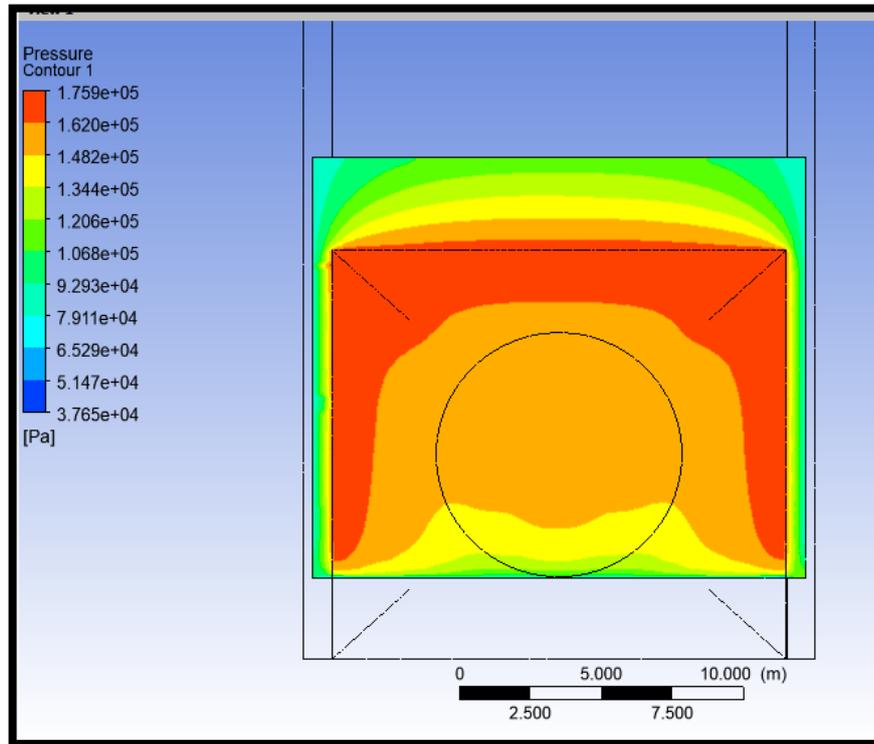
Figura 50 – Pressão nas paredes do tubo de sucção com abertura de 20% sem vórtice



Fonte: próprio autor.

As pressões na chapa de face da comporta apresentam certa simetria, sendo que a pressão máxima atinge valores da ordem de 174 kPa, conforme pode ser observado na Figura 51.

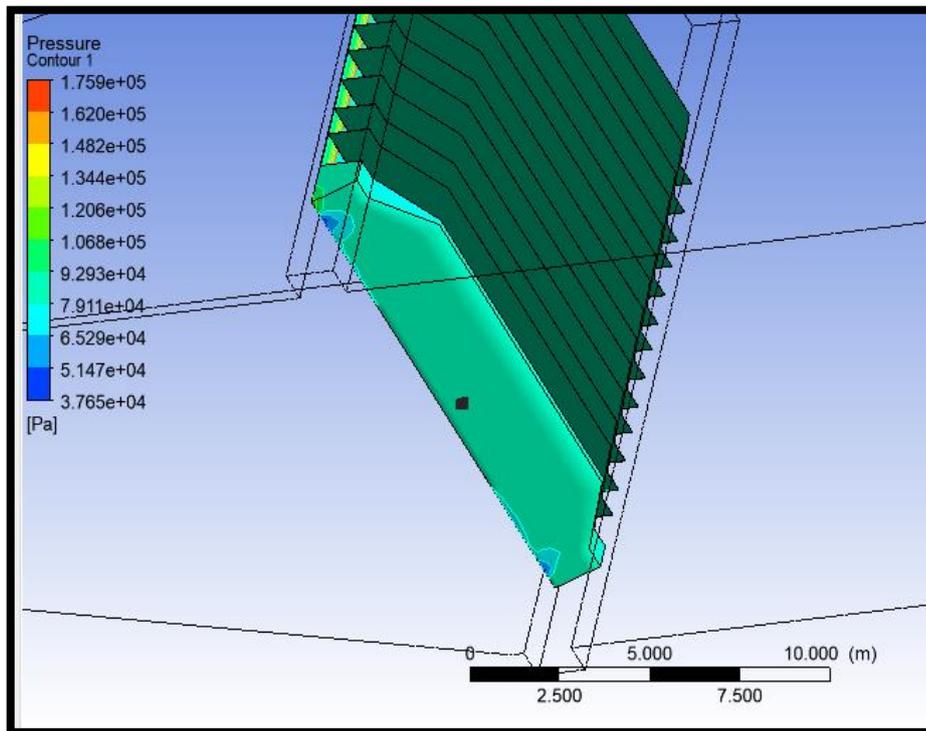
Figura 51 – Pressão na chapa de face da comporta com abertura de 20% sem vórtice



Fonte: próprio autor.

As pressões na chapa defletora são da ordem de 82 kPa. Porém, apresentam uma pequena região de baixa pressão próxima à região da ranhura, chegando à ordem de 46 kPa. Essa baixa pressão é aplicada de forma simétrica em uma área menor do que no cenário com vórtice, conforme pode ser observado na Figura 52.

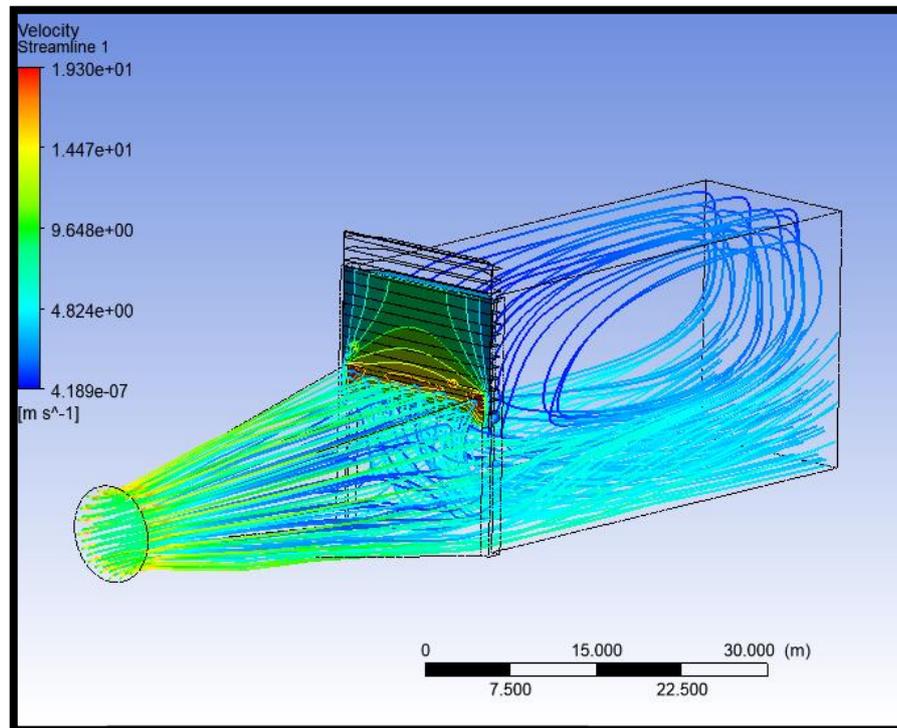
Figura 52 – Pressão na chapa defletora da comporta com abertura de 20% sem vórtice



Fonte: próprio autor.

Já para a abertura de 80%, observa-se que as velocidades são menores e que a seção da comporta não exerce mais a função de seção de controle, apresentando velocidades da ordem de 5 m/s, conforme pode ser observado na Figura 53.

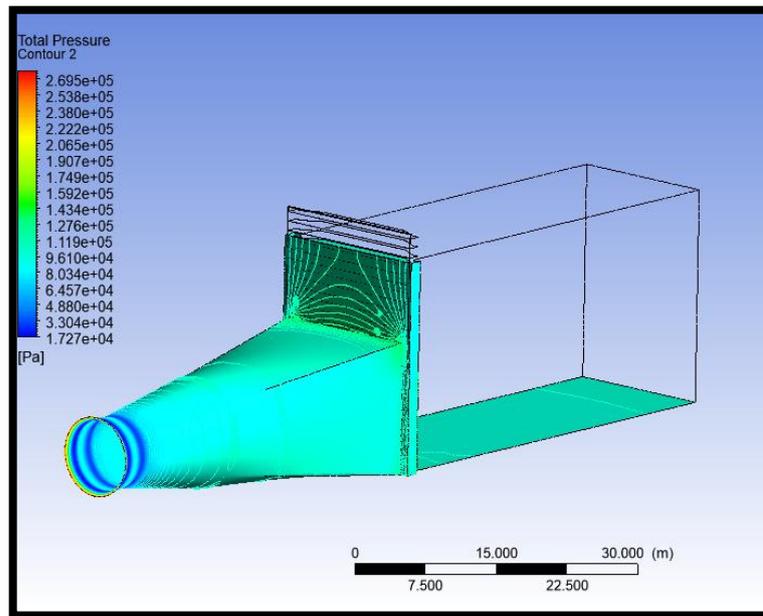
Figura 53 – Linhas de corrente com abertura de 80% sem vórtice



Fonte: próprio autor.

Para a abertura da comporta de 80% e condição de fluxo sem efeitos rotacionais, as pressões na região da turbina são baixas, da ordem de 66,7 kPa, devido à alta velocidade. Percebe-se que a seção de controle está na região da turbina com menor área de passagem. Já nas regiões mais próximas à comporta, as pressões nas paredes do tubo de sucção são da ordem de 102 kPa, conforme pode ser observado na Figura 54.

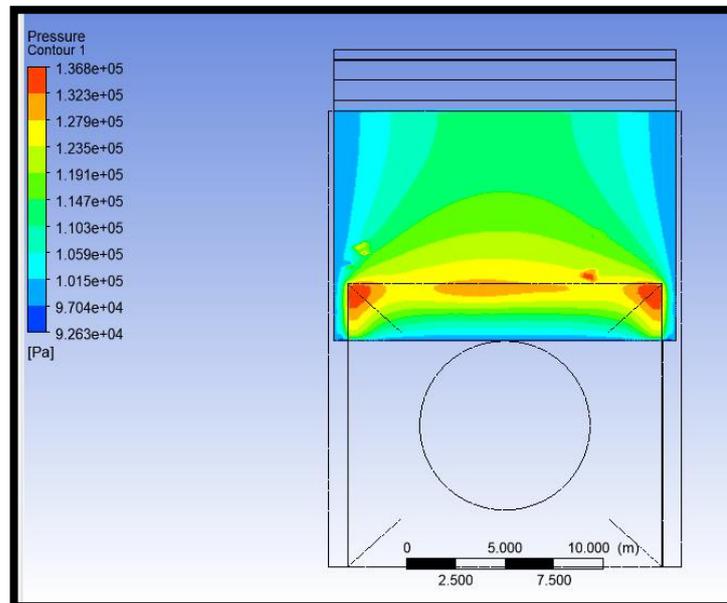
Figura 54 – Pressão na parede do tubo de sucção com abertura de 80% sem vórtice



Fonte: próprio autor.

As distribuições de pressão na chapa de face são praticamente simétricas e apresentam as maiores pressões nas regiões das quinas superiores, chegando à ordem de 134 kPa, conforme pode ser observado na Figura 55.

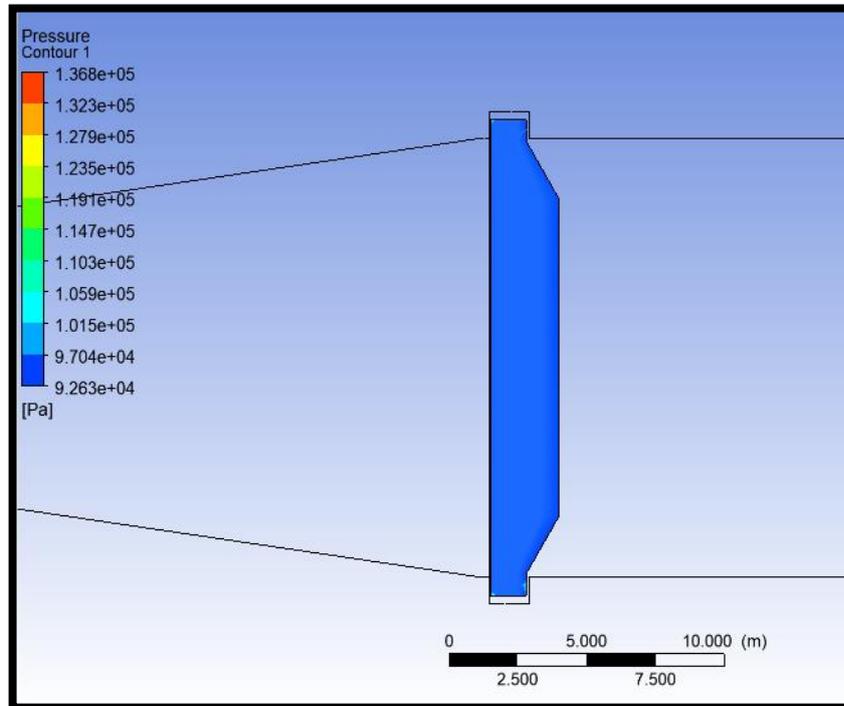
Figura 55 – Pressão na face de montante da comporta com abertura de 80% sem vórtice



Fonte: próprio autor.

Nessa condição de fluxo sem efeitos rotacionais e com abertura de 80%, as pressões na chapa defletora são praticamente simétricas e constantes, da ordem de 97 kPa, conforme ilustrado na Figura 56.

Figura 56 – Pressão na chapa defletora da comporta com abertura de 80% sem vórtice



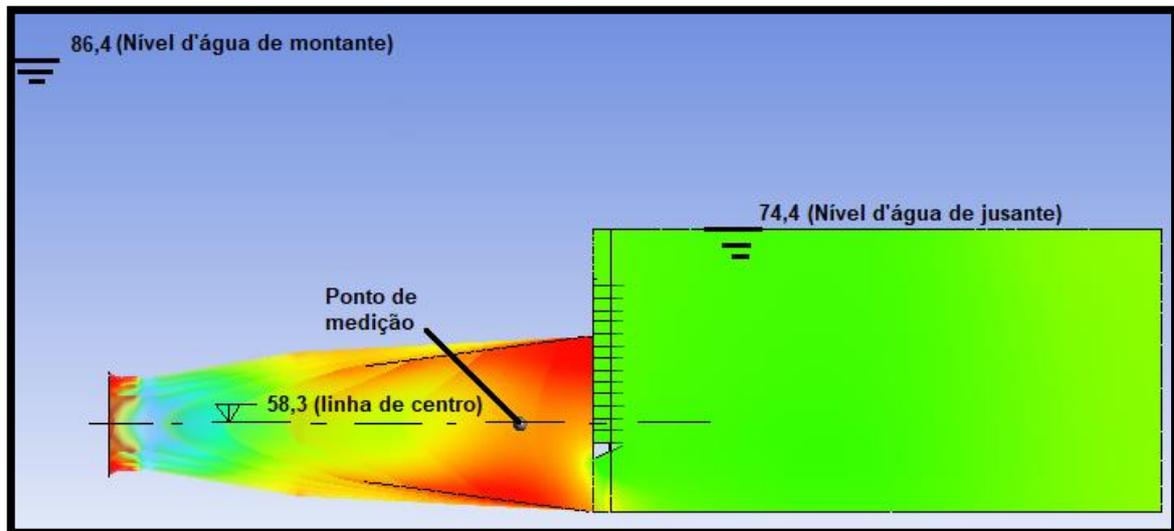
Fonte: próprio autor.

## 6.4 RESULTADOS OBTIDOS

### 6.4.1 Pressão

Foram verificadas as pressões internas do tubo de sucção no modelo CFD e comparadas com as pressões medidas no teste físico no protótipo. O ponto de tomada de pressão coincidiu com a mesma coordenada onde o transdutor de pressão foi instalado no protótipo (ver Figura 57), a fim de obter uma comparação. Como as simulações numéricas foram realizadas sem considerar o efeito gravitacional, foi necessário ainda somar aos resultados obtidos no CFD a parcela hidrostática (nível de jusante) da coluna de água sobre o ponto de medição (Tabelas 8 e 9).

Figura 57 – Ponto de verificação de pressão no tubo de sucção



Fonte: próprio autor.

A pressão no ponto ( $P_c$ ) em metros coluna d'água [mca] pode ser calculada conforme a seguinte equação:

$$P_c = \frac{(P_{\text{medição}} - P_{\text{atm}})}{\rho \cdot g} \quad (6.2)$$

Onde:

$\rho$  = Massa específica da água a 25°C = 997,05 [kg/m<sup>3</sup>];

$g$  = Gravidade local = 9,781 [m/s<sup>2</sup>];

$P_{\text{atm}}$  = Pressão atmosférica = 101325 [Pa];

$P_{\text{medição}}$  = Pressão medida no CFD [Pa];

$P_c$  = Pressão no ponto de medição [mca].

Para a abertura de 80%, o cálculo fica:

$$P_c = \frac{(108778 - 101325)}{997,05 \cdot 9,781}$$

$$P_c = 0,764 \text{ mca}$$

Na Tabela 8, estão as correções das pressões obtidas em CFD para comparação com os resultados medidos no protótipo, considerando a parcela hidrostática (nível de jusante).

Tabela 8 – Pressão no tubo de sucção fluxo com efeitos rotacionais

<b>Abertura da comporta [%]</b>	<b>Pressão medida no CFD [Pa]</b>	<b>Pc [mca]</b>	<b>Nível de jusante [mca]</b>	<b>Cota piezométrica [m]</b>
10	166978	6,73	74,4	81,13
20	166920	6,73	74,4	81,13
30	151586	5,15	74,4	79,55
40	141453	4,11	74,4	78,51
50	132732	3,22	74,4	77,62
60	125286	2,46	74,4	76,86
70	115104	1,41	74,4	75,81
80	108778	0,76	74,4	75,16
90	99881	-0,15	74,4	74,25
100	94370	-0,71	74,4	73,69

Fonte: próprio autor.

Na Tabela 9, estão as correções das pressões obtidas em CFD para comparação com os resultados medidos no protótipo para a condição sem vórtice, considerando a parcela hidrostática (nível de jusante).

Tabela 9 – Pressão no tubo de sucção sem efeitos rotacionais

(continua)

<b>Abertura da comporta [%]</b>	<b>Pressão relativa medida no CFD [Pa]</b>	<b>Pc [mca]</b>	<b>Nível de jusante [mca]</b>	<b>Cota piezométrica [m]</b>
10	166961	6,73	74,4	81,13
20	155121	5,51	74,4	79,91
30	130594	3,00	74,4	77,40
40	117431	1,64	74,4	76,05
50	110062	0,90	74,4	75,30
60	105786	0,46	74,4	74,86
70	103554	0,23	74,4	74,62
80	102186	0,09	74,4	74,48

Tabela 9 – Pressão no tubo de sucção sem efeitos rotacionais

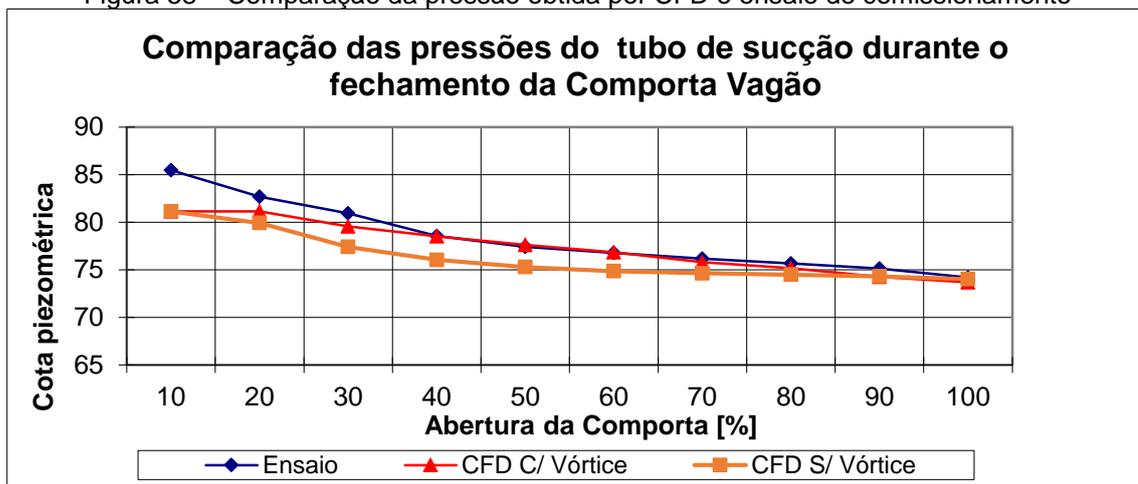
(conclusão)

Abertura da comporta [%]	Pressão relativa medida no CFD) [Pa]	Pc [mca]	Nível de jusante [mca]	Cota piezométrica [m]
90	100537	-0,08	74,4	74,31
100	97629	-0,38	74,4	74,02

Fonte: próprio autor.

No gráfico da Figura 58, a curva em vermelho representa as pressões na condição de fluxo com vórtice. Em laranja está a curva que representa a condição sem vórtice e em azul a curva que representa as pressões medidas no teste físico. Observa-se que as pressões na condição sem vórtice são menores.

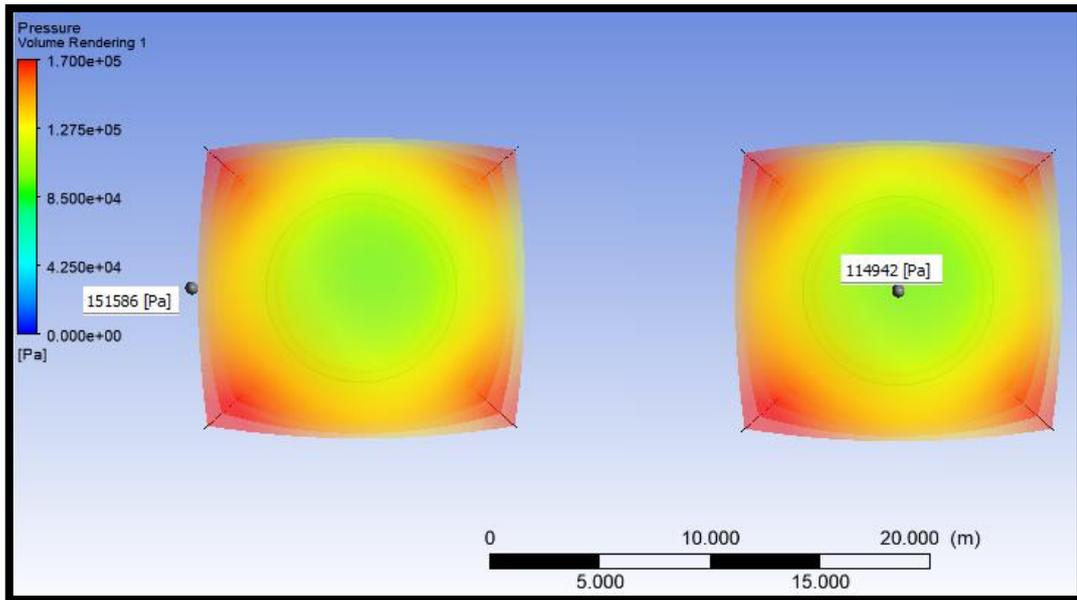
Figura 58 – Comparação da pressão obtida por CFD e ensaio de comissionamento



Fonte: próprio autor.

No caso de um escoamento com rotação, ocorre um aumento da pressão nas regiões mais afastadas do eixo de rotação. Conforme mencionado por Fox, McDonald e Pritchard (2014, p. 310), “a pressão aumenta para fora na direção normal às linhas de corrente a partir do centro de curvatura dessas linhas”. Esse efeito pode ser a causa do aumento da pressão no caso do escoamento com vórtice, tendo em vista que a tomada de pressão está localizada na parede do tubo de sucção, onde o raio de curvatura é máximo. Na Figura 59, estão representadas em colorido as pressões para a abertura de 30% da comporta, para o caso de fluxo com vórtice. É possível verificar essa diferença de pressão na parede (151.586 Pa) e no eixo de rotação (114.942 Pa).

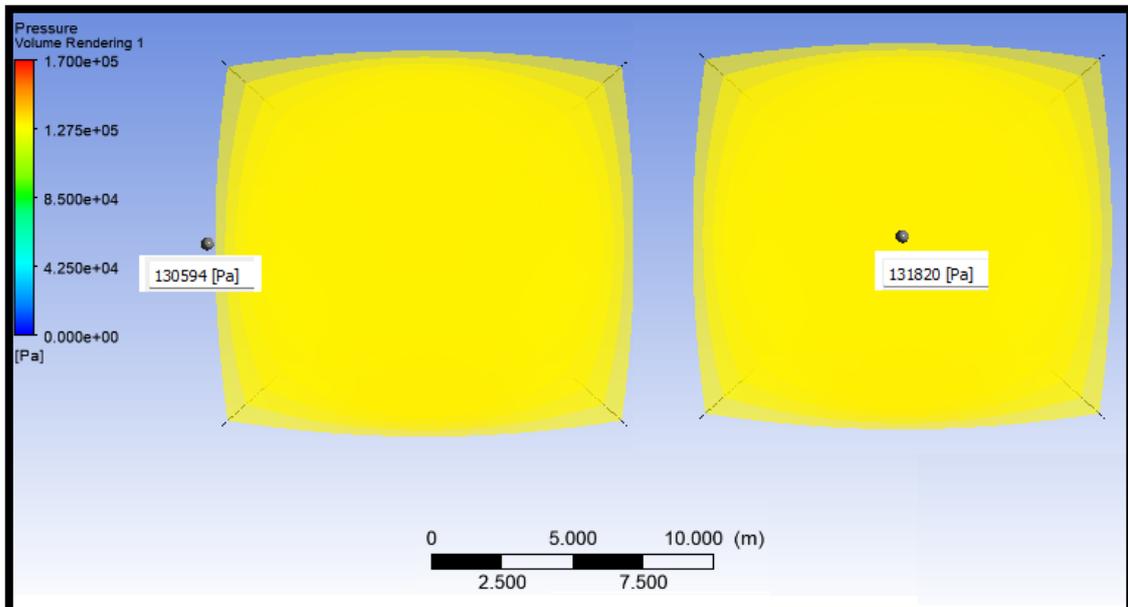
Figura 59 – Comparação das pressões no eixo de rotação e na parede do tubo de sucção, fluxo com vórtice na abertura de 30%



Fonte: próprio autor.

Na Figura 60, é possível verificar a diferença de pressão entre a região da parede e a região central na condição de fluxo sem vórtice. É perceptível que a diferença de pressão é bem pequena em comparação com a diferença observada na situação de fluxo com vórtice.

Figura 60 – Comparação das pressões no eixo de rotação e na parede do tubo de sucção, fluxo sem vórtice na abertura de 30%



Fonte: próprio autor.

### 6.4.2 Esforço vertical

Na Tabela 10, estão apresentados os valores de esforço vertical obtidos no modelo CFD para as condições sem vórtice e com vórtice.

Tabela 10 – Valor de esforço vertical hidrodinâmico CFD

Abertura da comporta [%]	Downpull (fluxo sem vórtice) [kN]	Downpull (fluxo com vórtice) [kN]
100	192,86	157,61
90	8,69	207,512
80	9,88	148,35
70	5,50	51,80
60	18,89	41,02
50	73,76	69,89
40	79,58	109,16
30	111,91	180,01
20	159,25	320,05
10	169,18	304,87
0	0	0

Fonte: próprio autor.

Observa-se uma diferença significativa nos resultados com e sem os efeitos rotacionais, o que é coerente com as pressões observadas na chapa defletora para os dois cenários. No cenário de fluxo com vórtice, a área que o jato cola na chapa defletora é maior do que no cenário sem vórtice, resultando em um Downpull mais intenso no cenário com vórtice.

Para análise das incertezas, foi aplicada a metodologia proposta por Celik *et al.* (2008), publicada em seu artigo “Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications”, na qual são empregadas as seguintes etapas:

Etapa 1: Definir o tamanho representativo da malha  $T_m$ .

$$T_m = \left[ \frac{1}{N_c} \sum_{i=1}^{N_c} (\Delta V d_i) \right]^{1/3} \quad (6.3)$$

Onde:

$\Delta V di$  = Volume do domínio de fluido;

$T_m$  = Tamanho representativo da malha;

$N_c$  = Número total de células usadas para o modelo computacional.

Para essa análise de incerteza, foram escolhidas três configurações de malhas significativas: a malha adotada (M2) e as duas malhas menos refinadas (M4 e M5). Os resultados do cálculo estão apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 – Cálculo do tamanho representativo da malha  $T_m$

Malha	$N_c$	$\sum_{i=1}^{N_c} (\Delta V di) [m^3]$	$T_m$
2	10562109	22801,9	0,129243
4	4684238	22800,3	0,169473
5	3073725	22797,8	0,195019

Fonte: próprio autor.

Etapa 2: Rodar o modelo CFD para as três configurações de malha escolhidas e determinar o valor da variável chave ( $D_p$  = Downpull). Os resultados estão indicados na Tabela 12.

Tabela 12 – Downpull em função do tamanho da malha

Malha	$D_p = \text{Downpull [N]}$
2	-323304
4	-300448
5	-278447

Fonte: próprio autor.

Etapa 3: Calcular a ordem aparente ( $J$ ).

$$J = \frac{1}{\ln(r_{42})} \left| \ln \left| \frac{\varepsilon_{54}}{\varepsilon_{42}} \right| + q(J) \right| \quad (6.4)$$

Onde:

$$q(J) = \ln \left( \frac{r_{42}^J - S}{r_{54}^J - S} \right) \quad (6.5)$$

$$S = 1. \operatorname{sgn} \left( \frac{\varepsilon_{54}}{\varepsilon_{42}} \right) \quad (6.6)$$

$$r_{42} = \frac{h_4}{h_2} \quad (6.7)$$

$$r_{54} = \frac{h_5}{h_4} \quad (6.8)$$

$$\varepsilon_{42} = Dp_4 - Dp_2 \quad (6.9)$$

$$\varepsilon_{54} = Dp_5 - Dp_4 \quad (6.10)$$

As equações (6.4) e (6.5) podem ser resolvidas com método iterativo, com palpite inicial igual ao primeiro termo. Na Tabela 13 estão apresentados os resultados dos cálculos das equações (6.4) e (6.5).

Tabela 13 – Cálculo da ordem aparente (J)

Variável	Valor calculado
$\varepsilon_{42}$	22856
$\varepsilon_{54}$	22001
$r_{42}$	1,311275
$r_{54}$	1,150735
$q$	0,8827
J	3,1165

Fonte: próprio autor.

Etapa 4: Calcular os valores extrapolados.

$$Dp_{ext}^{42} = (r_{42}^J \cdot Dp_2 - Dp_4) / (r_{42}^J - 1) \quad (6.11)$$

$$Dp_{ext}^{42} = -340528$$

$$Dp_{ext}^{54} = (r_{54}^J \cdot Dp_4 - Dp_5) - (r_{54}^J - 1) \quad (6.12)$$

$$Dp_{ext}^{54} = -340528$$

Etapa 5: Calcular o erro estimado com a ordem aparente (J).

O erro relativo aproximado ( $e_a$ ) pode ser calculado por:

$$e_a^{42} = \left| \frac{Dp_2 - Dp_4}{Dp_2} \right| \quad (6.13)$$

$$e_a^{42} = 7,07\%$$

E o erro de convergência na malha refinada (M2) pode ser calculado por:

$$GCI_{fino}^{24} = \frac{1.25 e_a^{42}}{r_{21}^J - 1} \quad (6.14)$$

$$GCI_{fino}^{24} = 6,66\%$$

Na Tabela 14, estão apresentados os resultados do cálculo da incerteza do modelo numérico para as condições sem vórtice e com vórtice.

Tabela 14 – Valor de esforço vertical hidrodinâmico CFD

Abertura da comporta [%]	Downpull (fluxo sem vórtice) [kN]	Incerteza do modelo numérico (fluxo sem vórtice) [kN]		Incerteza do modelo numérico (fluxo com vórtice) [kN]	
		Incerteza do modelo numérico (fluxo sem vórtice) [kN]	Downpull (fluxo com vórtice) [kN]	Incerteza do modelo numérico (fluxo com vórtice) [kN]	Downpull (fluxo com vórtice) [kN]
100	192,86	12,8	157,61	10,5	157,61
90	8,69	0,6	207,512	13,8	207,512
80	9,88	0,7	148,35	9,9	148,35
70	5,50	0,4	51,80	3,4	51,80
60	18,89	1,3	41,02	2,7	41,02
50	73,76	4,9	69,89	4,7	69,89
40	79,58	5,3	109,16	7,3	109,16
30	111,91	7,5	180,01	12,0	180,01
20	159,25	10,6	320,05	21,3	320,05
10	169,18	11,3	304,87	20,3	304,87
0	0	0	0	0	0

Fonte: próprio autor.

### 6.4.3 Esforço horizontal

Foram extraídos do modelo em CFD os valores dos esforços hidrodinâmicos horizontais na comporta. Esses valores serão utilizados para o cálculo do atrito teórico, que, por sua vez, influencia os valores de esforços verticais. Os valores foram extraídos para as condições sem vórtice e com vórtice, conforme apresentado na Tabela 15.

Tabela 15 – Esforço hidrodinâmico horizontal CFD

Abertura da comporta [%]	Esforço hidrodinâmico horizontal sem vórtice [kN]	Esforço hidrodinâmico horizontal com vórtice [kN]
100	35,15	150,24
90	2414,58	2204,79
80	3275,86	3688,98
70	3619,21	4410,29
60	4623,04	7003,89
50	4770,90	7243,16
40	6560,12	9029,64
30	9924,86	11421,05
20	16514,00	16024,00
10	18644,20	17049,90
0*	28516,89	28516,89

Fonte: próprio autor.

\* Para a comporta totalmente fechada, o valor é hidrostático, portanto, foi calculado de forma analítica.

$$W = Hmj \cdot \gamma \cdot B \cdot hc \quad (6.15)$$

Onde:

$W$  = Força hidrostática na comporta [kN];

$\gamma$  = Peso específico da água sendo: 9,81 [kN/m<sup>3</sup>];

$B$  = Vão entre vedações laterais sendo: 16,44 [m];

$Hmj$  = Desnível entre o nível de montante e o nível de jusante: 12 [m];

$hc$  = Altura de vedação da comporta sendo: 14,735 [m].

$$W = 12 \cdot 9,81 \cdot 16,44 \cdot 14,735$$

$$W = 28516,89 \text{ kN}$$

## 7 DIFERENÇAS ENTRE O MODELO FÍSICO E O CFD

O modelo em CFD foi construído com as condições de contorno do teste físico realizado no comissionamento da comporta, a fim de permitir a comparação e validação dos resultados. No entanto, há algumas condições que não foram representadas no modelo numérico. Cada uma delas será retratada nesta seção.

### 7.1 ENSAIO REALIZADO EM REGIME ESTÁTICO E PERMANENTE

As medições realizadas no protótipo foram feitas em regime dinâmico, com a comporta em movimento. Já o modelo em CFD foi realizado em regime estático e permanente, sendo estudado em dez posições de abertura diferentes. Portanto, o modelo em CFD não incluiu os efeitos de transitórios hidráulicos, embora eles sejam pequenos no protótipo, uma vez que a velocidade de fechamento da comporta é definida de modo a evitar esses efeitos e, assim, prevenir um dano na turbina.

### 7.2 ATRITO DE VEDAÇÃO E DE ROLAMENTO

A comporta é submetida a um grande esforço horizontal, que é convertido em esforço vertical devido às forças de atrito. Essas forças ocorrem de duas formas: o atrito de vedação da comporta e o atrito de rolamento. No modelo numérico da comporta, não foram representados os elementos de vedação e as rodas da comporta, uma vez que esses elementos são pequenos em relação à comporta. Para representá-los, seria necessário um refinamento excessivo da malha nessa região, o que levaria um tempo de processamento inviável. Portanto, esses efeitos serão computados analiticamente e somados aos valores de esforços obtidos no modelo numérico para fins de comparação.

Na forma clássica de obtenção dos esforços hidrodinâmicos em comportas, ou seja, por meio de modelos hidráulicos reduzidos, a influência do atrito é isolada. Isso é feito realizando as medições no fechamento e também na abertura da comporta. Dessa forma, como o atrito está sempre no sentido oposto ao movimento, é possível determinar os esforços de atrito e isentar-se de sua interferência. Na prática, nas condições reais de comissionamento, não foi possível realizar tal procedimento. Como a comporta foi projetada somente para o fechamento de

emergência, sua abertura é realizada apenas em equilíbrio de pressão. Portanto, será apresentado o cálculo analítico dos atritos.

No processo de montagem da vedação da comporta, é aplicada uma força de pré-compressão nas vedações, a fim de garantir um determinado nível de deflexão das mesmas e assegurar a estanqueidade (RUBBERART, [2012]). Essa força de pré-compressão impacta nas forças de atrito. No entanto, essa parcela de atrito referente à pré-compressão da montagem da vedação é a mesma tanto no cenário hidrostático quanto no cenário com fluxo. Logo, sua influência é anulada quando se realiza a operação de subtração dos valores adquiridos e apresentados na seção 5.2.2. Da mesma forma acontece com o atrito da roda guia lateral, que é o mesmo para os dois cenários. Isso se deve ao viés de comparação e ao fato de que, na metodologia utilizada no ensaio físico, essa parcela estava inclusa tanto no fechamento com fluxo quanto no hidrostático, sendo anulada ao calcular a diferença para obter os esforços hidrodinâmicos.

### 7.2.1 Cálculo analítico do atrito de roda principal (ARP)

O atrito de roda principal pode ser calculado por (ERBISTI, 2002):

$$ARP = \frac{W}{R} (M \cdot r + f) \quad (7.1)$$

Onde:

$W$  = Força total atuante sobre a comporta;

$R$  = Raio da roda = 31,0 [cm];

$r$  = Raio médio do rolamento = 13,5 [cm];

$M$  = Coeficiente de atrito estático no rolamento (eixo e rolamento) é 0,01 e para atrito cinemático é 0,005;

$f_e$  = Fator de atrito de rolamento estático (roda e caminho de rolamento) = 0,1 [cm];

$f_c$  = Fator de atrito de rolamento cinemático (roda e caminho de rolamento) = 0,02 [cm].

A carga em que as rodas estão submetidas ( $W$ ) é geralmente calculada presumindo uma distribuição hidrostática de pressão, de forma conservadora, conforme metodologia apresentada em Erbisti (2002). No entanto, considerando o viés de comparação com os testes feitos em campo, foi computada somente a parcela hidrodinâmica da pressão na chapa de face. A parcela hidrostática, que é convertida em atrito, foi anulada na operação de subtração dos esforços com fluxo e sem fluxo, uma vez que estava presente em ambos os casos. Para isso, a gravidade foi desativada no modelo numérico. Os esforços hidrodinâmicos horizontais aos quais as rodas estavam submetidas foram extraídos dos resultados em CFD. O resultado do cálculo para cada abertura está apresentado na Tabela 16.

O cálculo do atrito para a comporta na posição 100% aberta é realizado com coeficientes de atrito estático, tendo em vista que a comporta está parada e sairá da inércia.

Tabela 16 – Cálculo do atrito de roda principal

Abertura da comporta [%]	Força horizontal extraída do CFD ( $W$ ) [kN]	Força		M	f [cm]	ARP [kN]	ARP com vórtice [kN]
		horizontal extraída do CFD com vórtice ( $W$ ) [kN]					
100	35,15	150,24	0,01	0,1	0,27	1,14	
90	2414,58	2204,79	0,005	0,02	6,82	6,22	
80	3275,86	3688,98	0,005	0,02	9,25	10,41	
70	3619,21	4410,29	0,005	0,02	10,22	12,45	
60	4623,04	7003,89	0,005	0,02	13,05	19,77	
50	4770,90	7243,16	0,005	0,02	13,47	20,44	
40	6560,12	9029,64	0,005	0,02	18,52	25,49	
30	9924,86	11421,05	0,005	0,02	28,01	32,24	
20	16514,00	16024,00	0,005	0,02	46,61	45,23	
10	18644,20	17049,90	0,005	0,02	52,62	48,12	
0	28516,89	28516,89	0,005	0,02	80,49	80,49	

Fonte: próprio autor.

### 7.2.2 Cálculo analítico do atrito de vedação lateral (AVL)

O atrito de vedação lateral pode ser calculado por (ERBISTI, 2002):

$$AVL = M \cdot F1 \quad (7.2)$$

Onde:

M = Coeficiente de atrito de vedação teflon-aço = 0,1;

F1 = Força aplicada na vedação lateral.

Sendo que a força aplicada na vedação (F1), pode ser calculada como:

$$F1 = p \cdot \left(\frac{L1}{bv}\right) \cdot \left(dv \cdot f + \left(\frac{bv^2}{2}\right)\right) \quad (7.3)$$

Onde:

L1 = Comprimento da vedação em contato;

p = Pressão em que a vedação está submetida;

dv = Largura da vedação = 4,5 cm;

bv = Trecho em balanço da vedação = 2,75 cm;

f = Distância entre o eixo do bulbo da vedação e o eixo da vedação = 1,5 cm.

As dimensões geométricas podem ser verificadas na Figura 61.

A pressão (p) pode ser calculada como a diferença de pressão entre os níveis de montante e de jusante aos quais a comporta estava submetida no momento do comissionamento. Por exemplo, para a comporta totalmente fechada, temos:

$$p = (NM - NJ) \cdot g \quad (7.4)$$

$$p = (86,4 - 74,4) \cdot 9,81$$

$$p = 117,72 \text{ KPa}$$

O cálculo do atrito de vedação lateral para cada abertura da comporta está apresentado na Tabela 17.

Tabela 17 – Cálculo do atrito de vedação lateral

Abertura da comporta [%]	Comprimento em contato (L1) [m]	Pressão (p)	Força aplicada na vedação lateral (F1) [kN]	AVL [kN]
100	0	0	0	0
90	2,56	0	11,52	0
80	5,11	0	23,04	0
70	7,67	0	34,57	0
60	10,22	0	46,09	0
50	12,78	4,05	57,61	0,20
40	15,34	8,11	69,14	0,48
30	17,89	17,22	80,66	1,18
20	20,45	34,45	92,18	2,70
10	23,00	82,08	103,70	7,23
0	25,56	117,72	115,23	11,52

Fonte: próprio autor.

Conforme observado no gráfico de pressão em função do fechamento da comporta, após a abertura de 50%, quase não há diferença de pressão entre montante e jusante da comporta, sendo desprezíveis os valores de atrito de vedação.

### 7.2.3 Atrito de vedação frontal (AVF)

A vedação frontal entra em atuação somente no final do fechamento, nos últimos 200 mm. Para fins de cálculo, ela será considerada apenas na última abertura.

O atrito na vedação frontal pode ser calculado por:

$$AVF = M \cdot F2 \quad (7.5)$$

Onde:

M = Coeficiente de atrito teflon-aço = 0,1;

F2 = Força aplicada na vedação frontal, calculada por:

$$F2 = p \cdot \left(\frac{a^2}{2}\right) + p \cdot \left(\frac{bf^2}{2}\right) \cdot \frac{L}{a} \quad (7.6)$$

Onde:

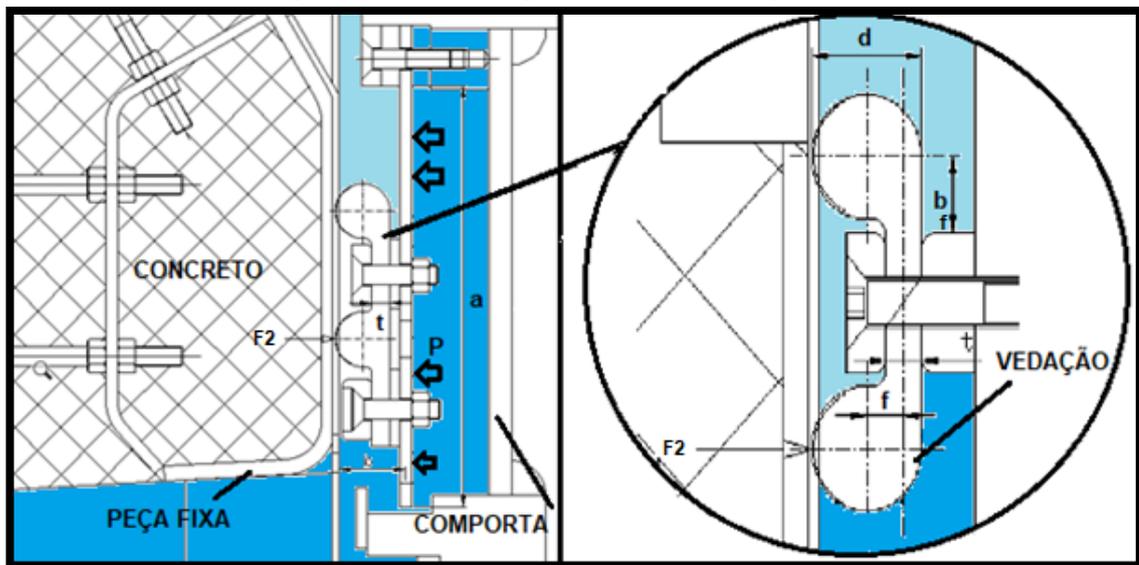
$a$  = Dimensão geométrica = 32,5 cm;

$bf$  = Dimensão geométrica = 5,4 cm;

$L$  = Comprimento em contato = 14,73 m.

A área submetida à pressão ( $p$ ) está indicada com setas e ilustrada na Figura 61. O azul escuro representa a região submetida à pressão do nível de montante. Essa pressão ( $p$ ) é responsável por forçar a vedação contra o frontal e fazer a vedação. A área indicada em azul claro é a região submetida à pressão do nível de jusante.

Figura 61 – Medidas geométricas da vedação frontal



Fonte: próprio autor.

A força ( $F_2$ ) aplicada na vedação frontal pode ser calculada por:

$$F_2 = \left( 117,72 \left( \frac{0,325^2}{2} \right) + 117,72 \left( \frac{0,054^2}{2} \right) \right) \cdot \frac{14,73}{0,325}$$

$$F_2 = 289,56$$

Logo,

$$AVF = 0,1.289,56$$

$$AVF = 28,96 \text{ kN}$$

## 7.2.4 Somatória dos atritos

Na Tabela 18, está apresentado o resumo dos valores de atrito calculados nos itens anteriores. São mostrados o atrito de vedação lateral (AVL), o atrito de vedação frontal (AVF) e o atrito de roda principal (ARP). Além disso, está apresentada a somatória desses atritos para as condições de fluxo com vórtice e sem vórtice, de modo a permitir a comparação.

Tabela 18 – Somatória dos atritos

Abertura [%]	AVL [kN]	AVF [kN]	ARP [kN]	ARP com vórtice [kN]	Total atritos sem vórtice [kN]	Total atritos com vórtice [kN]
100	0	0	0,27	1,14	0,27	1,14
90	0	0	6,82	6,22	6,82	6,22
80	0	0	9,25	10,41	9,25	10,41
70	0	0	10,22	12,45	10,22	12,45
60	0	0	13,05	19,77	13,05	19,77
50	0,2	0	13,47	20,44	13,67	20,64
40	0,48	0	18,52	25,49	19,00	25,97
30	1,18	0	28,01	32,24	29,19	33,42
20	2,7	0	46,61	45,23	49,31	47,93
10	7,23	0	52,62	48,12	59,85	55,35
0	11,52	28,96	80,49	80,49	120,97	120,97

Fonte: próprio autor.

Os esforços de atrito, embora tenham sido calculados de forma teórica, foram baseados em coeficientes de atrito de base experimental e normativos, que possuem um certo grau de incerteza. A norma alemã DIN 19704, no item 6, estabelece que nas situações em que a comporta é dimensionada para fechar com o peso próprio, os valores de atrito devem ser majorados em 25% devido a efeitos adversos (DIN, 1998). Portanto, foi considerada uma margem de incerteza de 25%.

## 7.3 EFEITOS ROTACIONAIS GERADOS PELA TURBINA

Os efeitos rotacionais gerados pela turbina são variáveis de acordo com as condições de operação, como a posição de abertura das pás do distribuidor e o ângulo de ataque da turbina. Esses parâmetros também variam ao longo do fechamento da

comporta. Como não foi possível obter as medidas geométricas da turbina, os efeitos rotacionais foram inseridos de forma sintética, com base na rotação da turbina. Portanto, os efeitos de vórtice na entrada não foram exatamente os mesmos da condição do teste físico, mas essa abordagem serviu para analisar a sensibilidade da variação do esforço hidrodinâmico com esses efeitos rotacionais.

## 8 COMPARAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Para efeito de comparação e validação do CFD, o atrito foi somado ao resultado de esforço hidrodinâmico obtido em CFD, uma vez que no ensaio físico os valores adquiridos incluem o atrito devido à diferença de pressão gerada pelo fluxo. Na Tabela 19, são apresentados os valores de esforço hidrodinâmico obtidos no CFD para a condição de fluxo sem vórtice, sem a influência do atrito, e a margem de erro acumulada.

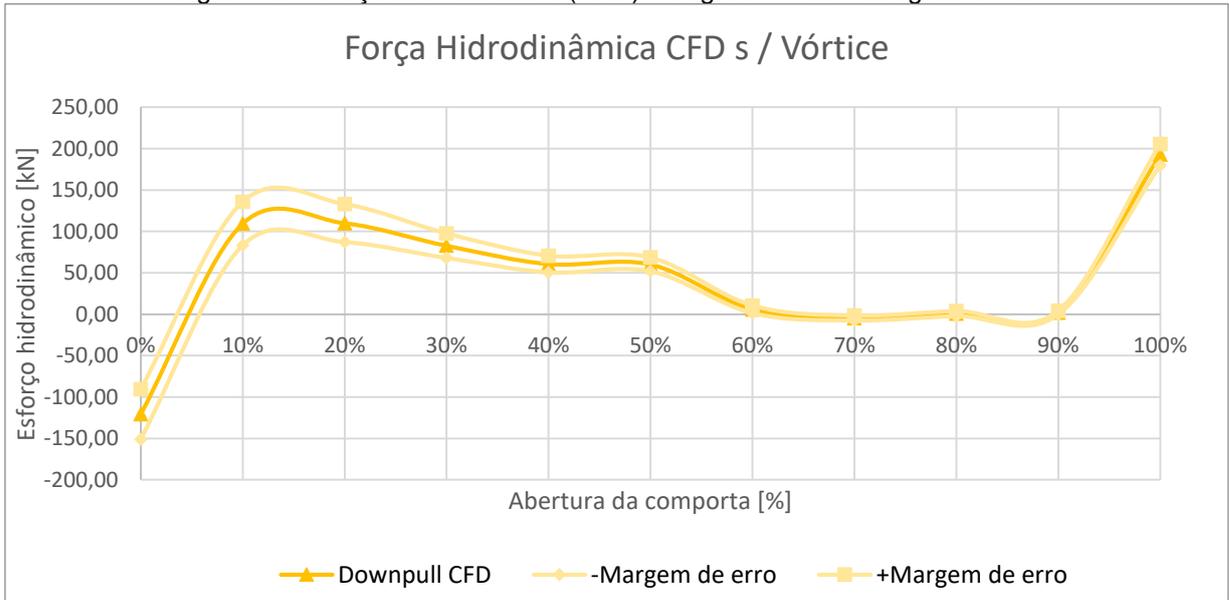
Tabela 19 – Cálculo do esforço hidrodinâmico sem a influência dos atritos com fluxo sem vórtice

Abertura	EH CFD sem vórtice [kN]	Margem de erro do modelo CFD	$\Sigma$ atritos [kN]	Margem de incerteza dos atritos	EH CFD sem vórtice sem atritos [kN]	Margem de erro acumulada
100%	192,86	12,8	0,27	0,07	192,59	12,87
90%	8,69	0,6	6,82	1,70	1,87	2,30
80%	9,88	0,7	9,25	2,31	0,63	3,01
70%	5,50	0,4	10,22	2,55	-4,72	2,95
60%	18,89	1,3	13,05	3,26	5,84	4,56
50%	73,76	4,9	13,67	3,42	60,09	8,32
40%	79,58	5,3	19,00	4,75	60,58	10,05
30%	111,91	7,5	29,19	7,30	82,72	14,8
20%	159,25	10,6	49,31	12,33	109,94	22,93
10%	169,18	11,3	59,85	14,96	109,33	26,26
0%	0,00	0	120,97	30,24	-120,97	30,24

Fonte: próprio autor.

No gráfico da Figura 62, o resultado de esforço hidrodinâmico obtido no CFD para a condição sem vórtice está indicado pela curva laranja escuro, e em laranja claro está representada a margem de erro calculada.

Figura 62 – Força hidrodinâmica (CFD) corrigida e com a margem de erro



Fonte: próprio autor.

Os valores de esforço hidrodinâmico obtidos no CFD para a condição de fluxo com vórtice, sem a influência do atrito, e a margem de erro acumulada, estão apresentados na Tabela 20.

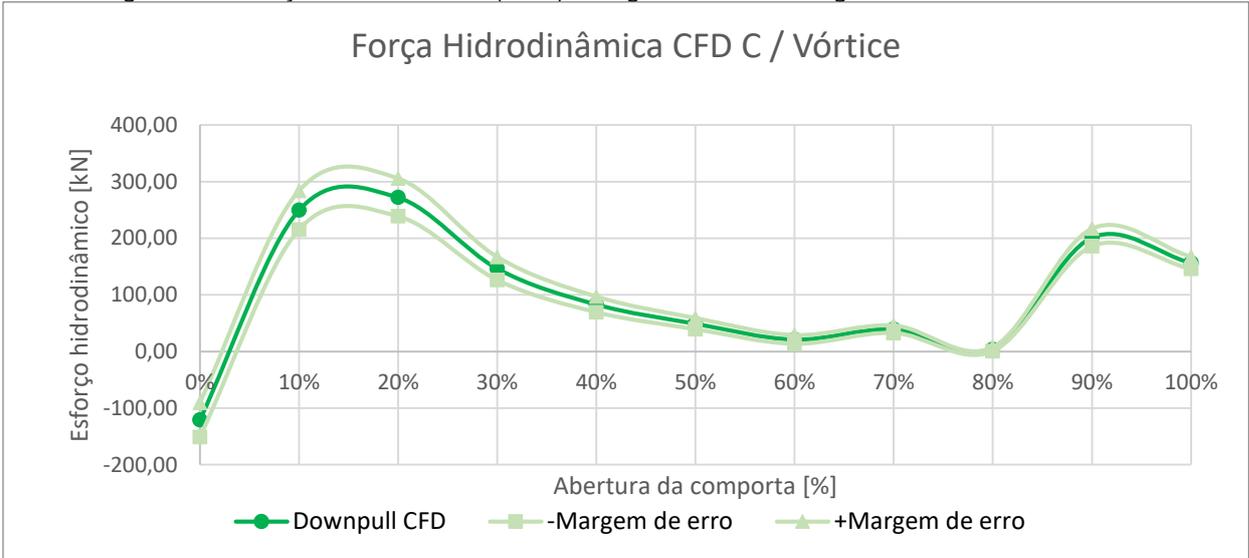
Tabela 20 – Cálculo do esforço hidrodinâmico vertical sem influência do atrito com fluxo com vórtice

Abertura	EH CFD com vórtice	Margem de erro do modelo CFD	$\Sigma$ atritos com vórtice	Margem de incerteza dos atritos	EH CFD com vórtice sem atrito	Margem de erro acumulada
100%	157,61	10,50	1,14	0,28	156,47	10,78
90%	207,51	13,82	6,22	1,56	201,29	15,38
80%	14,35	0,96	10,41	2,60	3,93	3,56
70%	51,79	3,45	12,45	3,11	39,35	6,56
60%	41,02	2,73	19,77	4,94	21,25	7,67
50%	69,89	4,65	20,64	5,16	49,25	9,81
40%	109,16	7,27	25,97	6,49	83,20	13,76
30%	180,01	11,99	33,42	8,35	146,60	20,34
20%	320,05	21,31	47,93	11,98	272,12	33,29
10%	304,87	20,30	55,35	13,84	249,51	34,14
0%	0,00	0	120,97	30,24	-120,97	30,24

Fonte: próprio autor.

Na Figura 63, é possível verificar os valores de Downpull obtidos no CFD para a condição de fluxo com vórtice e a margem de erro calculada.

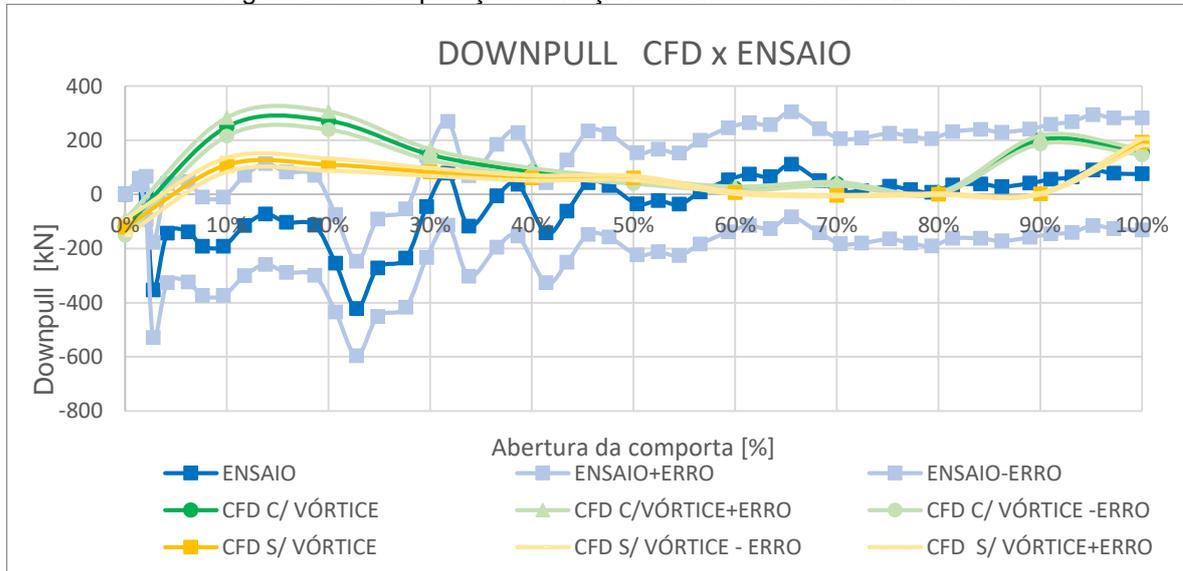
Figura 63 – Força hidrodinâmica (CFD) corrigida e com a margem de erro com vórtice



Fonte: próprio autor.

No gráfico da Figura 64 é apresentada a comparação dos resultados de Downpull para as condições com vórtice e sem vórtice obtidos no CFD, juntamente com os resultados do teste físico realizado no comissionamento da comporta. As três curvas são apresentadas com suas margens de erro calculadas.

Figura 64 – Comparação da força hidrodinâmica CFD X Ensaio



Fonte: próprio autor.

Após a realização das medições no protótipo e dos ensaios em CFD, verificou-se que os valores de esforço hidrodinâmico em comportas de tubo de sucção com vedação a montante são baixos em comparação a comportas de vedação a jusante. O coeficiente de Downpull nessas comportas é da ordem de 0,05, similar aos

resultados encontrados por Angulo *et al.* (2021). Por outro lado, em comportas com vedação a jusante, esse coeficiente chega a atingir valores maiores que 1, a depender da geometria da comporta. No entanto, conclui-se que esses valores não são exatamente nulos.

A comparação entre os resultados obtidos por meio do CFD e do teste físico acabou sendo um pouco prejudicada devido à ordem de grandeza dos valores apresentados, pois a magnitude desses valores é próxima da incerteza dos equipamentos e métodos utilizados. Levando em consideração os erros associados, observa-se uma boa concordância entre os resultados experimentais e numéricos para aberturas entre 40% e 100%. No entanto, foi observada uma diferença entre os resultados para aberturas menores que 30%. Essa diferença é superior às margens de erro calculadas. Uma possível explicação para essa diferença é fornecida pelo trabalho de Angulo *et al.* (2021), onde foi verificado que os coeficientes de Downpull apresentam grande variação nas aberturas até 20% para a condição de turbina livre (sem a resistência do estator) e com a turbina em operação normal de geração, o que demonstra grande dependência da condição de operação. Portanto, as limitações deste trabalho, citadas na seção 7.3, podem ter afetado os resultados nessas aberturas. Foi possível verificar ainda que os efeitos rotacionais intensificam os valores de esforço hidrodinâmico, sendo significativos principalmente no início do fechamento (até 80% de abertura) e no final do fechamento (os últimos 30%).

## 9 CONCLUSÕES

Considerando o objetivo deste trabalho de estudar as forças hidrodinâmicas em comportas do tipo vagão do tubo de sucção com paramento e vedação a montante, e com o ângulo da chapa defletora voltado para jusante, podemos concluir que os resultados foram satisfatórios.

A partir das análises realizadas, verificou-se que os esforços hidrodinâmicos em comportas com paramento e vedação a montante não são nulos, porém, são bem pequenos em comparação ao esforço de manobra. Foi observada a formação de uma região de baixa pressão próxima ao vértice entre a chapa de paramento e a chapa defletora, o que evidencia a existência de Downpull. No entanto, essa região de baixa pressão abrange apenas uma pequena área da chapa defletora, o que explica a baixa magnitude dos valores de Downpull encontrados. Isso difere do que acontece em comportas mais tradicionais, com chapa defletora voltada para jusante, que geralmente possuem boa parte da área da chapa defletora submetida a baixas pressões.

Com relação ao fato da comporta estar logo após a turbina bulbo, foi observado que os efeitos rotacionais são mais intensos na região da turbina, onde são verificadas as maiores velocidades tangenciais. Essas velocidades tangenciais são reduzidas ao longo do tubo de sucção, mas ainda afetam os esforços na comporta de forma significativa. A principal constatação foi que os efeitos rotacionais no tubo de sucção, antes de chegar na comporta, causam um aumento das pressões nas regiões mais afastadas do eixo de rotação (ou seja, próximas às paredes), enquanto que as pressões na região do eixo de rotação são menores devido à força centrípeta. Isso faz com que o fluxo, ao passar pela seção da comporta, tenha as maiores velocidades nas regiões laterais, próximas à parede. Logo, as regiões de baixas pressões na chapa defletora da comporta são verificadas nessas regiões mais próximas às paredes do tubo de sucção.

Outra constatação importante com relação aos efeitos rotacionais é referente à distribuição de pressão na chapa de paramento da comporta, que é assimétrica e apresenta pressões maiores nas regiões laterais. Isso afeta diretamente o cálculo do atrito e, conseqüentemente, o esforço de manobra. Considerando a premissa de que esse tipo de comporta deve ter preponderância de fecho com o peso próprio, essa assimetria deve ser levada em consideração no dimensionamento da

comporta, uma vez que ela resulta em uma resistência ao fechamento maior de um lado da comporta em comparação ao outro.

A comparação entre os resultados do CFD e do teste físico apresentou coerência nos valores do esforço hidrodinâmico desde o início do fechamento até a abertura de 30%. No entanto, a partir dessa abertura até o final do fechamento, foi observada uma divergência nos resultados. Ou seja, a diferença encontrada foi superior à margem de erro, sendo que os valores em CFD apresentaram, em média, esforço de Downpull, enquanto no teste realizado no protótipo foi observado Uplift. Fazendo a análise das incertezas envolvidas, mesmo assim, o valor mínimo verificado no CFD chegou à ordem de 238 kN de Downpull na abertura de 20%, enquanto no teste físico o valor máximo seria da ordem de 87 kN de Downpull. Acredita-se que essa divergência possa ser atribuída ao fato de que as condições de vórtice utilizadas como dados de entrada não sejam exatamente as mesmas do teste físico realizado, uma vez que o modelo em CFD não contempla a geometria das pás das turbinas. No trabalho realizado por Angulo *et al.* (2021) pode ser observada essa sensibilidade dos esforços hidrodinâmicos no final do fechamento em função da condição de operação.

Por outro lado, os testes físicos foram realizados nas condições exatas de operação. No entanto, estão sujeitos à margem de erro dos equipamentos de medição, que é de 5%. Apesar de parecer pequena, essa margem de erro é aplicada à leitura do esforço de manobra, que apresenta valores relativamente altos. Portanto, os erros resultantes são expressivos, chegando a 207 kN, uma vez que os valores de esforço hidrodinâmico encontrados foram pequenos. Os coeficientes de Downpull extraídos do teste físico são da ordem de 0,05 e os resultados mostraram-se bem similares aos apresentados por Angulo *et al.* (2021) nos testes em modelo reduzido de turbinas Kaplan.

Contudo, ao realizar uma análise dessa diferença na ordem de grandeza do esforço de manobra, observamos que os valores de Downpull verificados no CFD na abertura de 20% (abertura em que foram encontrados os valores máximos) podem chegar a 238 kN, considerando a incerteza. Isso representa menos de 9,9% do esforço de manobra, que foi de 2.406 kN (esse valor é composto pelos esforços de atrito, peso próprio da comporta, peso do moitão e cabos de aço, empuxo e o valor de esforço hidrodinâmico). Já o valor obtido no teste físico para essa mesma abertura chega no máximo a 87 kN, considerando as incertezas, o que representa 3,6% do esforço de manobra. Ou seja, uma diferença da ordem de 6,3% em relação ao valor do esforço

de manobra. Essa diferença é relativamente pequena considerando que, em comportas tradicionais, o valor do esforço hidrodinâmico geralmente é a principal componente do esforço de manobra, muitas vezes sendo até maior que o próprio peso da comporta. Portanto, conclui-se que os resultados foram satisfatórios.

## 10 SUGESTÕES PARA PESQUISAS FUTURAS

Sugere-se como trabalho futuro, a criação de um modelo da turbina que simule o respectivo ângulo de ataque das pás, a fim de criar efeitos rotacionais mais próximos do físico. Isso permitirá a comparação entre diferentes condições de operação de geração da turbina.

Seria também de grande importância realizar um estudo mais aprofundado para obter os valores reais do atrito, não apenas de forma teórica como foi conduzido neste estudo. Isso permitiria obter resultados mais precisos da parcela hidrodinâmica.

## REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA NACIONAL DE ÁGUAS (Brasil). **Portaria nº 149, de 26 de março de 2015**. Aprova a lista de termos para o Thesaurus de recursos hídricos da Agência Nacional de Águas. Brasília: ANA, 2015. Disponível em: [http://arquivos.ana.gov.br/impressao/noticias/20150406034300\\_Portaria\\_149-2015.pdf](http://arquivos.ana.gov.br/impressao/noticias/20150406034300_Portaria_149-2015.pdf). Acesso em: 20 jul. 2018.
- ALFA INSTRUMENTOS. **TC**. 2 out. 2020. 1 ilustração. Disponível em: <https://www.alfainstrumentos.com.br/tracao-em-cabos/>. Acesso em: 12 de julho de 2023.
- ANGULO, M. *et al.* Emergency gates – model scale tests at turbine runaway condition. **IOP Conference Series: earth and environmental science**, [s. l.], v. 774, p. 1-9, 15 June 2021. DOI: 10.1088/1755-1315/774/1/012076. Disponível em: [https://www.researchgate.net/publication/352423446\\_Emergency\\_gates\\_-\\_model\\_scale\\_tests\\_at\\_turbine\\_runaway\\_condition](https://www.researchgate.net/publication/352423446_Emergency_gates_-_model_scale_tests_at_turbine_runaway_condition). Acesso em: 25 jan. 2023.
- ANSYS. **Ansys CFX – Basic Solver Capability Theory**. 2019 R3. Canonsburg, 2019.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 7259**: comportas hidráulicas. Terminologia. Rio de Janeiro: ABNT, 2001.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 8883**: cálculo e fabricação de comportas hidráulicas. Rio de Janeiro: ABNT, 2008.
- BEZERRA, G. F. *et al.* O método Winter-Kennedy aplicado a PCH. *In*: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 17., 2003, Uberlândia. **Anais [...]**. Uberlândia: SNTPEE, 2003. Disponível em: <http://www.cgti.org.br/publicacoes/wp-content/uploads/2016/03/O-MÉTODO-DE-WINTER-KENNEDY-APLICADO-A-PCH.pdf>. Acesso em: 7 abr. 2023.
- BLEVINS, R. D. **Applied fluid dynamics handbook**. New York: Van Nostrand Reinhold Company, 1984.
- BRASIL JUNIOR, A. C. P. *et al.* Turbinas axiais tipo bulbo – hidrodinâmica e avanços tecnológicos. *In*: CONGRESSO DE INOVAÇÃO TECNOLÓGICA EM ENERGIA ELÉTRICA, 4., 2007, Araxá. **Anais [...]**: CITENEL, 2007. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/biblioteca/citenel2007/pdf/it45.pdf>. Acesso em: 12 abr. 2023.
- BRASIL, Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética. **Plano Decenal de Expansão de Energia 2031**. Brasília: MME/EPE, 2022.
- CELIK, B. I. *et al.* Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. **Journal of Fluids Engineering**, [s. l.], v. 130, n. 7, p. 1-4, July 2008. Disponível em: <https://asmedigitalcollection.asme.org/fluidsengineering/article/130/7/078001/444689/Procedure-for-estimation-and-Reporting-of>. Acesso em: 5 mar. 2023.

COELHO, J. G. **Estudo numérico de tubos de sucção de turbinas hidráulicas tipo bulbo**. 2006. Dissertação (Mestrado em Ciências Mecânicas) – Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, 2006. Disponível em: <http://repositorio.unb.br/bitstream/10482/6258/1/DISSERTACAO%20Jose%20Gustavo%20Coelho.pdf>. Acesso em: 7 fev. 2019.

DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 19704-1**: Hydraulic steel structures, Part 1: Design analysis. Translation by DIN-Sprachendienst. [S. l.]: DIN, May 1998.

DEVALS, C. *et al.* Mesh convergence study for hydraulic turbine draft-tube. **IOP Conference Series: earth and environmental science**, [s. l.], v. 49, n. 8, p. 1-10, 2016. DOI: 10.1088/1755-1315/49/8/082021. Disponível em: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/49/8/082021>. Acesso em: 20 jan. 2023.

ERBISTI, P. C. F. **Comportas hidráulicas**. Rio de Janeiro: Interciência, 2002.

ESCOBAR, J. C. A. **Analysis of hydrodynamic forces on high-head slide gates using Computational Fluid Dynamics**. 2018. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Minas, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Nacional da Colombia, Medellín, 2018.

FENG, J. *et al.* Runaway characteristics of a prototype bulb turbine considering upper and lower reservoirs based on Lattice Boltzmann method. **Renewable energy**, [s. l.], v. 202, p. 773-783, Jan. 2023. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148122017797>. Acesso em: 20 jan. 2023.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

HOLMAN, J. P. **Experimental methods for engineers**. 8th. ed. New York: Mc Graw-Hill, 2011.

JOŠT, D.; ŠKERLAVAJ, A. Efficiency prediction for a low head bulb turbine with SAS SST and zonal LES turbulence models. **IOP Conference Series: earth and environmental science**, [s. l.], v. 22, p. 1-10, 2014. DOI: 10.1088/1755-1315/22/2/022007. Disponível em: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/22/2/022007>. Acesso em: 1 fev. 2019.

LEOTTA, A.; MENEGHINI, J. R.; GONÇALVES, M. N. F. Análise do escoamento em comportas de emergência instaladas no tubo de sucção de máquinas Kaplan. *In*: SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 17., 2003, Uberlândia. **Anais [...]**. Uberlândia: SNPTEE, 2003.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro: LTC, 1995.

MASTRONARDI, M. V. *et al.* Flow characterization in high head gates operating bottom outlets. *In*: HIDROVISION INTERNATIONAL, 2016, Minneapolis. **Proceedings [...]**. Minneapolis: Hidrovision international, 2016. Disponível em:

[https://www.researchgate.net/publication/308208185\\_FLOW\\_CHARACTERIZATION\\_IN\\_HIGH\\_HEAD\\_GATES\\_OPERATING\\_IN\\_BOTTOM\\_OUTLETS](https://www.researchgate.net/publication/308208185_FLOW_CHARACTERIZATION_IN_HIGH_HEAD_GATES_OPERATING_IN_BOTTOM_OUTLETS). Acesso em: 6 ago. 2018.

NAUDASCHER, E.; KOBUS, M. A. H. E.; RAO, R. P. R. Hydrodynamic analysis for high-head leaf gates. **Journal of the hydraulics division**, [s. l.], v. 90, n. 3, p. 155-192, May 1964. Disponível em: [https://www.researchgate.net/publication/279831757\\_Hydrodynamic\\_analysis\\_for\\_high-head\\_leaf\\_gates](https://www.researchgate.net/publication/279831757_Hydrodynamic_analysis_for_high-head_leaf_gates). Acesso em: 4 set. 2018.

PEREIRA, M. *et al.* Flow field investigation in a bulb turbine diffuser. **IOP Conference Series: Journal of physics**, [s. l.], v. 813, p. 1-7, 2017. DOI: 10.1088/1742-6596/813/1/012047. Disponível em: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/813/1/012047>. Acesso em: 10 abr. 2019.

RODRIGUES, A. C. **Simulação numérica do escoamento sob a comporta de um túnel de desvio de usina hidroelétrica**. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp, Campinas, 2009. Disponível em: <https://core.ac.uk/download/pdf/296858205.pdf>. Acesso em: 30 jan. 2019.

RUBBERART. Película REH (Rubberart Easy Handle). **Boletim Técnico nº 015.10/07**. São Paulo: Rubberart, [2012].

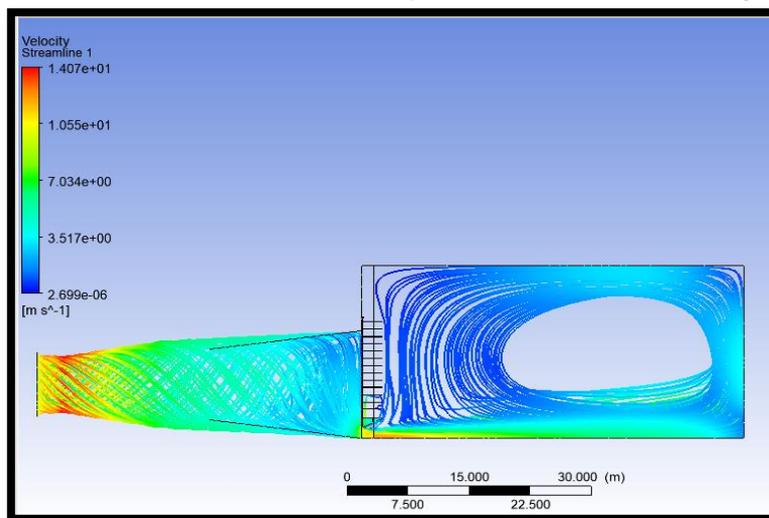
SILVA, J. P. **Esforços hidrodinâmicos em comportas verticais (Downpull)**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Lisboa, 2011. Disponível em: <https://repositorio.ipl.pt/bitstream/10400.21/1127/1/Disserta%C3%A7%C3%A3o.pdf>. Acesso em: 1 out. 2018.

VU, V. L.; CHEN, Z.; CHOI, Y. D.; Optimum design of J-Groove for a bulb turbine model to suppress swirl flow in the draft tube. **IOP Conference series: earth and environmental science**, [s. l.], v. 240, p. 1-9, 2019. DOI: 10.1088/1755-1315/240/2/022030. Disponível em: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/240/2/022030>. Acesso em: 5 fev. 2023.

## APÊNDICE A – IMAGENS DO MODELO CFD PARA TODAS AS ABERTURAS NOS CENÁRIOS COM E SEM VÓRTICE

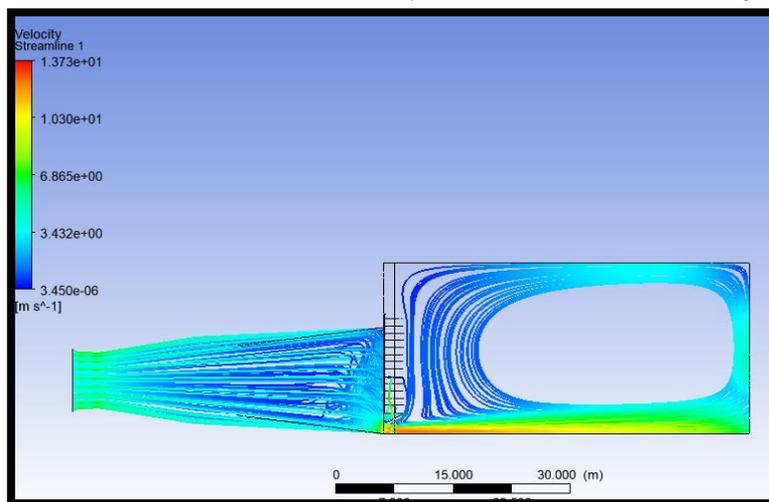
A velocidade para cada abertura (de 10% a 100%), nas condições com vórtice e sem vórtice, será apresentada nas Figuras A1 até A20.

Figura A1 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 10% condição com vórtice



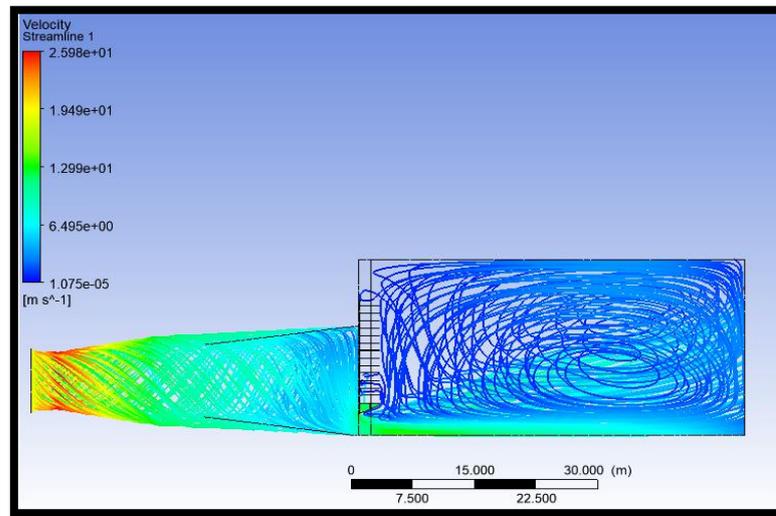
Fonte: próprio autor.

Figura A2 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 10% condição sem vórtice



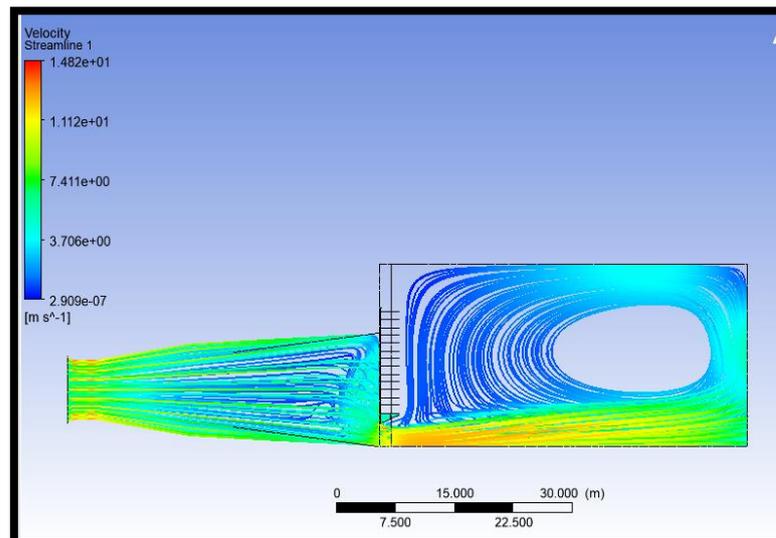
Fonte: próprio autor.

Figura A3 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 20% condição com vórtice



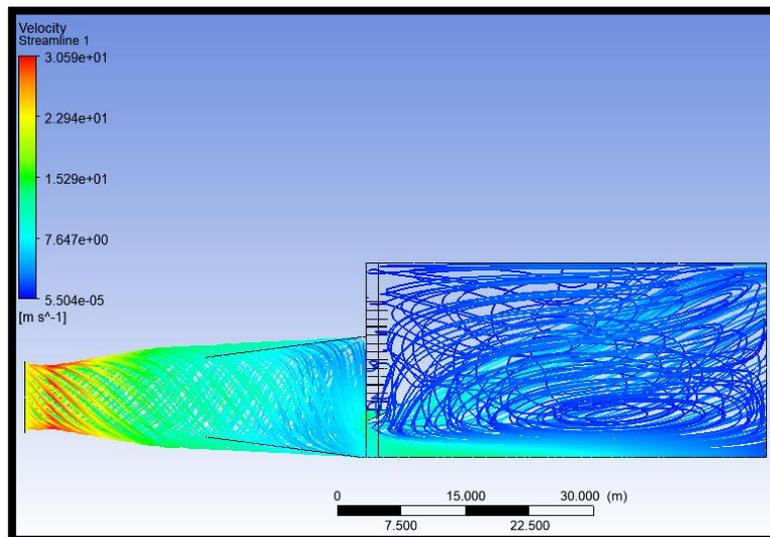
Fonte: próprio autor.

Figura A4 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 20% condição sem vórtice



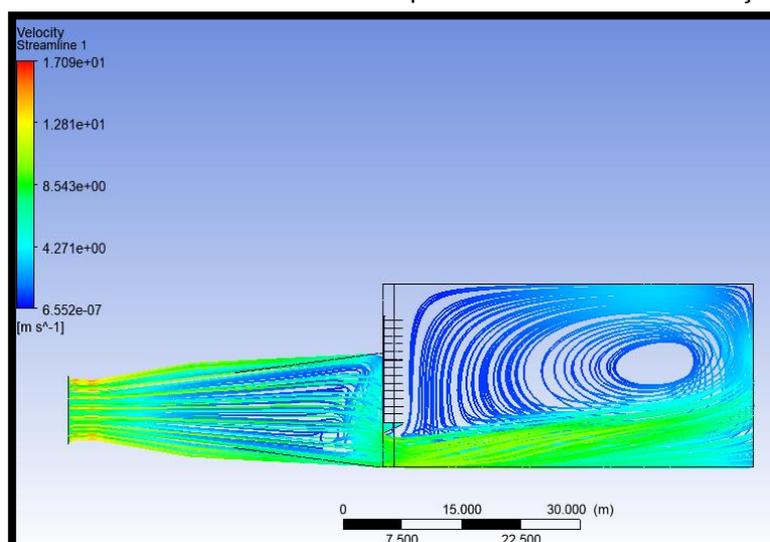
Fonte: próprio autor.

Figura A5 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 30% condição com vórtice



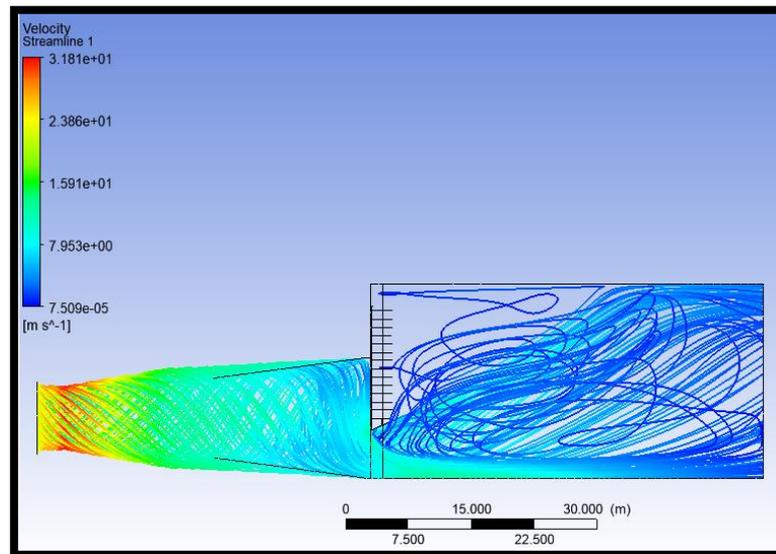
Fonte: próprio autor.

Figura A6 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 30% condição sem vórtice



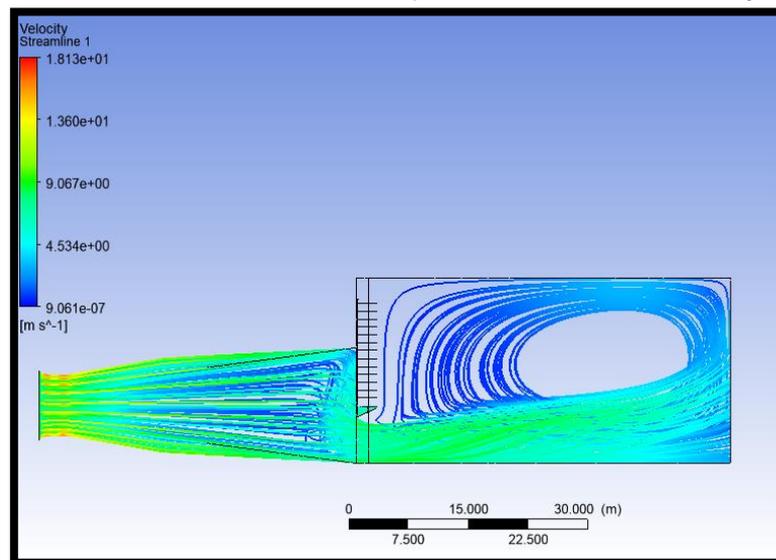
Fonte: próprio autor.

Figura A7 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 40% condição com vórtice



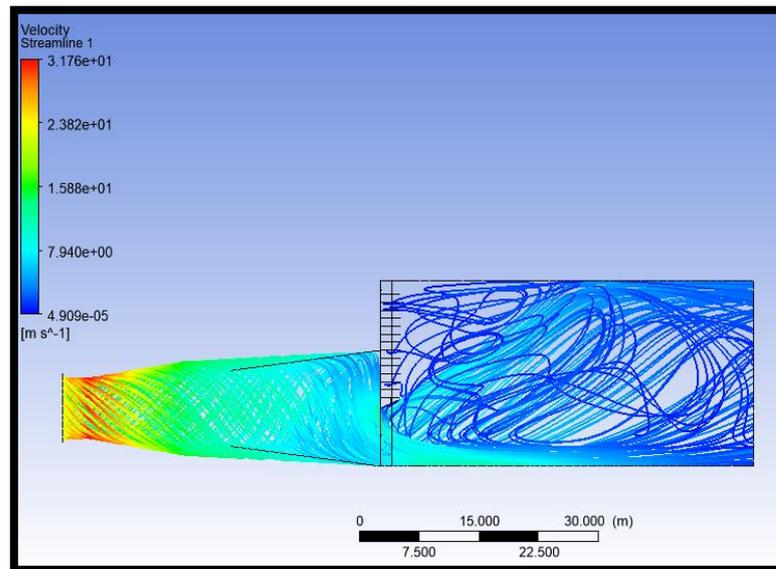
Fonte: próprio autor.

Figura A8 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 40% condição sem vórtice



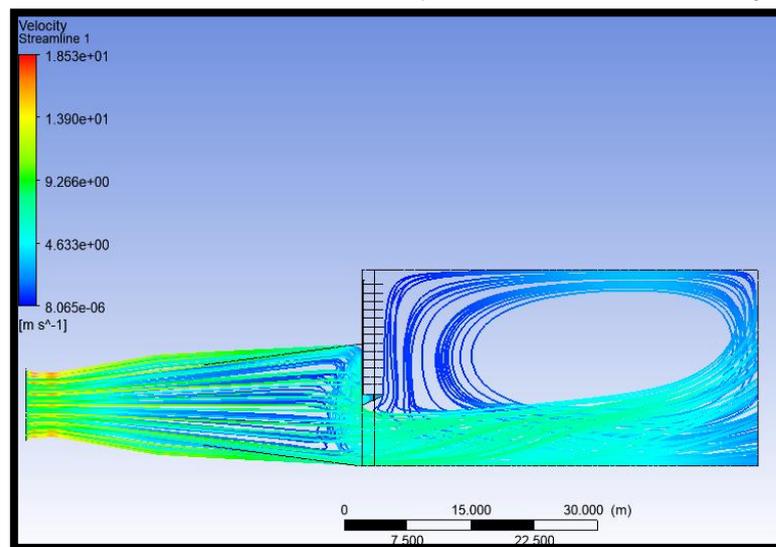
Fonte: próprio autor.

Figura A9 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 50% condição com vórtice



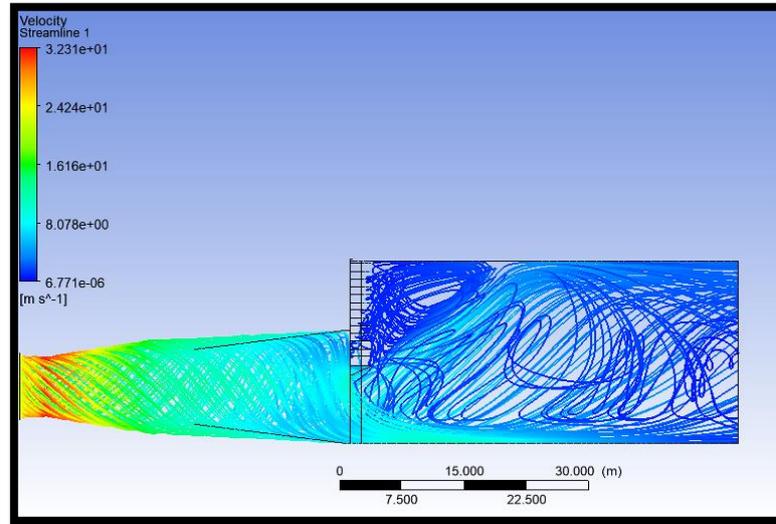
Fonte: próprio autor.

Figura A10 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 50% condição sem vórtice



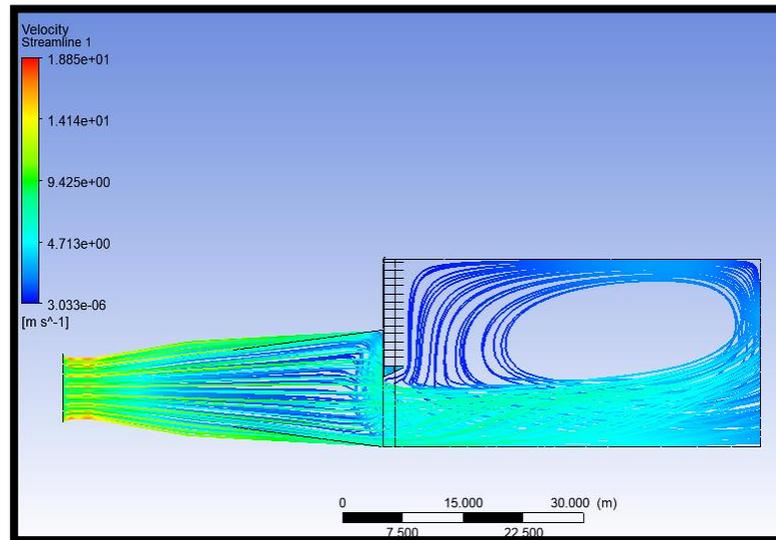
Fonte: próprio autor.

Figura A11 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 60% condição com vórtice



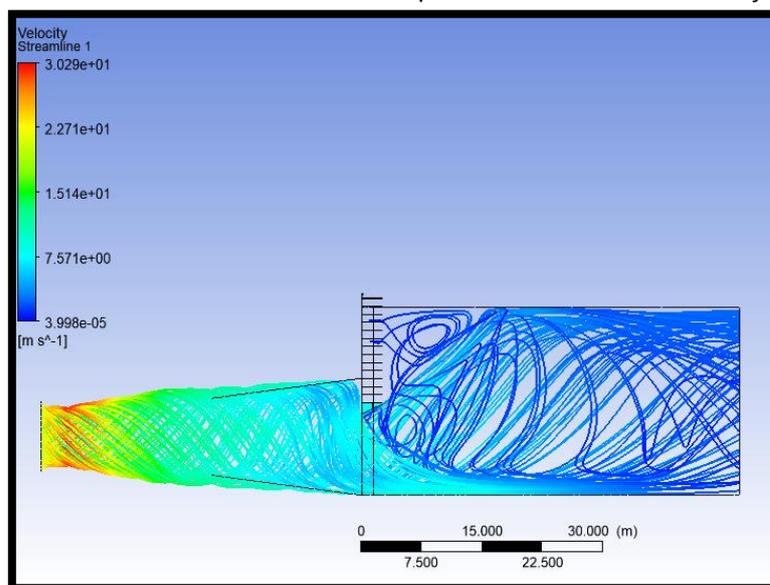
Fonte: próprio autor.

Figura A12 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 60% condição sem vórtice



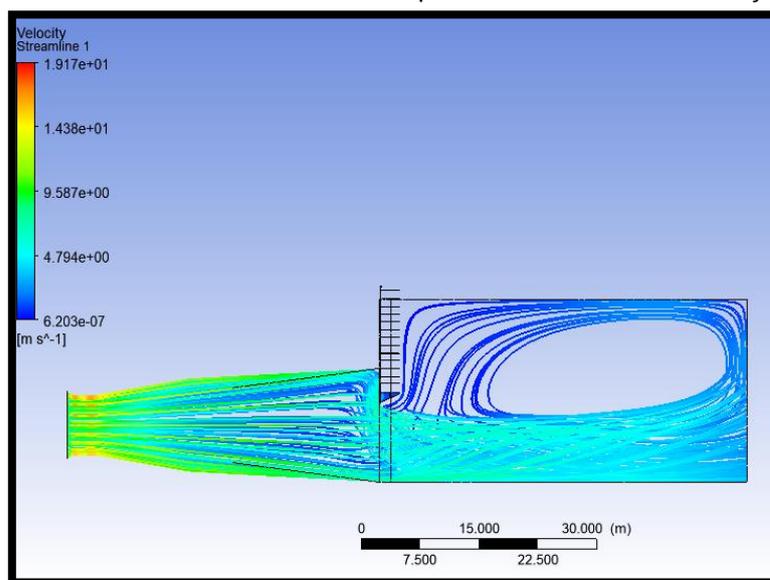
Fonte: próprio autor.

Figura A13 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 70% condição com vórtice



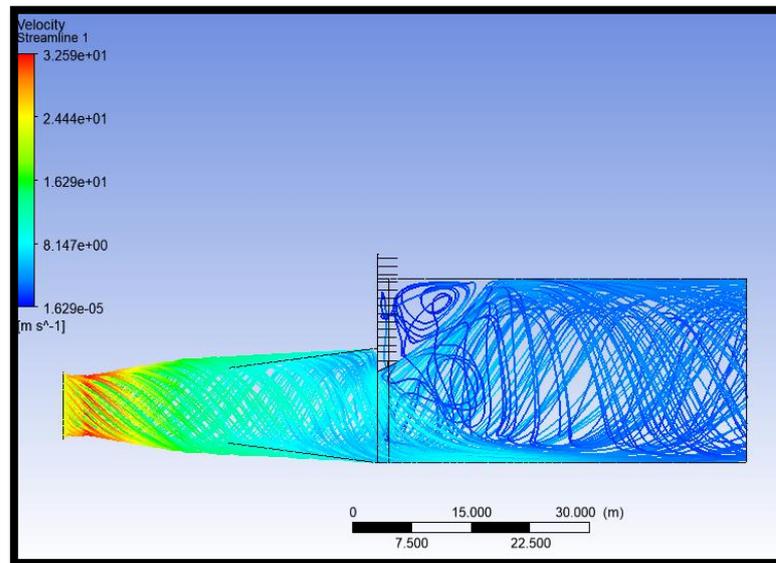
Fonte: próprio autor.

Figura A14 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 70% condição sem vórtice



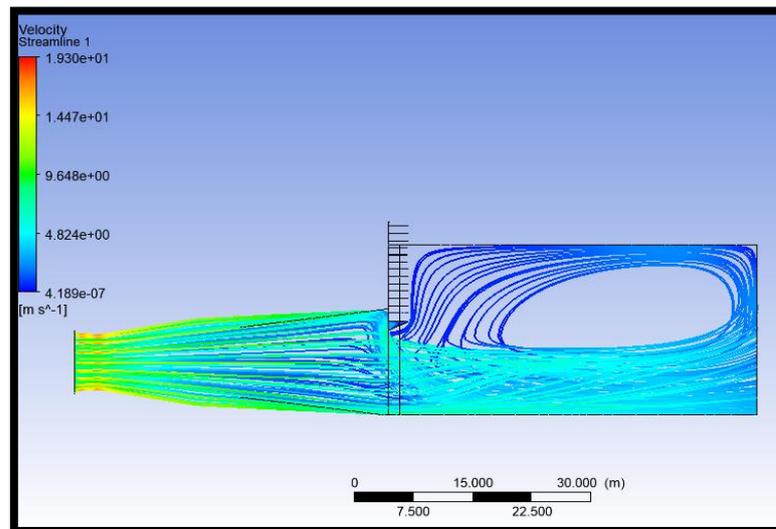
Fonte: próprio autor.

Figura A15 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 80% condição com vórtice



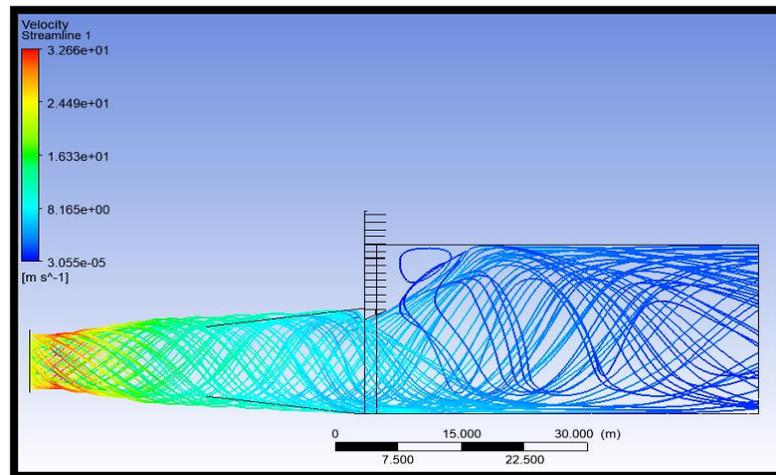
Fonte: próprio autor.

Figura A16 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 80% condição sem vórtice



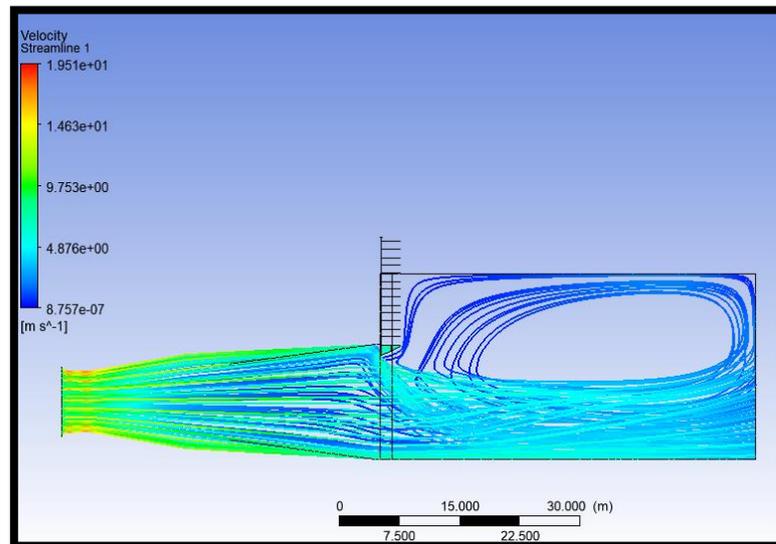
Fonte: próprio autor.

Figura A17 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 90% condição com vórtice



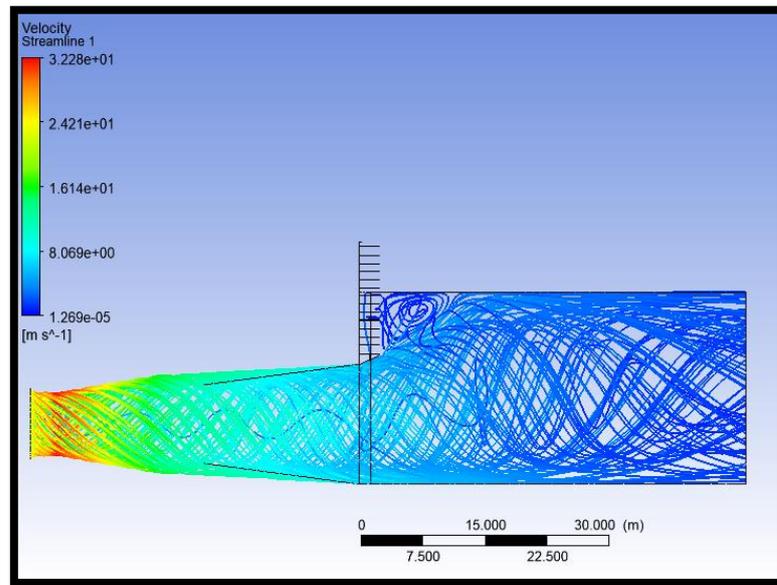
Fonte: próprio autor.

Figura A18 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 90% condição sem vórtice



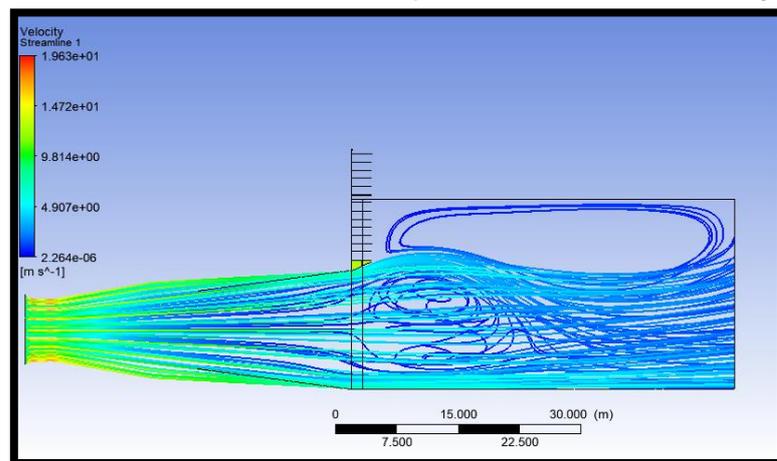
Fonte: próprio autor.

Figura A19 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 100% condição com vórtice



Fonte: próprio autor.

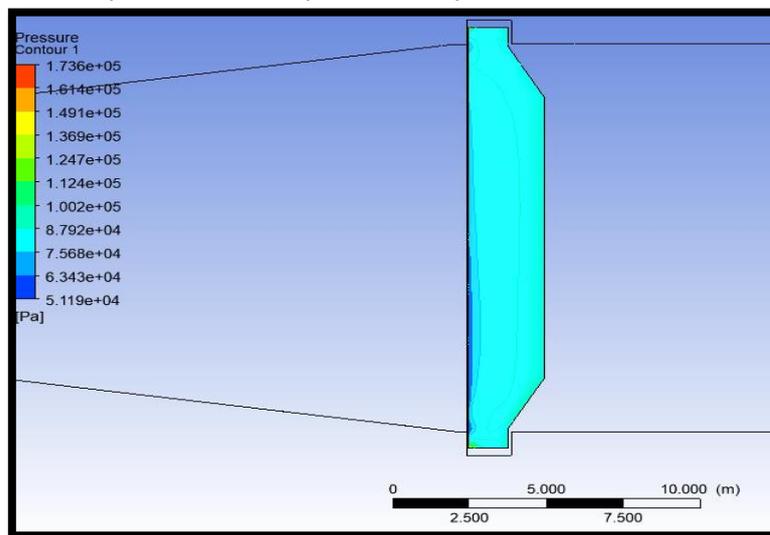
Figura A20 – Vista lateral com as velocidades para abertura de 100% condição sem vórtice



Fonte: próprio autor.

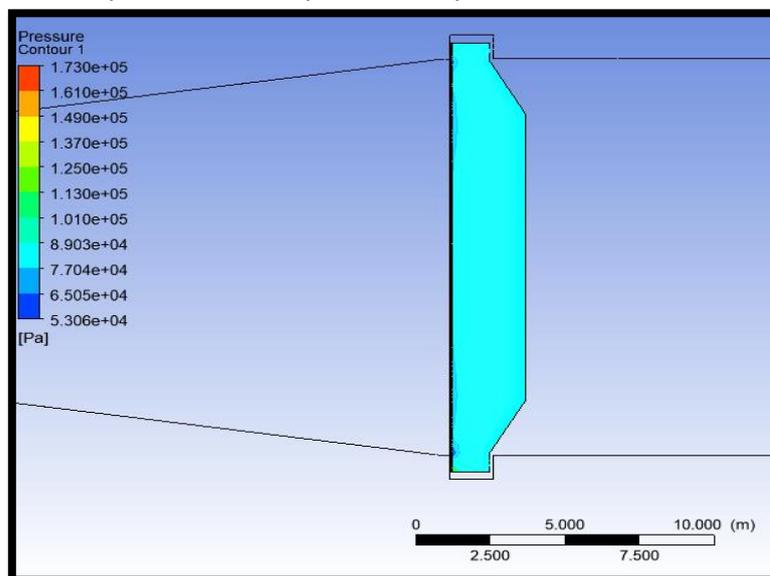
As pressões na chapa defletora da comporta, nas aberturas de 10% a 100%, nas condições com vórtice e sem vórtice, serão apresentadas nas Figuras A21 até A40.

Figura A21 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 10% condição com vórtice



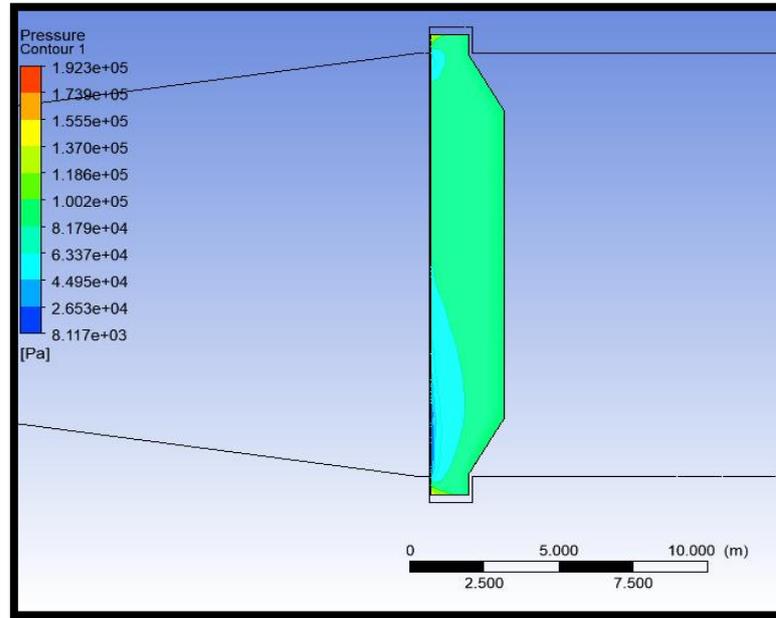
Fonte: próprio autor.

Figura A22 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 10% condição sem vórtice



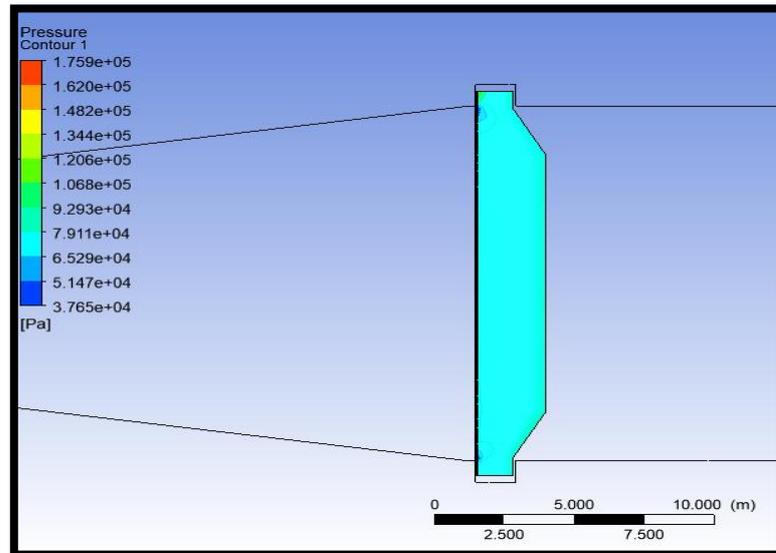
Fonte: próprio autor.

Figura A23 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 20% condição com vórtice



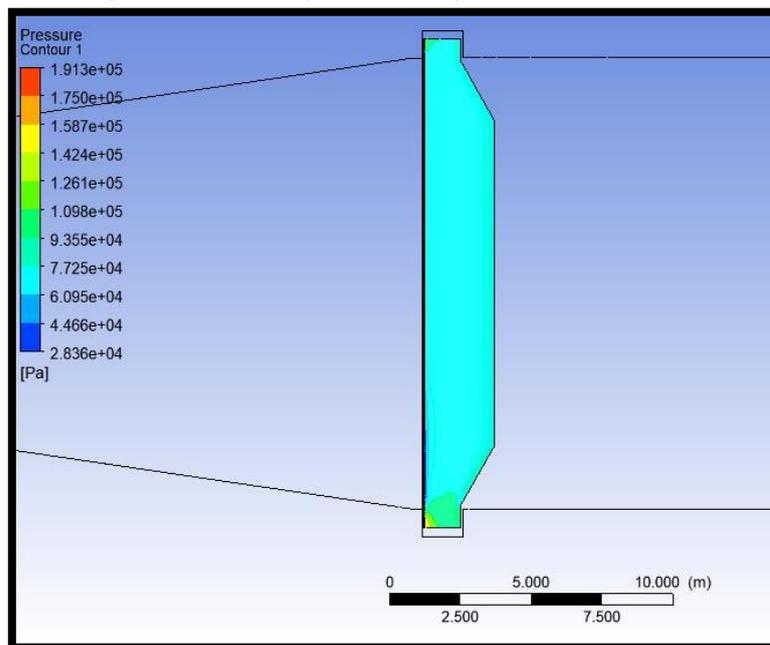
Fonte: próprio autor.

Figura A24 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 20% condição sem vórtice



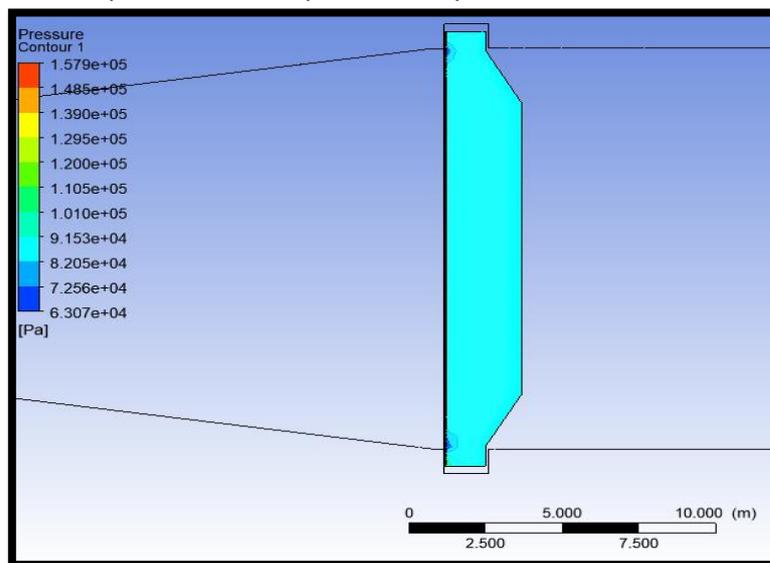
Fonte: próprio autor.

Figura A25 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 30% condição com vórtice



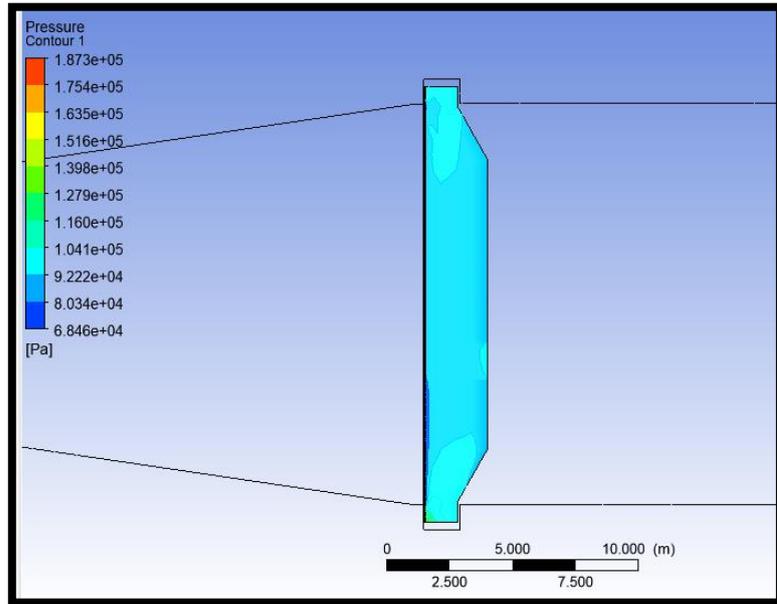
Fonte: próprio autor.

Figura A26 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 30% condição sem vórtice



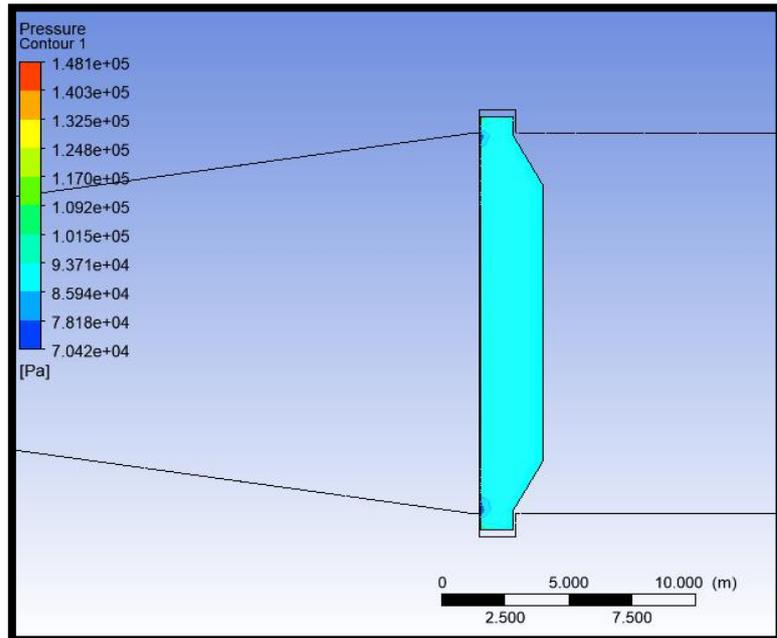
Fonte: próprio autor.

Figura A27 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 40% condição com vórtice



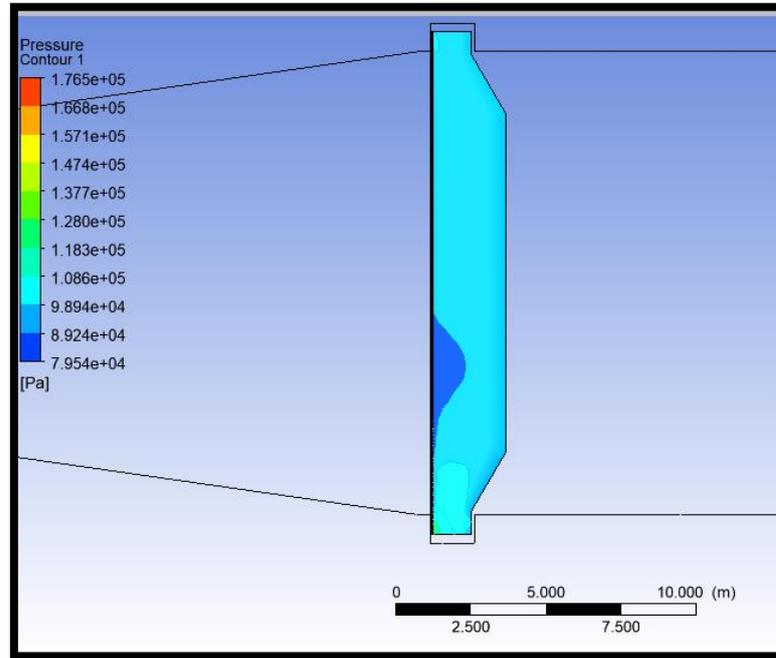
Fonte: próprio autor.

Figura A28 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 40% condição sem vórtice



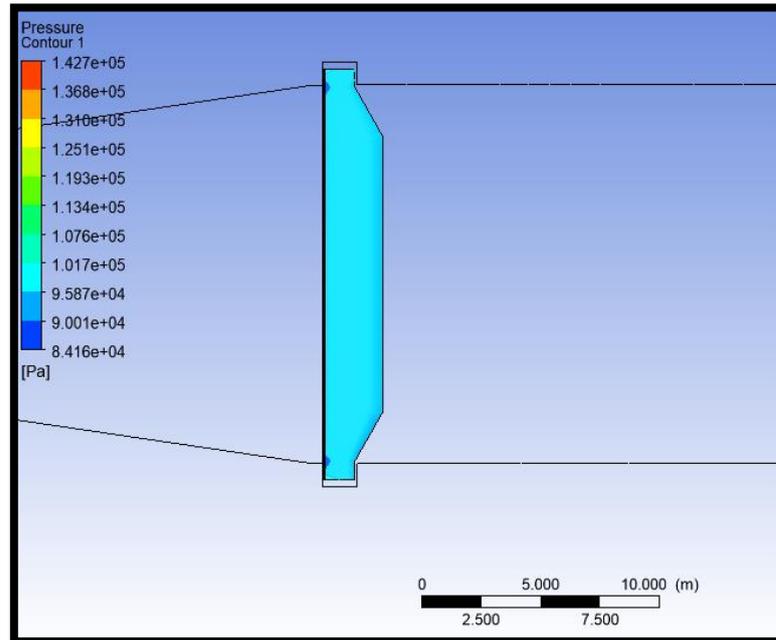
Fonte: próprio autor.

Figura A29 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 50% condição com vórtice



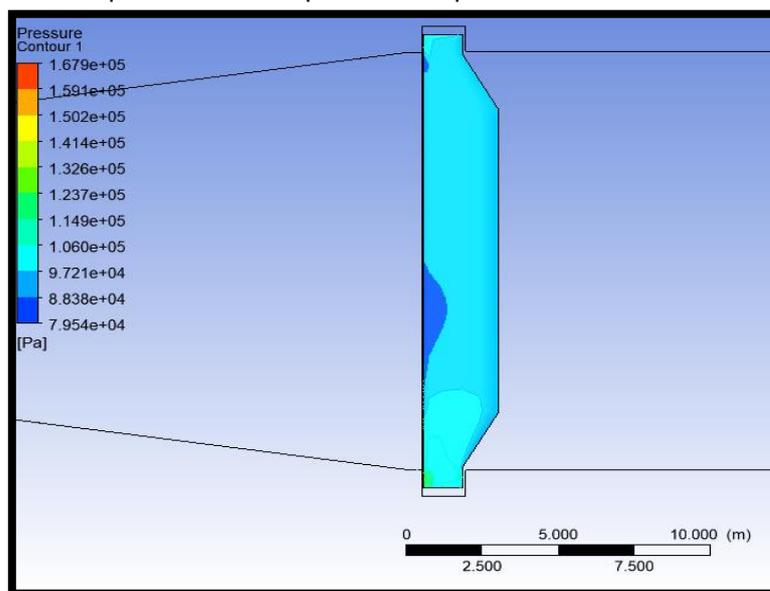
Fonte: próprio autor.

Figura A30 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 50% condição sem vórtice



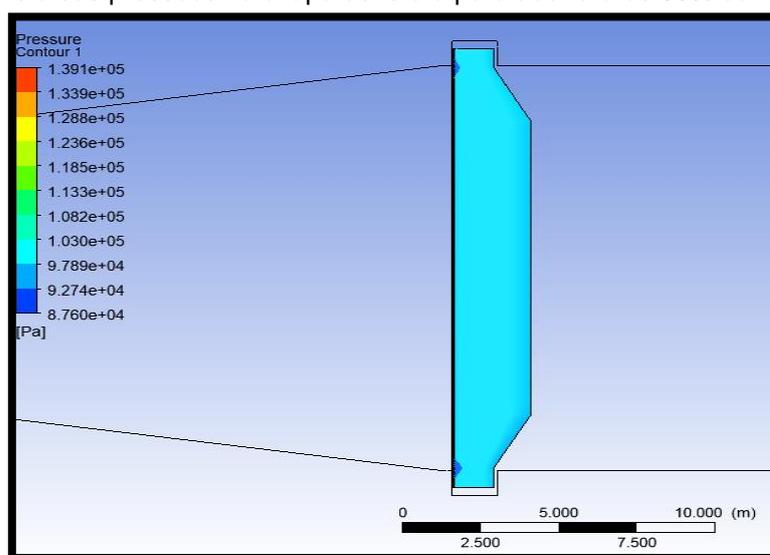
Fonte: próprio autor.

Figura A31 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 60% condição com vórtice



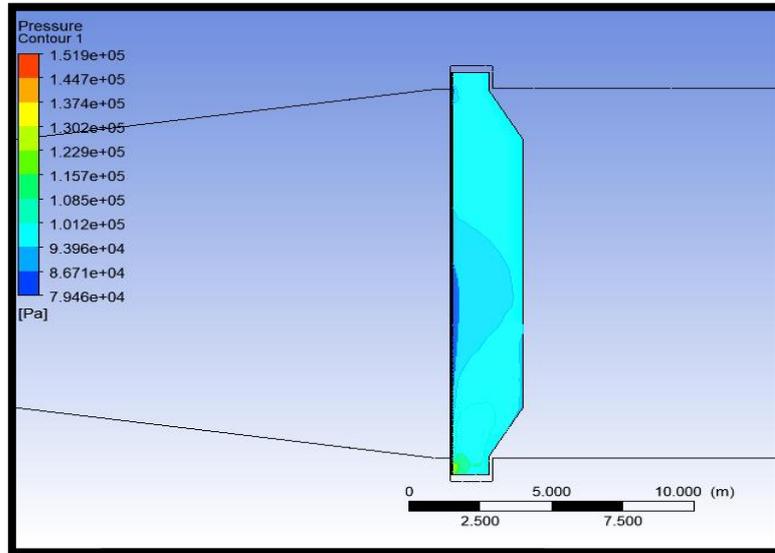
Fonte: próprio autor.

Figura A32 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 60% condição sem vórtice



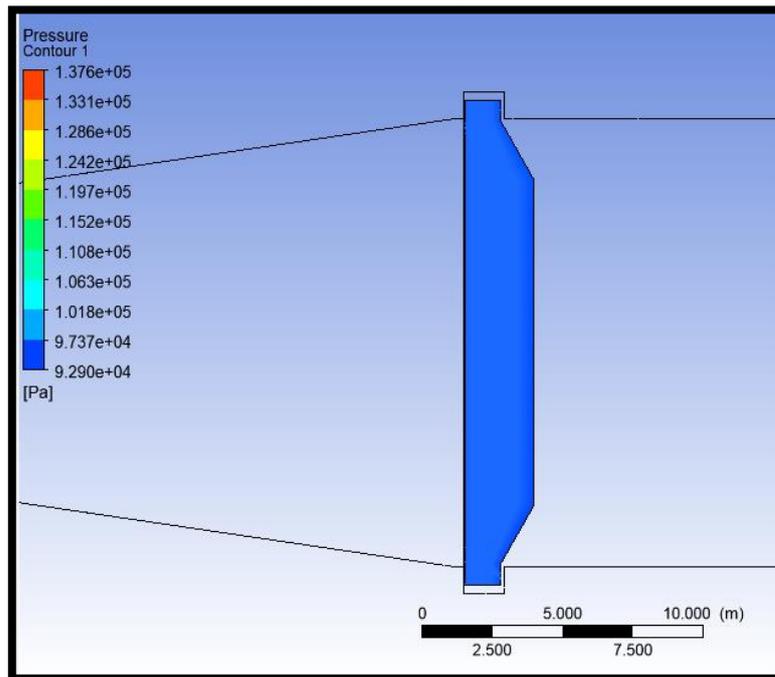
Fonte: próprio autor.

Figura A33 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 70% condição com vórtice



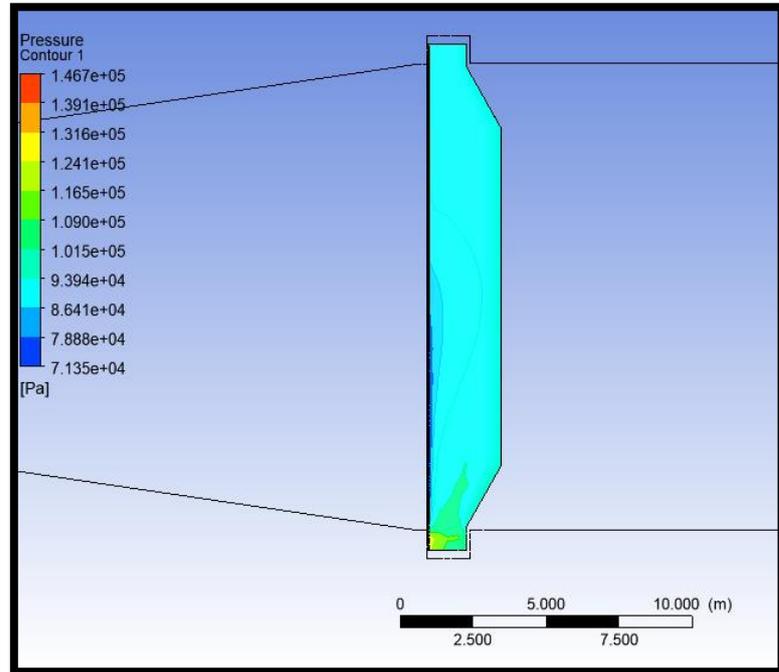
Fonte: próprio autor.

Figura A34 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 70% condição sem vórtice



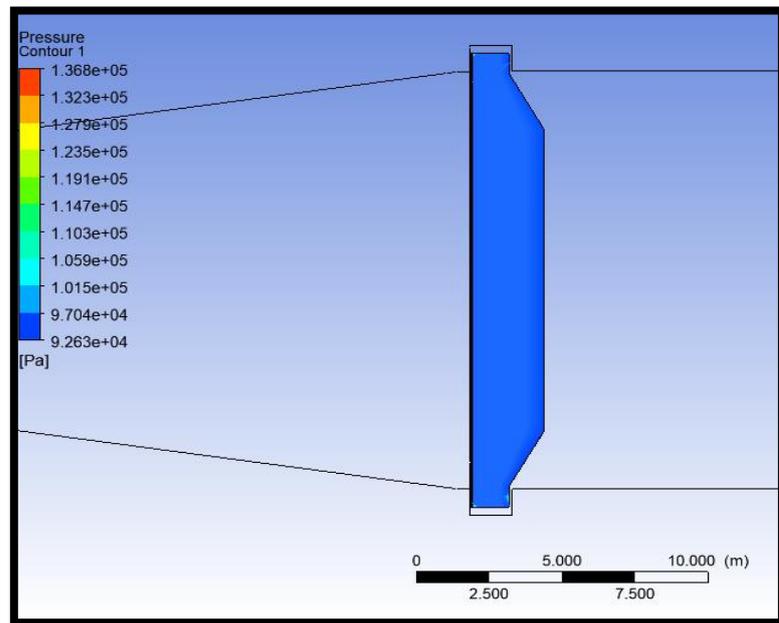
Fonte: próprio autor.

Figura A35 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 80% condição com vórtice



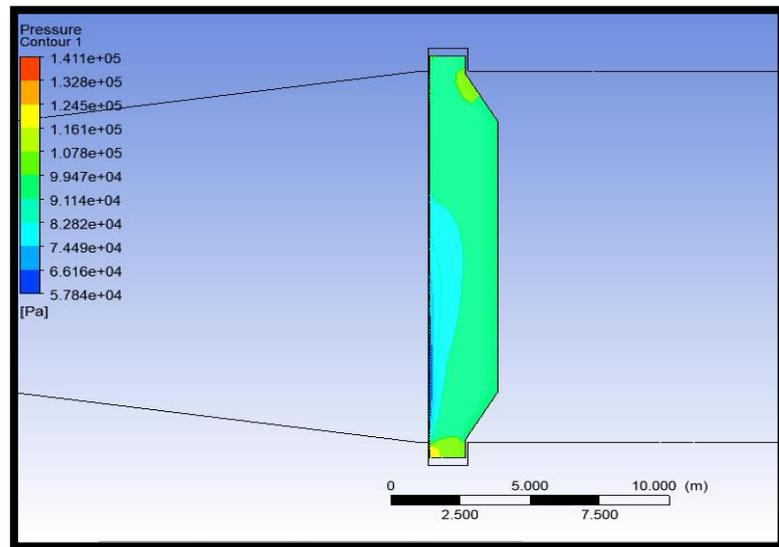
Fonte: próprio autor.

Figura A36 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 80% condição sem vórtice



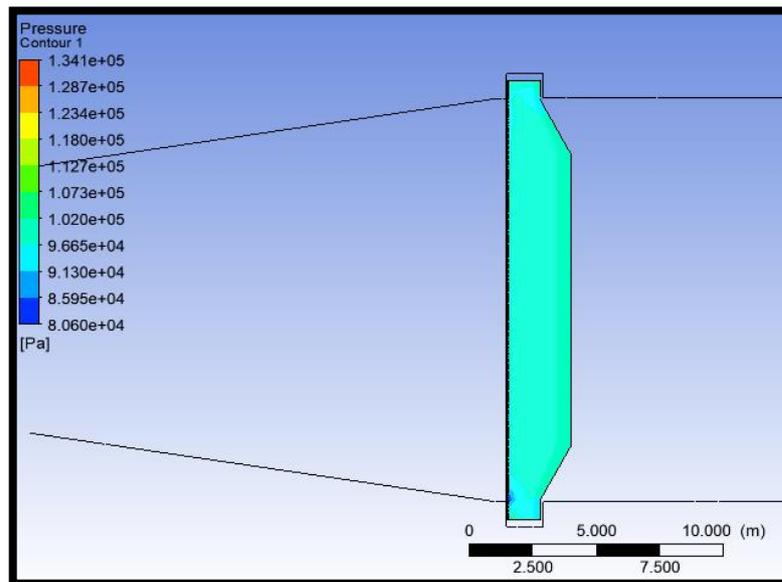
Fonte: próprio autor.

Figura A37 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 90% condição com vórtice



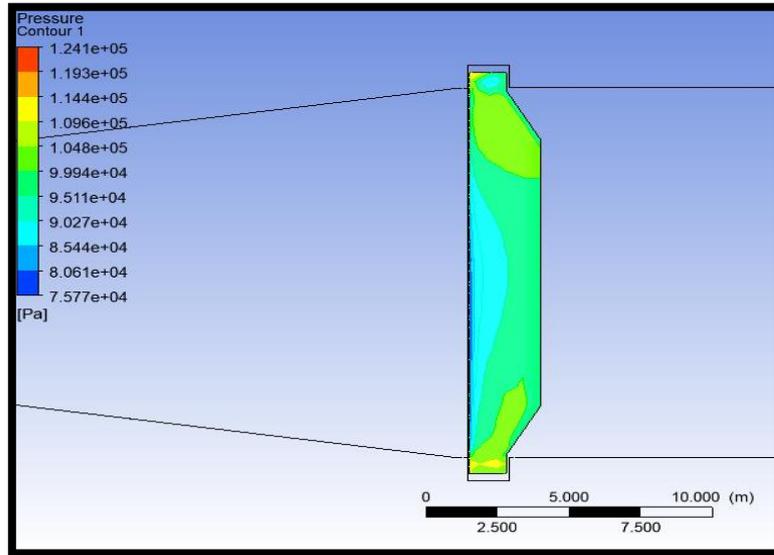
Fonte: próprio autor.

Figura A38 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 90% condição sem vórtice



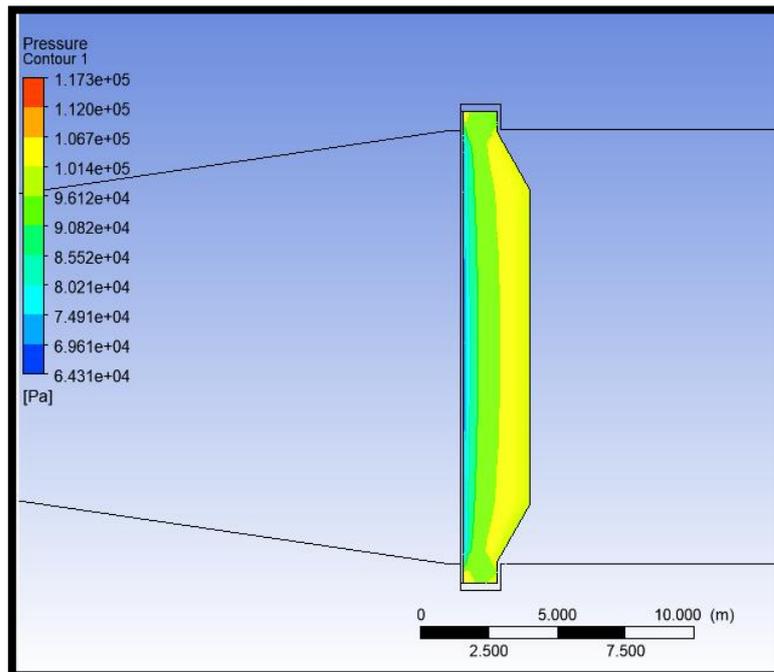
Fonte: próprio autor.

Figura A39 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 100% condição com vórtice



Fonte: próprio autor.

Figura A40 – Vista das pressões na chapa defletora para abertura de 100% condição sem vórtice



Fonte: próprio autor.