



## **ESTUDO DO COMPORTAMENTO HIDRODINÂMICO DE MEDIDORES DE VAZÃO DE GÁS LIQUEFEITO DE PETRÓLEO UTILIZANDO A TEORIA DO ELEMENTO DE PÁ COM EFEITO DE GRADE**

Tiago Miranda Pereira

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais da Amazônia, ITEC, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia de Recursos Naturais.

Orientador: Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz.


Belém  
Abril/2021

# “ESTUDO DO COMPORTAMENTO HIDRODINÂMICO DE MEDIDORES DE VAZÃO DE GÁS LIQUEFEITO DE PETRÓLEO UTILIZANDO A TEORIA DO ELEMENTO DE PÁ COM EFEITO DE GRADE”

**Tiago Miranda Pereira**

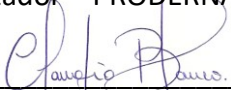
TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE RECURSOS NATURAIS DA AMAZÔNIA - PRODERNA/ITEC/UFPA COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM ENGENHARIA DE RECURSOS NATURAIS.

Aprovada por:



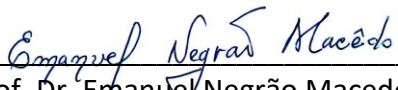
---

Prof. Dr. Jekson Rogério Pinheiro Vaz  
(Orientador – PRODERNA/UFPA)



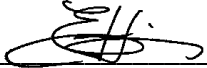
---

Prof. Dr. Claudio Jose Cavalcante Blanco  
(Membro Interno – PRODERNA/UFPA)



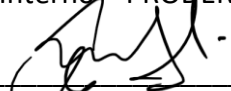
---

Prof. Dr. Emanuel Negrão Macedo  
(Membro Interno – PRODERNA/UFPA)



---

Prof. Dr. Erb Ferreira  
(Membro Interno – PRODERNA/UFPA)



---

Prof. Dr. Taygoara Felamingo De Oliveira  
(Membro Externo à Instituição - UnB)

Belém, PA - Brasil  
Abril de 2021

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD  
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará  
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

---

P436e Pereira, Tiago Miranda.  
Estudo do comportamento hidrodinâmico de medidores de vazão de gás liquefeito de petróleo utilizando a teoria do elemento de pá com efeito de grade / Tiago Miranda Pereira. — 2021.  
95 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz  
Tese (Doutorado) - Universidade Federal do Pará, Instituto de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais na Amazônia, Belém, 2021.

1. Medidores de fluxo. 2. Turbinas. 3. Dinâmica dos fluidos. I. Título.

CDD 620.106

---

A Aldinéia, Júlia e Laura.

## AGRADECIMENTOS

A meus pais, pelo permanente incentivo à educação e pela dedicação à construção de um ambiente harmonioso e íntegro em nosso convívio familiar.

A minha esposa Aldinéia, pela companhia, paciência e apoio, sempre.

A minhas filhas Júlia e Laura, pela inspiração e compreensão.

Ao Professor Jerson, pelo acolhimento, aceitação do desafio da orientação e pelas relevantes e decisivas contribuições para a construção deste trabalho.

Aos Professores Erb Ferreira Lins, Claudio José Cavalcante Blanco, Emanuel Negrão Macedo e Taygoara Felamingo de Oliveira, pela solicitude e disponibilidade para composição da banca e pelas construtivas sugestões ao trabalho.

A todos os professores de minha trajetória estudantil e acadêmica, que contribuíram com a construção do conhecimento necessário para o alcance desta etapa.

A todos os meus colegas de turma, das diversas séries e etapas do meu desenvolvimento educacional, pelo compartilhamento de aprendizados e experiências que constituíram minha formação.

A Deus, por tudo.

Resumo da Tese apresentada ao PRODERNA/UFPA como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Ciências (D.Sc.)

**ESTUDO DO COMPORTAMENTO HIDRODINÂMICO DE MEDIDORES DE VAZÃO DE GÁS LIQUEFEITO DE PETRÓLEO UTILIZANDO A TEORIA DO ELEMENTO DE PÁ COM EFEITO DE GRADE**

Tiago Miranda Pereira

Abril/2021

Orientador: Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz

Área de Concentração: Uso e Transformação de Recursos Naturais

Medidores de vazão tipo turbina são amplamente utilizados na indústria para a apuração de quantidades de produtos líquidos movimentados, inclusive para fins comerciais, em razão de sua elevada precisão e ampla faixa de operação. O emprego de ferramentas de engenharia para a análise e o aprimoramento do desempenho de tais medidores oferece a possibilidade de contribuição do engenheiro à sociedade, promovendo qualidade nas aferições e minimizando distorções na cadeia de distribuição de graneis líquidos potencialmente prejudiciais aos consumidores. Usualmente, os medidores de vazão tipo turbina possuem várias pás, o que torna a determinação dos coeficientes de sustentação e arrasto ainda um desafio. Por isso, considerar o efeito de grade é de fato relevante, sem o qual a velocidade angular da turbina pode ser superestimada pela análise a partir da Teoria Elemento de Pá, método BET. Neste sentido, o presente trabalho propõe a aplicação do método BET na análise do comportamento hidrodinâmico de medidores tipo turbina aplicados à medição de vazão de Gás Liquefeito de Petróleo (GLP). O modelo proposto calcula a correção para o efeito de grade devido à solidez local ao longo do comprimento das pás da turbina, de forma a prever com acurácia os coeficientes de sustentação e arrasto em cada seção da pá. Parâmetros operacionais do equipamento são obtidos a partir do modelo proposto e comparados com a performance de campo de um sistema de medição existente e em operação na indústria, para diversas condições ao longo da faixa de operação, revelando satisfatória coerência. Para a análise, é desenvolvido modelo de simulação através de técnicas de dinâmica dos fluidos computacional (CFD), que também é utilizado para a predição da susceptibilidade à cavitação nos medidores tipo turbina, tendo em vista a possibilidade de indicação de

limites de operação dentro dos quais as condições de funcionamento se mantêm dentro das especificações. Como resultado, o estudo indica que o desempenho de medidores de vazão tipo turbina pode ser previsto pela estratégia de modelagem computacional proposta com base no modelo BET, e que os resultados de campo para velocidade angular e linearidade podem ser reproduzidos com precisão.

Palavras-chave: Medidor de vazão tipo turbina, Teoria do Elemento de Pá, Dinâmica dos Fluidos Computacional, Efeito de grade, Cavitação.

Abstract of the Thesis presented to PRODERNA/UFPA as partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Science (D. Sc.)

**STUDY OF HYDRODYNAMIC BEHAVIOR OF TURBINE FLOWMETERS APPLIED TO LIQUEFIED PETROLEUM GAS THROUGH BLADE ELEMENT THEORY CONSIDERING THE CASCADE EFFECT.**

Tiago Miranda Pereira

April/2021

Advisor: Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz

Area of Concentration: Use and Transformation of Natural Resources

Turbine flowmeters are widely applied in industry to quantify transferred amounts of liquid products, even for commercial purposes, due to its high accuracy and large operational range. The development of engineering computational tools to analyze and improve performance of such meters offers to the engineer the possibility of contribution to society, increasing quality of measurements and minimizing distortions in supply chain potentially harmful to final consumers. Most turbine flowmeters have several blades, becoming the determination of lift and drag coefficients still challenge. This makes cascade effect indeed relevant, without which the performance of the turbine can be overestimated by the Blade Element Theory (BET) analysis. Hence, the present work proposes the application of BET to the analysis of hydrodynamic behavior of turbine flowmeters applied to Liquefied Petroleum Gas (LPG) measurement. The proposed model calculates the cascade effect correction due to the local solidity throughout turbine blades length, in order to accurately predict lift and drag coefficients at each blade section. Operational parameters of the studied equipment are obtained from the proposed computational model and compared to the field performance of an existent measurement system for several conditions within the operational range, revealing satisfactory coherence. For this analysis, computational fluid dynamics (CFD) techniques are employed, through the finite volume method. For validation of the CFD model, computational results are compared to in-situ data acquired during regular operation of the measurement system. Cavitation susceptibility is also evaluated through the CFD model, in order to provide indication of boundary limits inside which operational conditions are maintained within specifications. As a result, the study indicates that turbine flowmeter performance can be predicted by the proposed computational modeling



strategy based on the BET analysis and field results of angular velocity and linearity can be accurately reproduced.

Keywords: Turbine flowmeter, Blade Element Theory, Computational Fluid Dynamics, Cascade effect, Cavitation.

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Motivação do trabalho .....	1
1.2 Justificativa .....	2
1.3 Definição do problema e considerações do trabalho. ....	3
1.4 Objetivos .....	4
1.5 Estrutura e organização do trabalho.....	5
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	6
3. MEDIÇÃO DE VAZÃO VOLUMÉTRICA DE LÍQUIDOS POR MEDIDOR TIPO TURBINA .....	10
4. METODOLOGIA NUMÉRICA .....	14
4.1 Modelo dinâmico do medidor de vazão tipo turbina .....	14
4.2 Teoria do elemento de pá (BET).....	16
4.3 Correção para o efeito de grade .....	21
4.4 Prevenção da cavitação .....	27
4.5 Simulação CFD .....	30
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	45
5.1 O medidor de vazão tipo turbina simulado - condições operacionais ..	45
5.2 Estudo de convergência de malha.....	47
5.3 Validação do modelo .....	50
5.4 Perfis de velocidades do escoamento.....	51
5.5 Correção para o efeito de grade .....	52
5.6 Cálculo da velocidade angular pelo modelo BET corrigido.....	58
5.7 Verificação da influência do refinamento de malha nas paredes.....	63
5.8 Cavitação nas pás da turbina.....	66
6. CONCLUSÕES.....	72
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	76

## LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1. Diagrama esquemático de um medidor tipo turbina (SABOOHI et al.[15]). .....	10
Figura 3.2. Curva de desempenho típica de medidores tipo turbina [3]......	12
Figura 3.3. Fotografia da turbina utilizada no estudo.....	13
Figura 3.4. Dimensões principais da turbina. ....	13
Figura 4.1. Rotor hidrodinâmico montado no conjunto estator.....	14
Figura 4.2. Ilustração do afastamento entre a região de trabalho e a região de influência do efeito Stribeck.....	15
Figura 4.3. Detalhes da montagem do conjunto eixo, bucha e rotor. ....	16
Figura 4.4. Perfil de velocidade no sistema.....	17
Figura 4.5. Diagrama de velocidades e esforços hidrodinâmicos em cada seção da pá do rotor [18]......	18
Figura 4.6. Volume de controle infinitesimal de espessura dr. ....	19
Figura 4.7. Fluxograma do método de cálculo da velocidade angular da turbina. ....	20
Figura 4.8. Coordenadas do hidrofólio utilizado.....	21
Figura 4.9. Coeficientes de sustentação para um aerofólio de placas curvadas (FAGBENRO [34]) .....	22
Figura 4.10. Coeficientes de (a) sustentação e (b) arrasto para uma placa plana. ....	23
Figura 4.11. Mínimo coeficiente de pressão (SILVA et al. [18])......	29
Figura 4.12. Ilustração da posição da linha de coleta dos perfis de velocidade. ....	30
Figura 4.13. Geometria do modelo do medidor tipo turbina. ....	37
Figura 4.14. Domínio fluido e condições de contorno. ....	38
Figura 4.15. Visualização da malha de todo o domínio fluido.....	40
Figura 4.16. Refinamento de malha nas proximidades das pás.....	41
Figura 4.17. Detalhes da malha prismática das vizinhanças das pás.....	42
Figura 5.1. Instalação do medidor tipo turbina.....	45
Figura 5.2. Convergência do perfil de velocidades com o refinamento de malha. ....	48
Figura 5.3. Linhas de corrente do escoamento a partir da entrada no subdomínio rotacional .....	49
Figura 5.4. Validação do modelo.....	51
Figura 5.5. Perfis de velocidades para diferentes vazões. ....	52

Figura 5.6. Coeficientes de (a) sustentação e (b) arrasto para uma placa plana com efeito de grade.....	53
Figura 5.7. Coeficientes de (a) sustentação e (b) arrasto para uma placa plana com efeito de grade na faixa de ângulo de ataque de $-16^\circ$ a $2^\circ$ .....	54
Figura 5.8. Ângulo de ataque para cada posição radial da pá na condição de vazão de $280 \text{ m}^3/\text{h}$ .....	55
Figura 5.9. Variação da constante $k_c$ em relação à média para diferentes vazões.....	56
Figura 5.10. Variação do coeficiente de sustentação com a solidez local (vazão = $200 \text{ m}^3/\text{h}$ ). .....	56
Figura 5.11. Variação do coeficiente de arrasto com a solidez local (vazão = $200 \text{ m}^3/\text{h}$ ). .....	57
Figura 5.12. Variação do coeficiente de sustentação com a posição radial (vazão = $200 \text{ m}^3/\text{h}$ ). .....	58
Figura 5.13. Variação do coeficiente de arrasto com a posição radial (vazão = $200 \text{ m}^3/\text{h}$ ). .....	58
Figura 5.14. Resultados da velocidade angular em função da vazão de operação. ....	60
Figura 5.15. Erros percentuais entre a velocidade angular medida e calculada para $k_c$ médio. ....	60
Figura 5.16. Curvas de linearidade para os resultados de campo e os resultados numéricos com $k_c$ único. ....	61
Figura 5.17. Resultados de velocidade angular. ....	63
Figura 5.18. Refinamento de malha nas vizinhanças das paredes da região anular. ....	64
Figura 5.19. Seção transversal do domínio fluido na região anular do escoamento. ....	65
Figura 5.20. Comparação entre perfis de velocidade obtidos com e sem camadas prismáticas. ....	65
Figura 5.21. Resultados da simulação: Pressão nas pás. ....	67
Figura 5.22. Fração de volume do vapor de GLP ao redor da pá da seção transversal $r = 30 \text{ mm}$ . ....	69
Figura 5.23. Fração de volume do vapor de GLP nas superfícies das pás. ....	69
Figura 5.24. Coeficiente de pressão ao longo da corda para (a) $r/R = 0.36$ , (b) $r/R = 0.64$ e (c) $r/R = 0.97$ .....	70

## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1. Parâmetros geométricos do medidor simulado.....	37
Tabela 4.2. Características das camadas prismáticas da simulação em CFD.....	43
Tabela 4.3. Propriedades físicas do GLP consideradas na simulação. ....	44
Tabela 5.1. Condições operacionais consideradas na simulação.....	45
Tabela 5.2. Resultados de $y^+$ nas paredes das pás para as seis vazões simuladas. ....	50
Tabela 5.3. Resultados numéricos comparados com medições de campo. ....	51
Tabela 5.4. Valores de $k_c$ para diferentes valores de vazão.....	55
Tabela 5.5. Comparação entre velocidades angulares medidas em campo e calculadas para $k_c$ médio. ....	59
Tabela 5.6. Resultados de campo e do modelo na forma de fator-k para $k_c$ médio. ....	61
Tabela 5.7. Resultados da linearidade. ....	61
Tabela 5.8. Comparação entre valores da velocidade axial.....	66
Tabela 5.9. Condição operacional severa .....	68
Tabela 5.10. Condição de cavitação ao longo do comprimento da pá. ....	71

## NOMENCLATURA

$a$	fator de indução axial
$a'$	fator de indução tangencial
$B$	número de pás
$c$	corda
$C_d$	coeficiente de arrasto
$C_{dc}$	coeficiente de arrasto corrigido
$C_f$	coeficiente de fricção
$C_l$	coeficiente de sustentação
$C_{lc}$	coeficiente de sustentação corrigido
$C_{m,c/4}$	coeficiente de momento em torno do ponto a um quarto da corda
$C_n$	coeficiente de força de empuxo
$C_p$	coeficiente de pressão
$C_{Pmín}$	mínimo coeficiente de pressão
$C_t$	coeficiente de força tangencial
$D_r$	força de arrasto
$e$	folga entre a bucha e o eixo
$f$	força por unidade de volume
$F_n$	força de empuxo
$F_t$	força tangencial
$g$	aceleração da gravidade
$h$	distância até a superfície livre
$h_{ts}$	altura da seção de teste
$J_T$	momento de inércia de massa do rotor da turbina
$k$	fator-k / energia cinética da turbulência
$k_c$	constante de correção para o efeito de grade
$l$	espessura da bucha
$L_i$	força de sustentação
$\dot{m}_l$	taxa de variação da massa da fase líquida
$\dot{m}_v$	taxa de variação da massa da fase vapor
$N_B$	número de bolhas por unidade de volume da mistura
$p$	pressão local
$p_\infty$	pressão de escoamento livre
$p_{atm}$	pressão atmosférica
$p_b$	contrapressão
$p_v$	pressão de vapor
$Q$	vazão
$r$	raio
$r_b$	raio interno da bucha
$r_h$	raio do <i>hub</i>
$r_l$	fração de volume da fase líquida
$r_v$	fração de volume da fase vapor
$R$	raio do rotor
$R_B$	raio da bolha
$S_{ij}$	componentes da parte simétrica do tensor gradiente de velocidades
$T_D$	torque dissipativo
$T_p$	torque de atrito de deslizamento
$T_S$	torque de atrito estático

$T_T$	torque hidrodinâmico
$u_i$	componentes do campo de velocidades médias
$\overline{u'_i u'_j}$	tensor de tensão de Reynolds
$U$	velocidade na linha de centro
$V$	velocidade
$\bar{V}$	velocidade média
$V_v$	volume da bolha de vapor
$W$	velocidade relativa
$y$	distância até a parede
$y^+$	medida adimensional do afastamento em relação à parede
$\Delta p$	perda de carga
$\alpha$	ângulo de ataque
$\alpha_c$	ângulo de ataque corrigido
$\alpha_u$	ângulo de ataque não corrigido
$\delta$	espessura da camada limite
$\mu$	viscosidade dinâmica
$\mu_t$	viscosidade turbulenta
$\nu$	viscosidade cinemática
$\rho$	massa específica
$\rho_l$	massa específica da fase líquida
$\rho_v$	massa específica da fase vapor
$\sigma$	número de cavitação / solidez local
$\sigma_c$	fator de correção para o coeficiente de sustentação
$\sigma_s$	coeficiente de tensão superficial
$\tau_w$	tensão de cisalhamento
$\phi$	ângulo de incidência
$\phi_{ish}$	fator de redução de aquecimento devido ao cisalhamento no rolamento
$\phi_{rs}$	fator cinemático de redução de reabastecimento/escassez de lubrificante
$\omega$	velocidade angular / dissipação específica
$\omega_T$	velocidade angular da turbina
$\omega_{st}$	velocidade angular de Stribeck

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação do trabalho

Medidores de vazão tipo turbina são amplamente utilizados na indústria, em especial no segmento de óleo e gás, para fins de transferência de propriedade, em razão de sua elevada precisão, boa repetibilidade e ampla faixa de operação [1]. A seleção do medidor da vazão que ofereça o desempenho adequado para a aplicação a que se destina, bem como o acompanhamento dos parâmetros operacionais e de performance do equipamento, atribuem ao engenheiro a responsabilidade de promover conformidade e acurácia ao sistema de medição, contribuindo com a retidão e a idoneidade do processo de medição. Tal contribuição é importante, em especial, em medições para fins comerciais, pois pode prevenir desvios prejudiciais à sociedade, sejam eles intencionais ou não. O emprego de ferramentas de engenharia na caracterização e modelagem do comportamento de medidores tipo turbina amplia a capacidade de identificação e análise de informações que possam subsidiar tomadas de decisão.

O medidor tipo turbina opera a partir da energia cinética do fluido movimentado, a qual promove a rotação do medidor enquanto a vazão volumétrica é medida a partir da velocidade angular do rotor [2]. Considerando o princípio de funcionamento rotativo do medidor e suas características construtivas, identifica-se a possibilidade de implementar técnicas de modelagem amplamente desenvolvidas para o estudo de turbinas eólicas e hidrocínéticas, entre outras máquinas rotativas, tais como propulsores de embarcações e hélices de helicópteros, no estudo do comportamento da turbina utilizada para fins de medição, visando ampliar a compreensão sobre os fatores que possam afetar a qualidade metrológica dos resultados obtidos com o equipamento. Adicionalmente, é importante levar em conta, do ponto de vista de projeto, operação e manutenção, a possibilidade de cavitação, em situações nas quais a turbina estiver operando em condições mais agressivas.

No presente trabalho, a teoria do elemento da pá, ou *blade element theory* (BET), é aplicada ao estudo do comportamento hidrodinâmico de um medidor de vazão tipo turbina. Tal aplicação, em conjunto com a equação dinâmica característica do movimento do medidor, e com modelagem em dinâmica dos fluidos computacional, ou *computational fluid dynamics* (CFD), conduz ao desenvolvimento de uma técnica de análise do desempenho operacional da turbina, possibilitando o cálculo da velocidade



angular esperada para cada vazão de transferência do fluido movimentado, dentro da faixa de operação. A abordagem proposta revela-se inovadora em relação às metodologias de análise disponíveis na literatura técnica e científica referente a medidores tipo turbina. Destaca-se ainda que o estudo foi aplicado à movimentação de Gás Liquefeito de Petróleo (GLP), fluido este pouco considerado nos estudos disponíveis sobre o comportamento operacional de turbinas.

## 1.2 Justificativa

A medição de vazão volumétrica de líquidos movimentados nos diversos segmentos da indústria adquire papel relevante nos respectivos processos industriais uma vez que fornece resultados que permitem quantificar os volumes transferidos, seja para fins de controle dos processos ou especificação de produtos, seja para fins de comercialização, ou de transferência de custódia.

Na indústria de óleo e gás, destaca-se o emprego de medidores de vazão em linha, instalados nos sistemas de transferência, como alternativa à medição de volume através da diferença de nível em tanques de armazenamento. A medição em linha confere maior agilidade aos processos de apuração de quantidades. No entanto, para que tais soluções sejam empregadas e reconhecidas como válidas para fins de transferência de custódia, determinadas características de projeto devem ser observadas e parâmetros de desempenho devem ser medidos e garantidos.

Os medidores de vazão tipo turbina apresentam, como vantagem competitiva, aplicação em ampla faixa de vazões para fluidos com baixa viscosidade, tamanho compacto e longa durabilidade. Também operam em amplas faixas de pressões e temperaturas. Tais características conferem a este tipo de medidor a aplicabilidade no segmento de óleo e gás.

O capítulo 5 do Manual de Padrões de Medição de Petróleo, *Manual of Petroleum Measurement Standards* (MPMS) [3], uma publicação do *American Petroleum Institute* (API) dedicada aos critérios de projeto, baseados em boas práticas industriais, para medidores de transferência de custódia de hidrocarbonetos líquidos, que é referência na indústria mundial de óleo e gás, detalha as características recomendadas para que os medidores sejam utilizados com esta finalidade. De acordo com a seção 5.1 do API MPMS, a exatidão de um medidor, geralmente publicada na especificação do fabricante, pode ser avaliada através da repetibilidade e linearidade. A repetibilidade consiste na

capacidade do medidor de repetir a indicação, dentro de uma margem de erro aceitável, para mais de uma medição na mesma condição operacional. Já a linearidade avalia a regularidade do medidor ao longo da faixa de operação, usualmente também especificada pelo fabricante.

A título de referência, as especificações técnicas do fabricante do medidor tipo turbina utilizado como objeto de estudo no presente trabalho estabelecem uma repetibilidade de  $\pm 0,02\%$  e uma linearidade de  $\pm 0,15\%$ . A fim de que se possa refletir sobre o significado prático destas especificações, convém avaliar, aproximadamente, a quantidade mensurada através do referido equipamento.

De acordo com o Anuário Estatístico 2020 da ANP [4], a quantidade de GLP vendida no estado do Pará em 2019 foi de 373.216,56 m<sup>3</sup>. Admitindo que a quantidade anual seja distribuída uniformemente nos 12 meses, supõe-se uma quantidade mensal média de 31.101,38 m<sup>3</sup>. Considerando a amplitude máxima da faixa de exatidão aceitável, de acordo com as especificações do fabricante, para o medidor em estudo, isto é, 0,30% ( $\pm 0,15\%$ ), admite-se trabalhar com uma diferença de até 93,30 m<sup>3</sup> no mês. Assumindo uma densidade média para o GLP de 0,536, a partir de dados disponíveis da Ficha de Informações de Segurança de Produto Químico – FISPQ [5], chega-se a uma diferença de 50.057,67 kg, que correspondem, a grosso modo, a 3850 botijões de gás residenciais do tipo P13. Ao preço médio de R\$ 82,59, publicado no Sistema de Levantamento de Preços da ANP [6], para o estado do Pará, com referência ao período de 16/08/2020 a 22/08/2020, conclui-se que se trata de uma diferença da ordem de R\$ 318.020,24.

Portanto, justifica-se o emprego de novas ferramentas de engenharia na análise do desempenho de medidores de vazão, de modo a promover as ações necessárias a garantir sua operação dentro da faixa de exatidão especificada para a finalidade. Como resultado, espera-se contribuir para a precificação justa, minimizando impactos na cadeia de distribuição que possam prejudicar o consumidor final.

### **1.3 Definição do problema e considerações do trabalho.**

Este trabalho tem por propósito o desenvolvimento de uma nova estratégia de modelagem do comportamento hidrodinâmico de turbinas para medição de vazão. Tal estratégia, construída a partir da aplicação do modelo BET, com uso de ferramentas de mecânica dos fluidos computacional, é aplicada na análise de um medidor de vazão existente e em operação na indústria, permitindo a comparação dos resultados da

modelagem com dados de campo. São propostas correções para refletir a característica construtiva do medidor, que é instalado no interior de um trecho de tubulação, em contraste à clássica aplicação do BET para a simulação de escoamentos abertos ao redor de turbinas eólicas e hidrocínéticas. Também é considerada a influência do chamado efeito de grade, em razão da quantidade de pás relativamente maior da turbina em estudo, quando comparada às turbinas para geração de energia.

Nas simulações e representações desenvolvidas no trabalho, foi considerado:

- Escoamento incompressível em regime permanente;
- Fluido com comportamento newtoniano;
- Fase vapor modelada como um gás ideal.

## **1.4 Objetivos**

### 1.4.1 Objetivo geral

Propor nova metodologia de modelagem do comportamento hidrodinâmico de medidores de vazão tipo turbina, com a finalidade de aprimorar a análise do desempenho de tais equipamentos e aumentar a confiabilidade dos sistemas de medição nos quais este tipo de medidor é utilizado.

### 1.4.2 Objetivos específicos

- Obter a velocidade angular esperada para cada condição operacional do medidor tipo turbina, dentro da faixa de operação recomendada pelo fabricante, através da solução da equação dinâmica do conjunto, utilizando o modelo BET para o cálculo do torque hidrodinâmico da turbina, considerando a correção para efeito de grade nos coeficientes de sustentação e arrasto;
- Obter o perfil de velocidade do escoamento à montante da turbina através de simulação computacional em CFD
- Avaliar a exatidão dos resultados de velocidade angular obtidos com o método de cálculo proposto através da comparação das informações de campo tendo como referência especificações técnicas do fabricante;
- Analisar a susceptibilidade à cavitação do medidor tipo turbina em condições operacionais mais severas.

## **1.5 Estrutura e organização do trabalho**

O presente trabalho encontra-se organizado de acordo com a seguinte estrutura. No capítulo 2, é apresentada a revisão bibliográfica das publicações que subsidiaram a construção da pesquisa, envolvendo trabalhos sobre turbinas eólicas e hidrocinéticas, medidores de vazão, cavitação, mecânica dos fluidos, elementos de máquinas, dentre outros. O capítulo 3 discorre sobre o princípio de funcionamento dos medidores tipo turbina, detalhando aspectos construtivos e operacionais e equações características. Ainda no capítulo 3, é apresentado com maiores detalhes o medidor tipo turbina utilizado como objeto de estudo. No capítulo 4, a metodologia da pesquisa é descrita, bem como são apresentadas as equações e modelos utilizados para a construção da técnica de análise proposta. No capítulo 5 encontram-se os resultados e discussões decorrentes do trabalho, e o capítulo 6 dedica-se às conclusões, onde destacam-se as principais contribuições da pesquisa.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Referências mais antigas sobre medidores de vazão tipo turbina encontradas na literatura dizem respeito à busca por soluções mais precisas para a medição de vazão no âmbito do surgimento da aviação comercial, bem como para fins armamentistas, entre meados e o final da década de 1950 [7]. Em 1973, YANBUKHTIN [8] examina a aplicabilidade de tais dispositivos na indústria do petróleo e relaciona vantagens do emprego do medidor, enfatizando a adequabilidade a amplas faixas de vazão, pressão, temperatura e viscosidade, características dos processos da citada indústria.

Os medidores de vazão tipo turbina tornaram-se amplamente aceitos no mercado e, conseqüentemente, diversos fabricantes passaram a fornecer equipamentos construídos a partir deste princípio de funcionamento. Tais medidores encontram aplicação em variados segmentos industriais, desde o setor aeronáutico e a indústria do petróleo até sistemas de irrigação [9].

O estudo do comportamento deste tipo de medidor ganhou espaço em publicações acadêmicas e modelos teóricos foram propostos para descrever e aprimorar o desempenho dos dispositivos, bem como avaliar a influência de alternativas construtivas. Em 1984, SALAMI [10] desenvolveu um modelo para prever os efeitos do perfil de velocidade e da componente rotacional do movimento do fluido à jusante da turbina na curva de calibração do medidor, além de investigar os efeitos de direcionadores de fluxo instalados nos equipamentos.

Merece destaque o trabalho de BAKER [11], que em 1991 organizou e publicou ampla revisão sobre informações disponíveis acerca dos medidores tipo turbina, inicialmente, a partir de dados técnicos disponibilizados pelos fabricantes, abrangendo aspectos construtivos, características operacionais, influência da variação de propriedades do fluido e do escoamento no desempenho dos medidores e recomendações de manutenção para promover adequada durabilidade dos equipamentos.

Em 1992, XU [12] propôs um modelo de cálculo das características aerodinâmicas de pás de medidores tipo turbina. O modelo foi elaborado a partir da simulação das dimensões da região de descolamento da camada limite nas proximidades do bordo de ataque das pás para diferentes ângulos de incidência, usando método transiente de predição da distribuição de vórtices, considerados discretos. O mesmo método foi utilizado para simular o comportamento da esteira formada a partir do bordo de fuga.

Com base nas dimensões encontradas para cada condição de escoamento, as propriedades aerodinâmicas ( $C_L$  e  $C_D$ ) dos perfis foram calculadas considerando modificações no traçado dos perfis, realizadas de forma que estes traçados passassem a delimitar também as regiões de separação identificadas. Ainda em 1992, XU [13] publicou um modelo para a predição da performance de medidores tipo turbina fazendo uso das informações obtidas no artigo anterior. O modelo prevê cálculo iterativo para a obtenção da velocidade angular que promova equilíbrio entre os torques propulsivos e dissipativos. Os resultados revelaram boa consonância com os resultados experimentais utilizados como referência, em especial para o caso em que não foi simulado o efeito rotacional, ou redemoinho (*swirl*), à jusante do medidor. Também se conclui que os torques dissipativos decorrentes do mancal de deslizamento e das forças viscosas na camada limite das pás são os mais significativos, quando comparados com outras parcelas do torque dissipativo, devidas às perdas por atrito na região do núcleo do rotor (*hub*), e na região entre a ponta das pás e a parede interna do invólucro da turbina (*clearance*).

Em 1993, BAKER [14] publica uma segunda revisão, especificamente dedicada a publicações de trabalhos teóricos e experimentais sobre medidores de vazão tipo turbina. A pesquisa reúne equações e considerações aplicadas ao estudo de tais dispositivos. A ampla variedade de autores referenciados e de aplicações descritas para os medidores evidencia a aceitação da solução na indústria. BAKER [14] contribui ainda com a demonstração de equações dos torques propulsivos e resistivos para medidores tipo turbina.

Um método para avaliação da performance de medidores tipo turbina com a aplicação de ferramentas de dinâmica dos fluidos computacional foi proposto por SABOOHI *et al.* [15]. No modelo, foi proposta simulação em CFD para prever a curva de calibração do medidor. O torque resistivo provocado pelo mancal de deslizamento foi calculado através de algoritmo proposto pelos autores, baseado no método das diferenças finitas. A comparação entre os resultados do modelo e resultados experimentais revelou um erro máximo de 2,95% na simulação do escoamento de petróleo e de 4,58% para o escoamento de água.

HARIRI *et al.* [2] também aplicaram técnicas CFD para analisar efeitos de parâmetros operacionais e distorções do escoamento na acurácia de um medidor tipo turbina industrial aplicado a petróleo. Na pesquisa, foram consideradas duas opções de

modelagem da região representativa da turbina no domínio fluido. Na primeira estratégia, o domínio fluido foi considerado estacionário e as pás foram consideradas como paredes em movimento rotacional. Na segunda modelagem, a região central do domínio fluido foi considerada como rotacional. Os resultados indicaram maior proximidade do modelo rotacional com as informações experimentais utilizadas como referência. O modelo revelou-se capaz de prever o aumento da velocidade angular do rotor com o aumento da densidade e também com o aumento da viscosidade do fluido. Além disso, foi identificada grande sensibilidade do medidor a deformações no perfil de velocidade à jusante, causadas, por exemplo, pela presença de obstáculos.

DŽEMIĆ *et al.* [16] investigaram a resposta dinâmica de medidores tipo turbina a transições bruscas no regime de escoamento de gás induzidas pelo rápido fechamento e reabertura de válvulas. Concluíram que os resultados experimentais confirmaram que a aceleração do escoamento não é problemática para o medidor tipo turbina, que é capaz de responder rapidamente à aceleração. Por outro lado, durante o regime de desaceleração, a resposta do medidor é muito mais lenta, o que causa um registro majorado do volume de gás transferido.

No presente trabalho, o comportamento hidrodinâmico de um medidor tipo turbina é modelado através da aplicação do BET. O método BET, desenvolvido a partir da teoria do elemento de pá, tal como descrito em WOOD [17], propõe a solução conjunta das equações para o esforço axial e para o torque atuantes sobre a turbina obtidas a partir das equações de conservação aplicadas ao volume de controle anular sobre o rotor com as equações obtidas a partir dos esforços hidrodinâmicos deduzidas para um perfil de hidrofólio em determinada seção da pá. Para o cálculo das forças em toda a turbina, um conjunto finito de seções é analisado e a contribuição do número total de pás do rotor é considerada.

Tal como no projeto de turbinas hidráulicas, é esperada a ocorrência do fenômeno da cavitação em uma seção da pá na qual a pressão mínima local é menor do que a pressão de vapor do fluido movimentado, como descrito por SILVA *et al.* [18], que desenvolveram análise detalhada da cavitação para o projeto otimizado de turbinas hidrocínéticas utilizando o BET. De acordo com ADHIKARI *et al.* [19], o surgimento da cavitação deve ser examinado através das distribuições de pressão nas pás da turbina. No estudo de RIO VAZ *et al.* [20] o surgimento da cavitação ocorre principalmente nas proximidades da ponta das pás da turbina, onde os vórtices reduzem a pressão local,

também investigado por MAINES e ARNDT [21]. Tipicamente, pás hidráulicas estão sujeitas à separação da camada limite, o que pode afetar o escoamento ao redor do rotor da turbina e, conseqüentemente, a performance hidrodinâmica da pá [22][23]. Isso ocorre porque a separação da camada limite está associada à formação de vórtices [24], principalmente ao longo da superfície superior do hidrofólio [25].

O estudo da cavitação em turbinas de medidores de vazão aplicados a controle de processos industriais no setor de óleo e gás tem sido abordado por apenas alguns poucos autores na literatura. Por exemplo, CHEN *et al.* [26] desenvolveram uma análise computacional utilizando uma simulação numérica transiente. No estudo, o fator do medidor modifica em diferentes números de cavitação e aumenta quando o número de cavitação diminui. Também, CHEN *et al.* [27], através de modelagem em CFD, utilizando um modelo de cavitação de mistura homogênea de duas fases, deduziram que o fenômeno da cavitação acelera o rotor a vazões elevadas. CHEN *et al.* [28] investigaram o escoamento da mistura multifásica de óleo pesado com gás e propôs um modelo para prever a perda de carga e a fração de vazios.

Publicações mais recentes confirmam a versatilidade e acessibilidade dos medidores tipo turbina. WANG *et al.* [29] aplicaram um medidor tipo turbina para o desenvolvimento de um método de interpretação da medição de vazão de água no complexo escoamento trifásico óleo-ar-água em campos de produção de petróleo. CALDAS *et al.* [30] desenvolveram e fabricaram um medidor tipo capaz de operar na medição de solução salina de brometo de lítio. O desenvolvimento foi justificado pela dificuldade encontrada para a medição de fluidos em sistemas de absorção, uma vez que o fluido de trabalho é um sal cristalino higroscópico que pode apresentar formação de fase sólida.

Diante da revisão da literatura referente aos temas abordados no presente trabalho, pretende-se com este contribuir com o acréscimo de ferramentas de engenharia para análise do desempenho de turbinas empregadas na indústria para fins de medição de quantidades movimentadas. Tal contribuição, no presente caso, é especialmente derivada da formulação de metodologias consagradas para o estudo de turbomáquinas na análise de turbinas para medição, com a proposição das devidas correções.



### 3. MEDIÇÃO DE VAZÃO VOLUMÉTRICA DE LÍQUIDOS POR MEDIDOR TIPO TURBINA

A eficiência crescente da transformação e produção de recursos naturais acentua a necessidade do emprego de ferramentas de engenharia na análise e seleção de sistemas de medição capazes de apurar com adequada exatidão as quantidades movimentadas, seja nos processos produtivos ou na cadeia de distribuição e comercialização. Inicialmente idealizado para a quantificação de volumes de combustíveis em aviões [11][31], os medidores tipo turbina encontraram ampla aceitação na indústria em razão da larga faixa de operação, boa repetibilidade e satisfatória linearidade.

O princípio de funcionamento do medidor tipo turbina consiste na rotação da turbina, instalada no interior de um trecho de tubulação, impulsionada pelo movimento do próprio fluido. Na condição ideal, o rotor é projetado para criar a mínima perturbação possível no escoamento, de modo que as pás cortem perfeitamente o corpo fluido em uma hélice tal que o movimento de rotação de cada pá corresponda exatamente ao comprimento axial da pá e conseqüentemente ao comprimento axial do segmento fluido na tubulação. Na prática, no entanto, tal correspondência não é exata, em razão das perdas decorrentes, principalmente, de forças de arrasto e de atrito que retardam a rotação [11]. A Figura 3.1 ilustra esquematicamente um modelo típico de medidor de vazão tipo turbina, com destaque para os principais componentes.

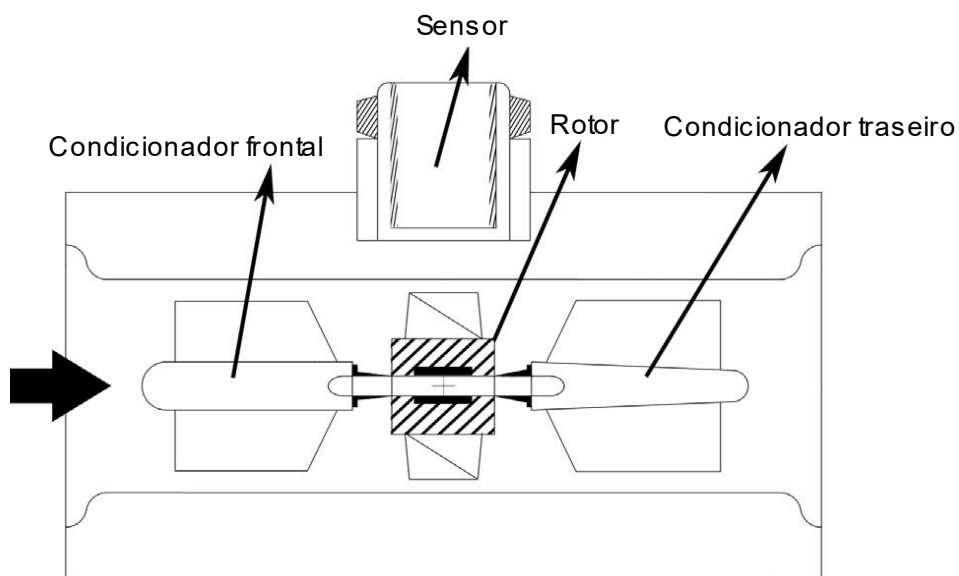


Figura 3.1. Diagrama esquemático de um medidor tipo turbina (SABOOHI *et al.*[15]).

O movimento do rotor é detectado por um sensor que identifica a proximidade de cada uma das pás. A técnica mais comum de detecção é através da mudança no campo magnético provocada pela passagem das pás. Alternativamente, podem ser utilizados sensores óticos [11]. Os sinais detectados na operação do medidor tipo turbina são transmitidos para um computador de vazão, que converte os sinais em quantidade de fluido movimentado.

Da teoria básica do funcionamento dos medidores tipo turbina, a velocidade angular do rotor é diretamente proporcional à velocidade do fluido escoando através da turbina, para uma determinada faixa de vazão. Esta proporcionalidade é expressa por um fator, chamado de fator-k, medido em pulsos/m<sup>3</sup>, obtido da Equação (1), onde  $B$  é o número de pás,  $\omega$  é a velocidade angular do rotor da turbina e  $Q$  é a vazão [2],

$$k = \frac{B\omega}{2\pi Q}. \quad (1)$$

Medidores tipo turbina possuem um fator-k nominal que é, em teoria, constante para uma determinada geometria. Na prática, o fator-k muda para diferentes condições operacionais. Como consequência, medidores tipo turbina estão sujeitos a testes de desempenho em faixas específicas de vazões nas quais a faixa de operação do medidor é definida. Durante o teste, de acordo com práticas recomendadas do API MPMS capítulo 5, seção 3 [3], os resultados do medidor tipo turbina são comparados em tempo real com a vazão volumétrica obtida por um provador, instalado no campo, conectado em série com o medidor, e o fator-k correspondente é calculado por um computador de vazão.

As características de desempenho de um medidor de vazão tipo turbina são especificadas, em manuais e catálogos técnicos dos fabricantes, usualmente, através da definição da variação máxima obtida, em testes de fábrica, para valores de fator-k ao longo de determinada faixa de operação. Esta variação máxima é chamada de linearidade. Em razão da influência das condições de instalação e das características do escoamento e do fluido na performance do medidor, o API MPMS recomenda que o equipamento seja testado em campo para confirmação da precisão do sistema. A Figura 3.2 mostra uma curva típica, apresentada pelo código API, chamada de curva de linearidade, que representa o comportamento usual de medidores tipo turbina. Observa-se que o mesmo medidor pode ser aplicado para diferentes faixas de operação, às quais corresponderão diferentes resultados de linearidade, a depender da exatidão requerida para cada aplicação específica.

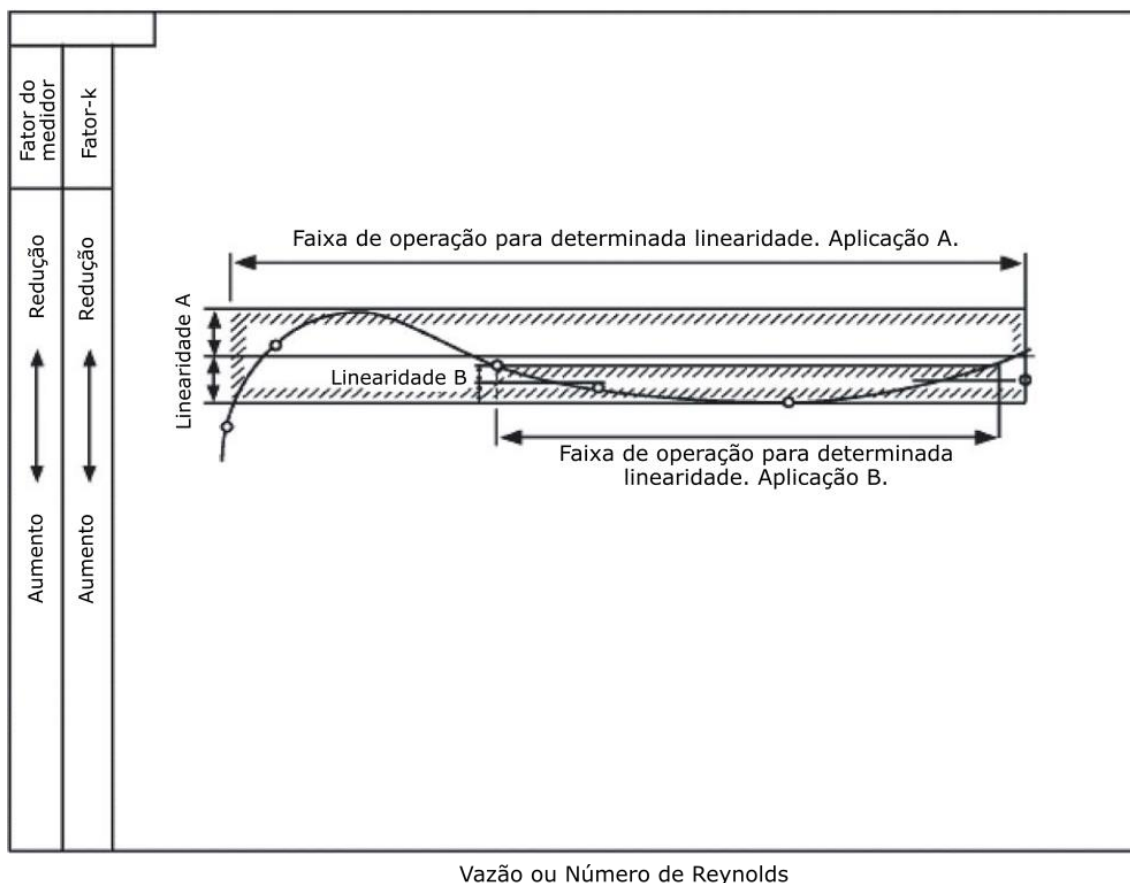


Figura 3.2. Curva de desempenho típica de medidores tipo turbina [3].

Outra característica de performance usualmente considerada é a repetibilidade, que consiste na variação máxima no resultado obtido pelo medidor em repetidas operações na mesma condição.

O código API orienta quanto às fórmulas de cálculo da repetibilidade e linearidade. A repetibilidade, em cada ponto, deve ser calculada da seguinte forma:

$$repetibilidade = \frac{\text{máximo fator-k} - \text{mínimo fator-k}}{\text{mínimo fator-k}} \times 100 \%. \quad (2)$$

Enquanto que a linearidade, ao longo de uma faixa de operação especificada, é

$$linearidade = \frac{\text{máximo fator-k} - \text{mínimo fator-k}}{\text{fator-k médio}} \times 100 \%. \quad (3)$$

A turbina utilizada como objeto de estudo do presente trabalho é uma turbina de 12 pás, fabricada em aço inoxidável. A Figura 3.3 apresenta uma fotografia da turbina utilizada como objeto de estudo, incluindo um registro do equipamento desmontado. A Figura 3.4 ilustra as dimensões principais relevantes para o estudo e a construção dos modelos.

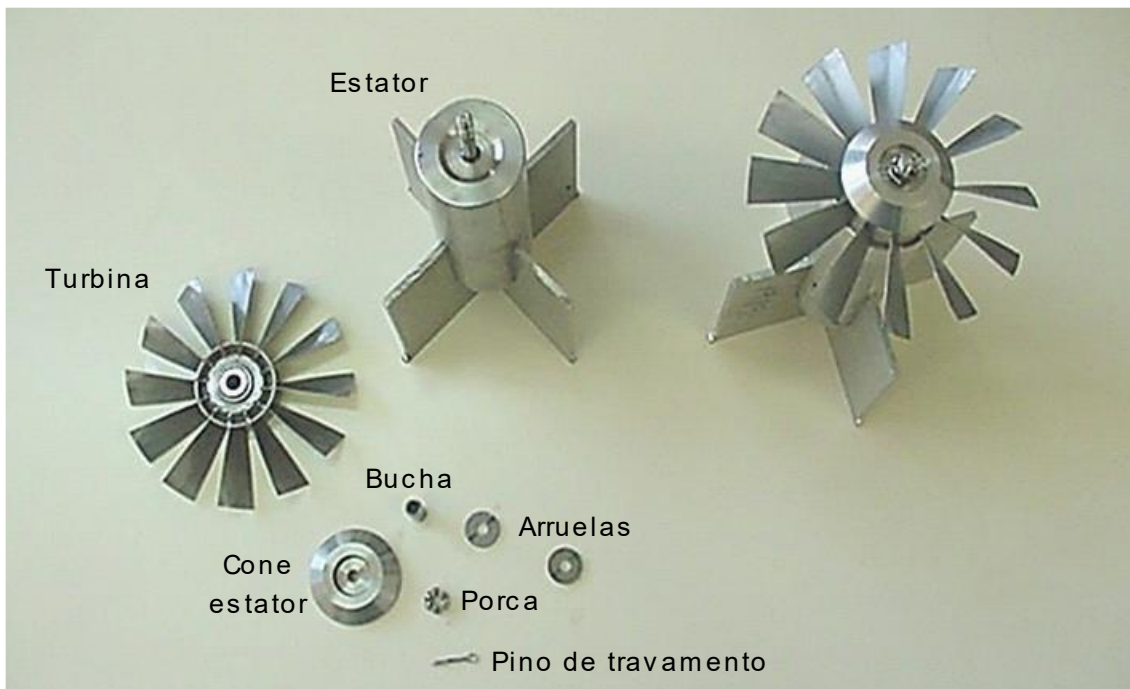


Figura 3.3. Fotografia da turbina utilizada no estudo

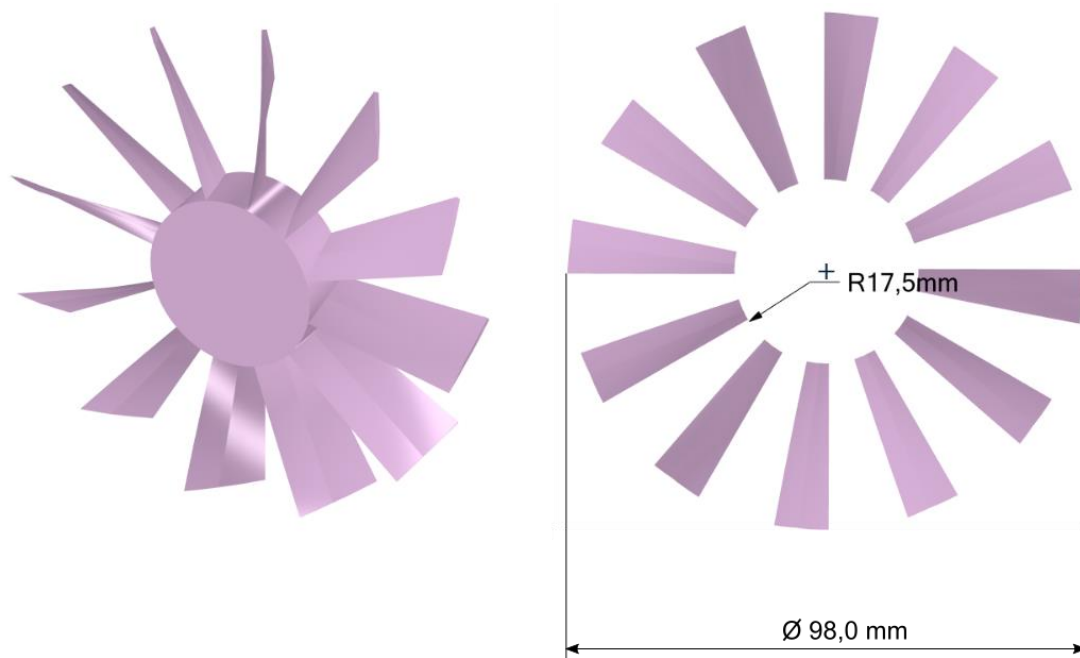


Figura 3.4. Dimensões principais da turbina.

## 4. METODOLOGIA NUMÉRICA

### 4.1 Modelo dinâmico do medidor de vazão tipo turbina

O sistema dinâmico do medidor tipo turbina consiste de um rotor hidrodinâmico com 12 pás e momento de inércia de massa  $J_T$ , conectado a um conjunto estator. Entre o rotor e o eixo do conjunto estator há uma bucha, como ilustrado na Figura 4.1. O balanço de torque para o medidor é dado por

$$T_T - T_D = J_T \frac{d\omega_T}{dt}, \quad (4)$$

onde  $T_T$  é o torque hidrodinâmico gerado pela combinação das forças de arrasto e sustentação ao longo da pá da turbina. No presente trabalho este torque é calculado utilizando o BET, o qual está detalhado na seção 4.2. O torque  $T_D$  é o torque dissipativo, o qual é causado pelo atrito na bucha e  $\omega_T$  é a velocidade angular da turbina.

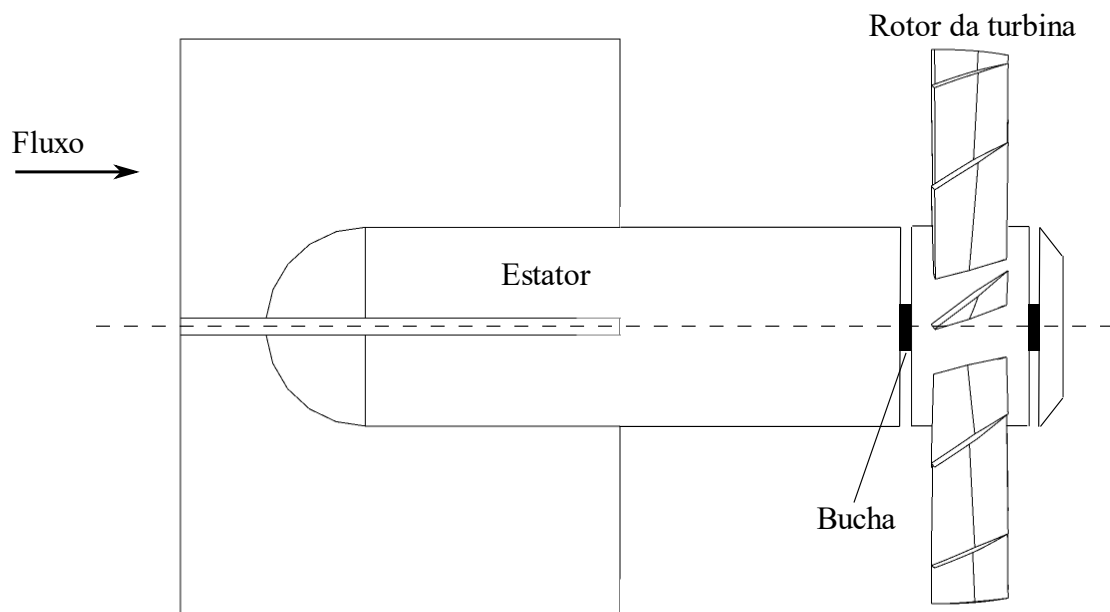


Figura 4.1. Rotor hidrodinâmico montado no conjunto estator.

O torque dissipativo é determinado estendendo o modelo descrito por VAZ *et al.* [32] a turbinas com mancal de deslizamento. No trabalho de VAZ *et al.* [32], o efeito Stribeck foi adicionado ao torque dissipativo. Este efeito corresponde ao comportamento dado para a diminuição da força de atrito no rolamento com o aumento da velocidade angular, ou seja, determina a transição da força de atrito máxima (atrito estático) no eixo para a força de atrito dinâmico, como ilustrado na Figura 4.2. Este efeito é importante

principalmente quando a turbina está operando em baixas vazões, o que leva consequentemente a baixas rotações de eixo. Portanto, o torque dissipativo é dado por

$$T_D = T_S e^{-\left(\frac{\omega_T}{\omega_{st}}\right)^i} + T_p, \quad (5)$$

onde  $T_S$  é o torque de atrito estático,  $\omega_{st}$  é a velocidade angular de Stribeck,  $T_p$  é o torque de atrito devido ao deslizamento do mancal.

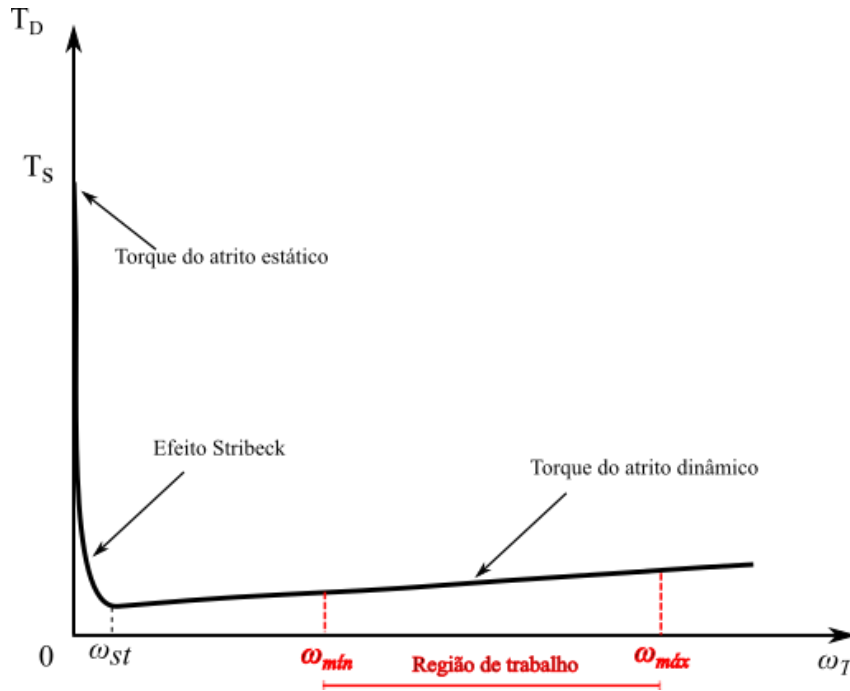


Figura 4.2. Ilustração do afastamento entre a região de trabalho e a região de influência do efeito Stribeck.

No presente trabalho, no entanto, as condições de operação estudadas situam-se em uma faixa de vazões para as quais a contribuição da primeira parcela do lado direito da Equação (5) é insignificante matematicamente comparada com a segunda parcela. Isto é, as vazões de operação simuladas são suficientemente grandes para que se possa assegurar que a influência do atrito estático no cálculo do torque dissipativo é desprezível se comparada com a contribuição do atrito dinâmico. Como consequência, apenas o atrito dinâmico é considerado na metodologia numérica desenvolvida na presente tese. Para o cálculo desta parcela do atrito, é utilizada a equação clássica de Petroff (1883)[33], a qual é aplicada para a determinação do torque de atrito em mancais de deslizamento, como apresentada em SHIGLEY [33],

$$T_p = \frac{2\pi r_b^3 l \mu \omega_T}{e}, \quad (6)$$

onde  $r_b$  é o raio interno do rotor, que fica em contato com o eixo,  $l$  é a espessura do rotor,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido lubrificante, o qual neste caso é o próprio GLP, e por fim,  $e$  é a folga entre o raio interno do rotor e o eixo. A Figura 4.3 ilustra, através de uma vista em corte, os detalhes da montagem do conjunto eixo, bucha e rotor.

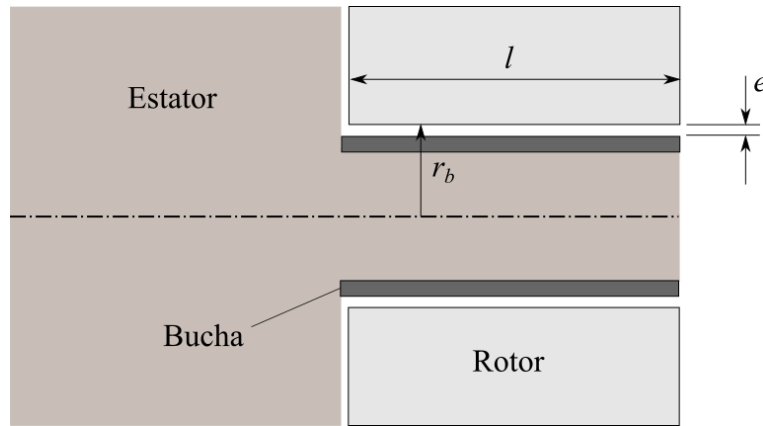


Figura 4.3. Detalhes da montagem do conjunto eixo, bucha e rotor.

## 4.2 Teoria do elemento de pá (BET)

O método BET é largamente utilizado no projeto de turbinas de eixo horizontal considerando o escoamento livre uniforme. Este método é essencialmente um método integral, com informações semiempíricas de forças hidrodinâmicas em seções de pás a partir de um modelo de fluxo de hidrofólio bidimensional ou dados experimentais. No entanto, como o medidor de vazão tipo turbina, descrito no presente trabalho, está confinado em um duto, o perfil de velocidade livre que se aproxima do rotor da turbina é deformado e, portanto, há a necessidade de se considerar no método BET tal deformação.

Sendo assim, propõe-se uma extensão do BET para o caso de turbinas confinadas em dutos sem carregamento hidrodinâmico. Desta forma, a principal contribuição deste trabalho é a avaliação do comportamento dinâmico de medidores de vazão tipo turbina aplicados ao transporte de GLP, utilizando perfis de velocidade deformados através do BET. Este modelo consiste em uma abordagem quase-estacionária, uma vez que acopla o BET na equação dinâmica, Equação (4), do sistema através do cálculo do torque hidrodinâmico ao longo da pá do rotor. A Figura 4.4 ilustra a deformação do perfil de velocidade ao aproximar-se do rotor da turbina.

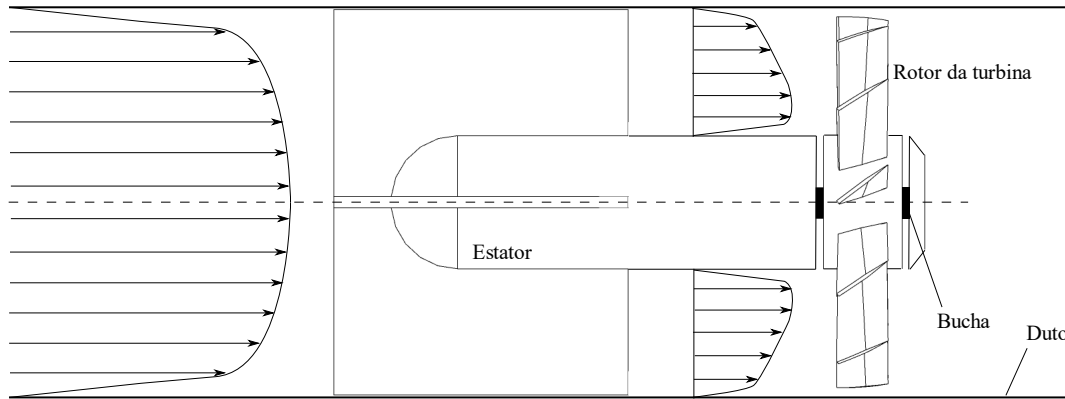


Figura 4.4. Perfil de velocidade no sistema.

Uma turbina voltada a geração de energia promove interferência no escoamento que passa pelo rotor através de carregamentos impostos pelo sistema, como por exemplo um gerador elétrico, fazendo com que os fatores de indução axial e tangencial,  $a$  e  $a'$ , sejam diferentes de zero. No entanto, no caso de um medidor de vazão tipo turbina, o objetivo não é a geração de energia e sim a rotação, através do qual a vazão pode ser determinada. Sendo assim, um medidor de vazão possui carregamento nulo sobre o eixo, fazendo com que as pás sejam estacionárias, conforme descrito por WOOD [17], levando com isso a condição  $a \approx a' \approx 0$ . Com esta condição, o modelo BET adaptado ao caso de medidores de vazão tipo turbina pode ser descrito. Desta forma, considerando o triângulo de velocidades e os esforços hidrodinâmicos de sustentação e arrasto em cada seção da pá da turbina mostrados na Figura 4.5, determina-se as forças normal e tangencial sobre o rotor,

$$F_n = L_i \cos \phi + D_r \sin \phi \quad (7)$$

e

$$F_t = L_i \sin \phi - D_r \cos \phi . \quad (8)$$

Normalizando as Equações (7) e (8) pelo termo  $\frac{1}{2} \rho W^2 c$ , tem-se

$$C_n = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi \quad (9)$$

e

$$C_t = C_l \sin \phi - C_d \cos \phi , \quad (10)$$

onde



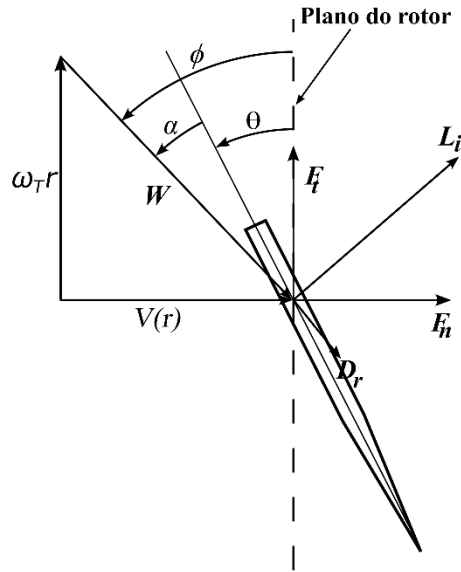


Figura 4.5. Diagrama de velocidades e esforços hidrodinâmicos em cada seção da pá do rotor [18].

$$C_n = \frac{F_n}{\frac{1}{2} \rho W^2 c} \quad (11)$$

e

$$C_t = \frac{F_t}{\frac{1}{2} \rho W^2 c} . \quad (12)$$

A partir das forças  $F_n$  e  $F_t$  por unidade de comprimento, o empuxo e o torque no volume de controle de espessura  $dr$ , mostrado na Figura 4.6, são:

$$dE_T = B F_n dr \quad (13)$$

e

$$dT_T = B r F_t dr . \quad (14)$$

onde  $B$  é o número de pás da turbina. Substituindo as Equações (11) e (12) em (13) e (14), respectivamente, tem-se as equações para o empuxo e o torque hidrodinâmicos da turbina:

$$E_T = \frac{1}{2} \rho B \int_{r_h}^R W^2 c C_n dr \quad (15)$$

e

$$T_T = \frac{1}{2} \rho B \int_{r_h}^R W^2 c C_t r dr , \quad (16)$$

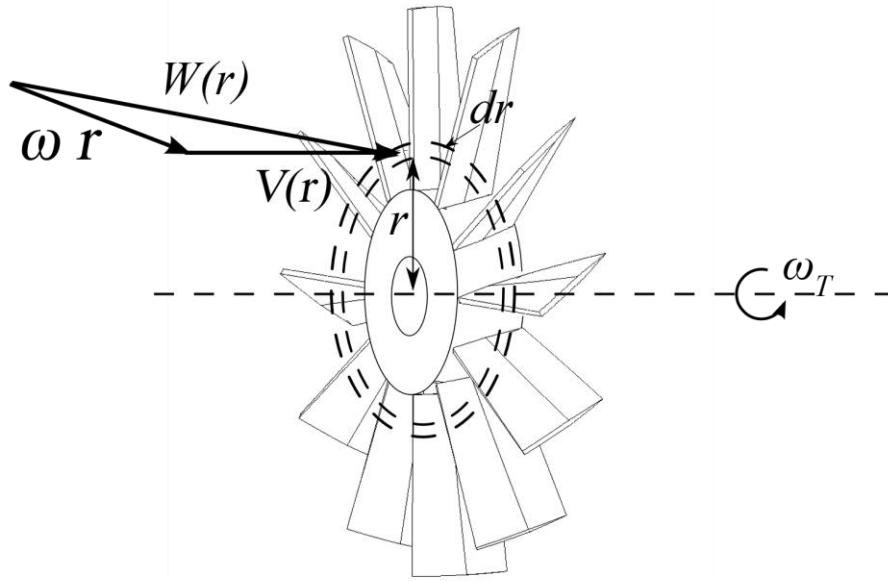


Figura 4.6. Volume de controle infinitesimal de espessura  $dr$ .

onde  $r_h$  é o raio da base das pás da turbina, ou raio do *hub*, e  $R$  é o raio da ponta das pás, ou raio do rotor. Substituindo a Equação (16) na Equação (4), tem-se

$$J_T \frac{d\omega_T}{dt} - \frac{1}{2} \rho B \int_{r_h}^R W^2 c C_t r dr + T_D = 0. \quad (17)$$

As condições operacionais simuladas no presente trabalho ocorrem em regime permanente. Consequentemente, a velocidade angular não varia com o tempo e o primeiro termo da Equação (17) é zero. Considerando ainda a contribuição predominante do atrito dinâmico no cálculo do torque dissipativo, como descrito na seção 4.1, a Equação (17) é reescrita como

$$-\frac{1}{2} \rho B \int_{r_h}^R W^2 c C_t r dr + T_p = 0. \quad (18)$$

Como os parâmetros  $W$ ,  $C_t$  e  $T_p$  são funções da velocidade angular,  $\omega_T$ , a Equação (18) pode ser solucionada utilizando métodos iterativos, onde o torque hidrodinâmico é calculado através do BET. No presente trabalho, o método iterativo utilizado foi o método de Newton-Raphson. Para a integração numérica, foi utilizado o método da Quadratura de Simpson. Na Figura 4.7 é apresentado um fluxograma da metodologia de cálculo utilizada para a obtenção do comportamento hidrodinâmico previsto para o medidor em estudo no presente trabalho.

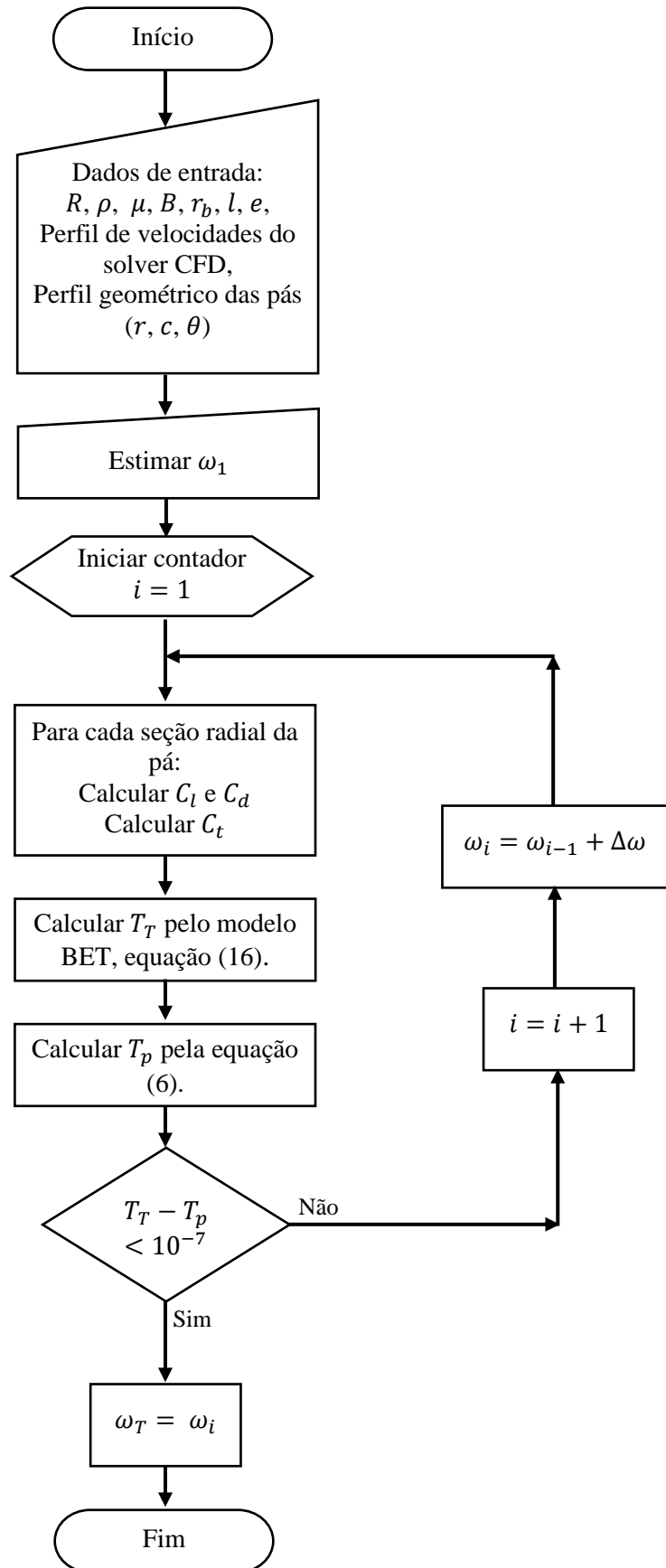


Figura 4.7. Fluxograma do método de cálculo da velocidade angular da turbina.

### 4.3 Correção para o efeito de grade

O medidor de vazão tipo turbina corresponde a um rotor de múltiplas pás, cujo hidrofólio está representado na Figura 4.8. Para este tipo de rotor, é necessário considerar o efeito de grade promovido pelas 12 pás do rotor. A consideração deste efeito tem sido um desafio pela inexistência de modelos confiáveis na literatura, a fim de que sejam feitas correções adequadas aos parâmetros hidrodinâmicos de sustentação e arrasto em turbinas. Os desafios associados à modelagem de campos de escoamentos complexos, como grades, diminuíram nas últimas décadas devido ao crescimento de ferramentas computacionais.

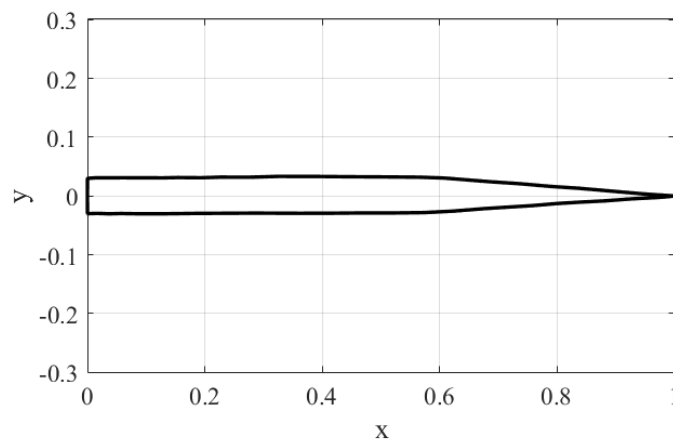


Figura 4.8. Coordenadas do hidrofólio utilizado.

FAGBENRO [34], desenvolveu um estudo, utilizando CFD, sobre o efeito do aumento do número de pás em rotores sobre os coeficientes de sustentação e arrasto de uma turbina com múltiplas pás destinada a bombeamento de água. Na turbina, os aerofólios foram construídos com placas curvadas. A Figura 4.9 mostra o principal resultado obtido por FAGBENRO [34]. Observa-se que o coeficiente de sustentação considerando solidez  $\sigma = 1,5$ , ou seja, rotor com múltiplas pás, pode ser até 57% menor para um ângulo de  $10^\circ$ . Este resultado mostra o quanto o efeito de grade impacta as forças de sustentação e arrasto em turbinas com número elevado de pás. A definição de solidez local é a razão entre o produto do número de elementos de pá e da corda em uma posição

radial particular e a circunferência do rotor na mesma posição radial. Portanto, a solidez local pode variar ao longo da pá, e é dada por

$$\sigma = \frac{Bc}{2\pi r}. \quad (19)$$

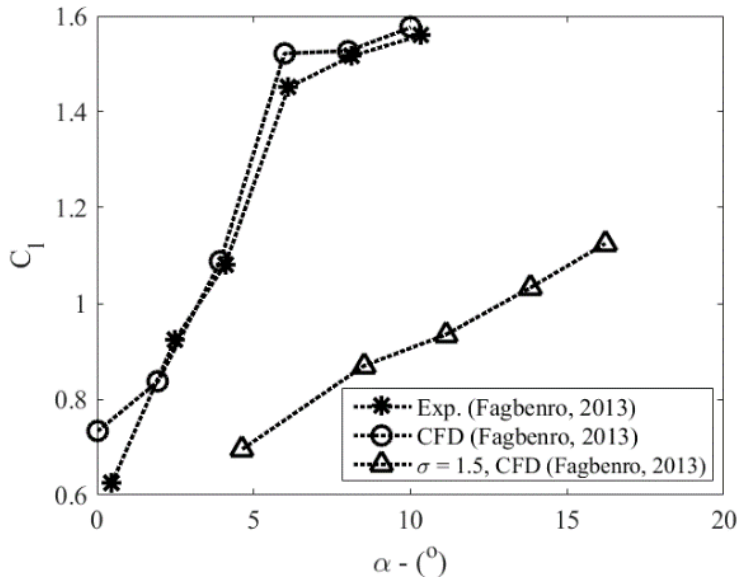


Figura 4.9. Coeficientes de sustentação para um aerofólio de placas curvadas (FAGBENRO [34])

No trabalho de FAGBENRO [34] o coeficiente de arrasto foi subestimado, não apresentando resultados confiáveis, por esse motivo não está apresentado aqui. No entanto, no trabalho experimental de KATZOFF *et al.* [35], foram comparadas distribuições de pressão sobre perfis da série NACA 6 dispostos em grade. Como resultado, KATZOFF *et al.* [35] observaram que os coeficientes de sustentação experimentais foram consideravelmente menores do que os teóricos, para solidez local de 1,0 e as diferenças foram maiores do que as diferenças entre os valores teóricos e experimentais para os aerofólios isolados. A solidez diminuiu a sustentação e o arrasto.

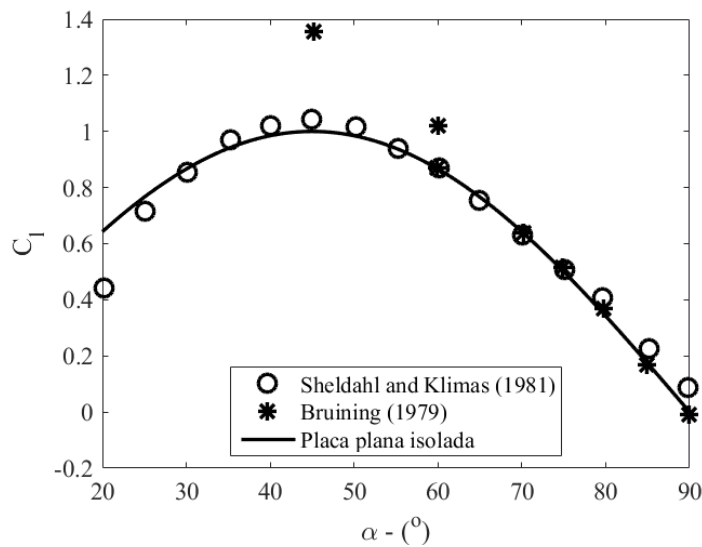
Por razões construtivas, os perfis utilizados para a fabricação de pás de medidores de vazão tipo turbina usualmente são muito semelhantes ao perfil de uma placa plana [11]. Desta forma, no presente trabalho foram consideradas as formulações descritas por WOOD [17] para o caso de placas planas isoladas, as quais são dadas por:

$$C_l = 2 \text{ sen } \alpha \cos \alpha = \text{sen}(2\alpha) \quad (20)$$

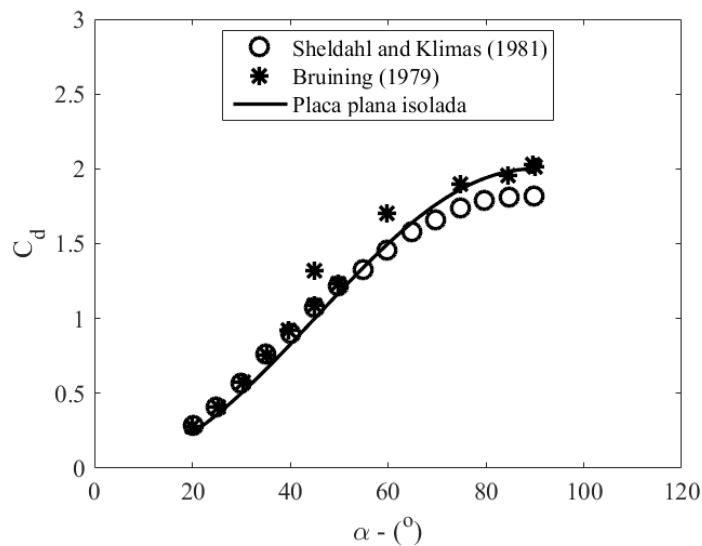
e

$$C_d = 2 \text{ sen}^2 \alpha = 1 - \cos(2\alpha). \quad (21)$$

As Equações (20) e (21) têm boa concordância com dados experimentais, como mostrado na Figura 4.10, a qual apresenta os coeficientes de sustentação e arrasto sem correção devido ao efeito de grade, comparados com os dados experimentais de SHELDAHL e KLIMAS [36] para o caso do perfil simétrico NACA 0015, e de BRUINING [37] para o caso de uma placa curvada. A comparação mostra que o comportamento físico das Equações (20) e (21) são consistentes com dados experimentais para o caso de uma placa plana isolada, cujas equações foram utilizadas na abordagem proposta nesta tese.



(a)



(b)

Figura 4.10. Coeficientes de (a) sustentação e (b) arrasto para uma placa plana.

Neste trabalho é proposta uma correção para o efeito de grade sobre os valores dos coeficientes de sustentação e arrasto dados pelas Equações (20) e (21). Neste caso, a correção é baseada em formulações utilizadas para correções devido ao bloqueio em túneis de vento. Estas formulações são utilizadas por conta do confinamento em seções de trabalho reduzidas, as quais promovem alterações nos parâmetros de sustentação e arrasto de aerofólios dada a proximidade das paredes internas dos túneis de vento (SELIG *et al.* [38]). A presença das paredes do túnel de vento aumenta a sustentação medida, arrasto e momento devido ao aumento da velocidade no modelo experimentado. De acordo com SELIG *et al.* [38], os limites laterais em um contexto de teste bidimensional causam a ocorrência de quatro fenômenos, são eles:

- **Flutuabilidade:** a flutuabilidade é uma força de arrasto adicional que resulta de uma diminuição da pressão estática ao longo da seção de teste devido ao crescimento da camada limite nas paredes. Mesmo que os efeitos de flutuabilidade sejam geralmente insignificantes, mesmo para aerofólios testados em seções de teste de área constante, o principal efeito de flutuabilidade deve ser levado em conta diretamente nas correções da velocidade de fluxo livre no caso de experimentos em túnel de vento.
- **Bloqueio sólido:** a presença física de um modelo em uma seção de teste é conhecida como bloqueio sólido, que produz uma diminuição na área efetiva por onde o escoamento se dará. A partir da continuidade e da equação de Bernoulli, a velocidade do ar deve aumentar à medida que flui sobre o modelo experimentado, aumentando todas as forças aerodinâmicas e momentos em um determinado ângulo de ataque. O bloqueio sólido é uma função do tamanho do modelo e das dimensões da seção de teste.
- **Bloqueio de esteira:** O segundo tipo de bloqueio é conhecido como bloqueio de esteira, que resulta de uma velocidade mais baixa dentro da esteira do aerofólio em comparação com a velocidade de fluxo livre. Para seções de teste fechadas, a fim de satisfazer a equação de continuidade, a velocidade no modelo (fora da esteira) deve aumentar. O efeito do bloqueio da esteira é proporcional ao tamanho da esteira e, portanto, à força de arrasto medida no modelo.
- **Curvatura da linha de corrente:** devido às restrições físicas das paredes do túnel, a curvatura das linhas de corrente do escoamento conforme este passa sobre um aerofólio é alterada com o aumento da curvatura efetiva do aerofólio conforme as

linhas de corrente são "comprimidas". Para seções fechadas de túnel de vento, o aumento na curvatura do aerofólio resulta no aumento da sustentação, do momento em torno do ponto de um quarto da corda e do ângulo de ataque, enquanto o arrasto não é afetado.

Dos quatro fenômenos apontados, especificamente apenas as correções referentes à curvatura das linhas de corrente foram consideradas nesta tese. Isto porque, no caso do efeito de grade em turbinas de múltiplas pás, os desvios das linhas de corrente devido à proximidade entre os perfis, são os principais responsáveis pela variação da distribuição de pressão sobre cada seção da pá em grade.

Ainda de acordo com SELIG *et al.* [38], considerando que nos experimentos que subsidiaram aquela publicação nenhuma medida de momento foi feita, as correções apenas para sustentação e ângulo de ataque são

$$\Delta C_{lc} = \sigma_c C_l \quad (22)$$

e

$$\Delta \alpha_c = \frac{57,3\sigma_c}{2\pi} (C_l + 4C_{m,c/4}), \quad (23)$$

onde

$$\sigma_c = \frac{\pi^2}{48} \left( \frac{c}{h_{ts}} \right)^2. \quad (24)$$

Em que  $h_{ts}$  é a altura da seção de teste.

Neste trabalho, a Equação (23) foi estendida para a correção do efeito de grade de turbinas com múltiplas pás. Apenas o efeito de alteração da curvatura da linha de corrente foi considerado porque conforme o escoamento atravessa o rotor da turbina, dois efeitos distintos ocorrem para alterar o padrão do escoamento daquele estabelecido no BET. São eles: (1) um aumento na velocidade tangencial ocorre entre as bordas de ataque e de fuga do aerofólio, de modo que o escoamento segue um caminho curvo e (2) a componente axial do escoamento aumenta porque a espessura do aerofólio reduz a área entre as pás, o que é influenciado pela solidez local. Sendo assim, esses dois efeitos são diretamente inclusos no seguinte desenvolvimento, para  $C_{m,c/4} = 0$ :

$$\alpha_c = \alpha_u - \Delta \alpha_c \quad (25)$$



$$\alpha_c = \alpha_u - \frac{57,3\sigma_c}{2\pi} C_l \quad (26)$$

onde  $\alpha_u$  é o ângulo de ataque não corrigido e  $\alpha_c$  o ângulo de ataque corrigido. Para o caso do efeito de grade, a altura da seção de teste é igual a distância entre duas pás localmente, ou seja,

$$h_{ts} = \frac{2\pi r}{B} = \frac{c}{\sigma} \quad (27)$$

Substituindo a Equação (27) em (24), tem-se:

$$\sigma_c = \frac{\pi^2}{48} (\sigma)^2 \quad (28)$$

Substituindo a Equação (28) em (26), a nova formulação para a correção do ângulo de ataque fica

$$\alpha_c = \alpha_u - k_c (\sigma)^2 C_l \quad (29)$$

onde  $k_c$  é uma constante adimensional e está relacionada à forma geométrica do aerofólio, a qual influencia a curvatura das linhas de corrente do escoamento que passa entre as pás. Note que a correção dada pela Equação (29) é dependente da solidez local. Quanto maior é a solidez local maior é a correção devido ao efeito de grade sobre o ângulo de ataque, e conseqüentemente sobre os novos valores dos coeficientes de sustentação e arrasto. No caso particular de aerofólios isolados,  $\sigma = 0$ , então a correção não é necessária, convergindo para o ângulo de ataque original. Substituindo a Equação (19) em (29), tem-se

$$\alpha_c = \alpha_u - k_c \left( \frac{Bc}{2\pi r} \right)^2 C_l \quad (30)$$

Desta forma, os coeficientes de sustentação e arrasto para uma placa plana corrigidos em decorrência do efeito de grade são dados por:

$$C_{lc} = \text{sen}(2\alpha_c) \quad (31)$$

e

$$C_{dc} = 1 - \cos(2\alpha_c) \quad (32)$$

#### 4.4 Prevenção da cavitação

Além de danos estruturais decorrentes da erosão de material, a cavitação também provoca o giro do rotor em velocidade superior à esperada para as condições de escoamento do líquido, resultando em perda de acurácia no processo de medição de vazão [27]. Portanto, neste trabalho, um estudo do possível surgimento da cavitação em um medidor de vazão industrial do tipo turbina aplicado a GLP é desenvolvido. Fundamentos analíticos do estudo da cavitação são aplicados a um medidor tipo turbina utilizado para apuração da quantidade mássica de GLP para fins de transferência de custódia. O surgimento da cavitação é analisado através do emprego de simulação computacional tridimensional (3D) com o método Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) [39]. Um modelo de escoamento bifásico homogêneo é simulado através do modelo de Rayleigh-Plesset [40]. Como resultado, em condição operacional mais severa, o estudo indica que as pás da turbina estão sujeitas a cavitação ao longo de todo o extradorso das pás. Adicionalmente, o critério do mínimo coeficiente de pressão também é adotado para identificar a incidência de cavitação nas pás da turbina. As análises são comparadas com recomendações técnicas para instalação e operação de medidores tipo turbina visando a prevenção da cavitação.

Recomendações para evitar cavitação são enfatizadas em publicações técnicas relacionadas a medidores de vazão tipo turbina. Em manuais de operação e manutenção, elaborados por fabricantes, a prevenção da cavitação é definida, ao lado do adequado condicionamento do escoamento, como sendo uma das características básicas a serem obedecidas no projeto do sistema de medição tendo em vista a obtenção de boa linearidade e conseqüentemente performance satisfatória do medidor. Conforme descrito por BAKER [14], a prevenção da cavitação é comumente estabelecida através da recomendação de uma contrapressão mínima a ser mantida à jusante do medidor. O capítulo 5 do API MPMS [3], indica que a mínima contrapressão na saída do medidor tipo turbina para prevenir cavitação pode ser calculada com a seguinte expressão

$$p_b = 2\Delta p + 1,25p_v \quad (33)$$

onde  $p_b$  é a contrapressão mínima, em libras por polegada quadrada manométrica (psig),  $\Delta p$  é a perda de carga através do medidor à máxima vazão operacional para o líquido movimentado, em libras por polegada quadrada (psi), e  $p_v$  é a pressão de vapor do fluido à temperatura de operação, em libras por polegada quadrada atmosférica (psia), que é a

pressão manométrica mais a pressão atmosférica. O código API estabelece que foi comprovado que esta contrapressão é adequada para a maioria das aplicações, mas também adverte que ela pode ser conservativa em algumas situações.

Diferentemente da abordagem do API MPMS, neste trabalho a análise da susceptibilidade à incidência de cavitação é conduzida através de outra formulação. Como detalhado em SILVA *et al.* [18] e adicionalmente mencionado por ADHIKARI *et al.* [19], a ocorrência da cavitação também pode ser prevista pela comparação entre a pressão local nas pás da turbina e o número de cavitação, classicamente definido, para uma turbina hidráulica, como

$$\sigma = \frac{p_{atm} + \rho gh - p_v}{\frac{1}{2}\rho W^2}, \quad (34)$$

onde  $p_{atm}$  é a pressão atmosférica,  $g$  é a aceleração da gravidade local,  $h$  é a distância entre a superfície livre e a posição radial na pá,  $p_v$  é a pressão de vapor e  $W$  é a velocidade relativa em cada seção de pá da turbina, dada por

$$W = \sqrt{V^2(1 - a)^2 + \omega_T^2 r^2(1 + a')^2}, \quad (35)$$

onde  $V$  é a velocidade à montante da turbina,  $\omega_T$  é a velocidade angular,  $a$  e  $a'$  são os fatores de indução axial e tangencial, respectivamente. Vale ressaltar que, no caso em estudo, as pás da turbina são estacionárias, o que implica considerar que  $a$  e  $a'$  são muito pequenos, como descrito por WOOD [17]. Condições de pás estacionárias são adicionalmente discutidas em VAZ *et al.* [32]. Então, a Equação (35) se torna

$$W = \sqrt{V^2 + \omega_T^2 r^2} \quad (36)$$

A pressão local é avaliada de forma adimensional a partir do coeficiente de pressão local  $C_p$ , definido pela Equação (37) e ilustrado na Figura 4.11.

$$C_p = \frac{p - p_{atm} - \rho gh}{\frac{1}{2}\rho W^2} \quad (37)$$

onde  $p$  é a pressão local no perfil do hidrofólio na respectiva seção radial da pá. De acordo com esta formulação, o critério para prevenir a cavitação é dado por  $\sigma + C_{p\min} \geq 0$ , sendo  $C_{p\min} = \min(C_p)$ . Especificamente considerando o objeto de estudo do presente trabalho, tendo-se em conta que a turbina opera confinada em um duto, a contribuição da pressão atmosférica não deve ser considerada. Adicionalmente, o componente de pressão

hidrostática  $\rho gh$  pode ser desprezado dadas as dimensões relativamente pequenas do medidor. Portanto, a análise da prevenção da cavitação pode ser simplesmente conduzida com a comparação direta entre a pressão local mínima e a pressão de vapor.

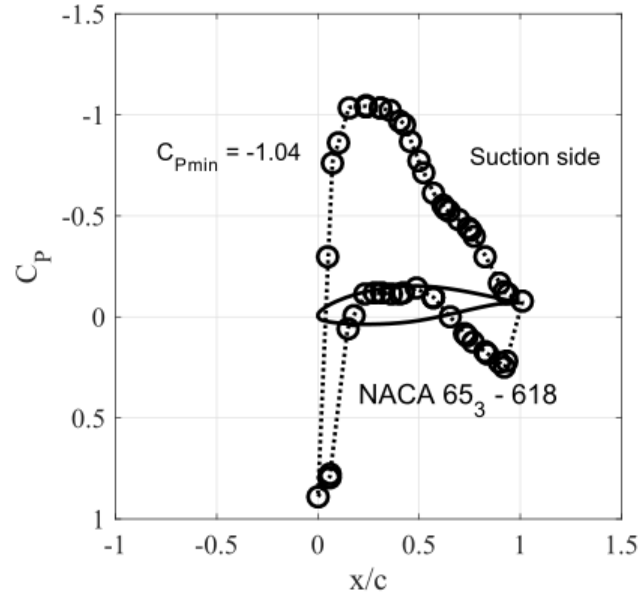


Figura 4.11. Mínimo coeficiente de pressão (SILVA *et al.* [18]).

O componente de pressão  $p_{atm} + \rho gh$ , quando possui magnitude relevante, contribui na mesma proporção nas Equações (34) e (37). Como consequência, em situações nas quais os efeitos da pressão atmosférica e da pressão hidrostática possuem importância secundária, tal como na condição de escoamento estudada no presente trabalho, conclui-se que outra pressão de referência pode ser considerada. GORALCZYK e ADAMKOWSKI [41], estudando a performance de uma turbina hidrocínética instalada dentro de um duto, substituíram o componente de pressão  $p_{atm} + \rho gh$  pela pressão no escoamento livre,  $p_{\infty}$ . Estendendo o conceito à formulação do número de cavitação, como definido por SALE *et al.* [42], as Equações (34) e (37) são reescritas nas Equações (38) e (39):

$$\sigma = \frac{p_{\infty} - p_v}{\frac{1}{2} \rho W^2}; \quad (38)$$

$$C_p = \frac{p - p_{\infty}}{\frac{1}{2} \rho W^2}. \quad (39)$$

No presente trabalho, o ponto de medição do escoamento livre é escolhido como sendo localizado 4 mm à montante do ponto de contato do fluido com o bordo de ataque das pás da turbina, na seção transversal estudada, como ilustrado na Figura 4.12.

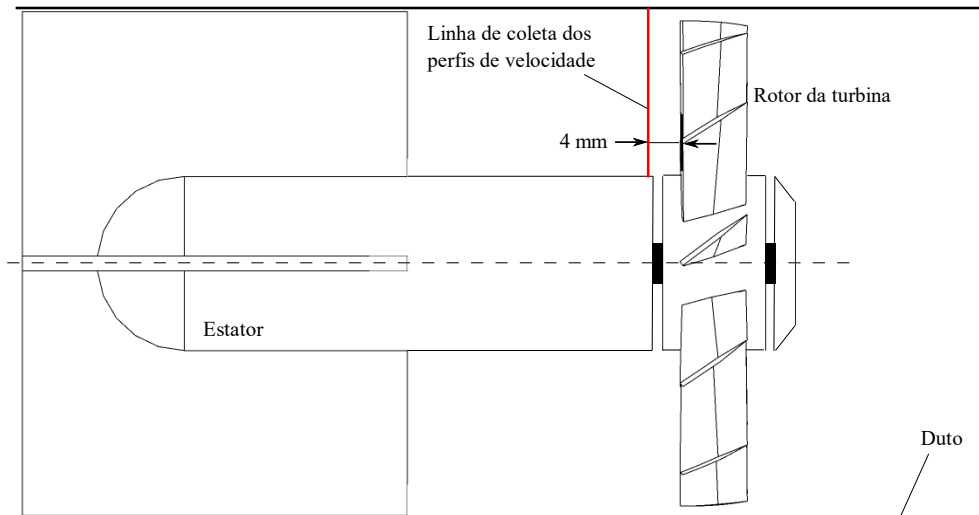


Figura 4.12. Ilustração da posição da linha de coleta dos perfis de velocidade.

## 4.5 Simulação CFD

### 4.5.1 Considerações iniciais sobre a simulação CFD

Com o propósito obter o perfil de velocidades do escoamento na região de aproximação do contato com as pás da turbina, um dos dados de entrada para o modelo BET, e adicionalmente para analisar a susceptibilidade à cavitação nas paredes das pás, como forma de comparar o critério do mínimo coeficiente de pressão com outro modelo disponível, foi implementada simulação do escoamento em estudo através de ferramentas de mecânica dos fluidos computacional, ou CFD.

A simulação em CFD, no presente caso, consiste na solução numérica das equações de governo do comportamento dinâmico do escoamento. Os cenários operacionais do medidor tipo turbina simulados no presente trabalho caracterizam-se, na prática, por condições de estabilidade das variáveis de processo, sem mudanças das propriedades características do escoamento com o tempo. Por esta razão, o escoamento pode ser representado como um escoamento em regime permanente. Além disso, a ordem de grandeza das velocidades atingidas pelo fluido em movimento mantém-se muito

abaixo de valores que pudessem sugerir a consideração dos efeitos de compressibilidade, de modo que o escoamento é admitido como incompressível.

#### 4.5.2 Equações de governo

Com tais considerações, a primeira equação de governo característica do escoamento analisado é a equação de conservação da massa, na forma:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (40)$$

onde  $u$ ,  $v$ , e  $w$  são as componentes do vetor velocidade nos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respectivamente.

No que se refere à viscosidade do Gás Liquefeito de Petróleo, foi considerada a existência de uma proporcionalidade entre as tensões de cisalhamento e as taxas de deformação angular do fluido, que, portanto, é considerado como newtoniano. As equações de conservação do momento angular para fluidos newtonianos, equações de Navier-Stokes, podem ser escritas na forma

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial u_j}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \\ = - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \rho g_j + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \left( \mu_v - \frac{2}{3} \right) \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \delta_{ij} \right]. \end{aligned} \quad (41)$$

Considerando ainda que o escoamento se dá em regime permanente e incompressível, as equações de Navier-Stokes para o problema em questão reduzem-se a

$$\rho u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \rho g_j + \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i^2}. \quad (42)$$

A estratégia numérica para aproximação das equações de governo e, conseqüentemente, determinação das características do escoamento ao longo de todo o domínio fluido analisado é implementada através do método dos volumes finitos.

No método dos volumes finitos, o domínio fluido é dividido em volumes de controle e as equações de governo do escoamento, na forma integral, aplicadas a cada um desses volumes de controle, resultam em equações discretas aproximadas para valores médios das variáveis do escoamento [43].

O método dos volumes finitos distingue-se dos demais métodos utilizados por ferramentas de CFD pela integração das equações de governo nos volumes de controle, o

que resulta em uma clara relação entre o algoritmo numérico e os princípios de conservação físicos aplicáveis ao problema, tornando o método atrativo e seus conceitos mais fáceis de entender [44]. Conseqüentemente, o método dos volumes finitos é o mais estabelecido e utilizado pelos principais códigos CFD disponíveis comercialmente [44], inclusive pelo código no qual as simulações do presente trabalho foram implementadas, o ANSYS CFX.

O número de Reynolds do escoamento estudado, considerando o diâmetro interno da tubulação como dimensão característica, varia entre 0,8 e  $2,9 \times 10^6$ , dependendo da condição de vazão analisada. Portanto, o número de Reynolds atinge valores muito superiores ao limite de expectativa para o regime laminar em dutos [45]. Como consequência, é necessário modelar os efeitos da turbulência no escoamento.

A princípio, as equações de Navier-Stokes descrevem tanto o escoamento laminar quanto o turbulento. No entanto, nos escoamentos turbulentos, na prática, desenvolvem-se ampla variedade de dimensões de escalas de vórtices, inclusive menores do que o menor volume finito da malha de discretização do domínio fluido.

Modelos matemáticos para prever os efeitos da turbulência foram desenvolvidos para aplicação nos códigos de CFD de modo que não seja necessário refinamento impraticável da malha a ponto de permitir a simulação numérica direta, ou *Direct Numerical Simulation* (DNS) de todas as escalas de vórtices.

Em geral, modelos de turbulência propõem a modificação das equações de Navier-Stokes por meio da introdução de parcelas médias e flutuantes com o tempo das quantidades calculadas, criando as equações *Reynolds Averaged Navier-Stokes* (RANS).

O modelo de turbulência escolhido para as simulações em CFD do presente trabalho foi o modelo  $k - \omega$  SST, em razão do tratamento para o escoamento próximo às paredes, tendo em vista o objetivo de avaliar a susceptibilidade à cavitação nas paredes das pás.

Os modelos  $k - \omega$  propõem que a viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , está relacionada com a energia cinética da turbulência,  $k$ , e com a dissipação específica,  $\omega$ , através da relação.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (43)$$

São resolvidas duas equações, uma para a energia cinética da turbulência  $k$ , e outra para a dissipação específica  $\omega$ .

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega + P_{kb} \quad (44)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \omega) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad (45)$$

onde  $P_k$  é a taxa de produção da turbulência, que é modelada por:

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \left( 3\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (46)$$

Para escoamento incompressível,  $\partial u_k / \partial x_k$  é pequeno e o segundo termo do lado direito da equação não contribui significativamente para a produção.

Os termos  $P_{kb}$  e  $P_{\omega b}$  são termos de produção de flutuabilidade e são incluídos nos cálculos apenas quando a opção de turbulência flutuante é selecionada na etapa de pré-processamento da simulação. Em nenhuma das simulações realizadas no presente trabalho a referida opção foi ativada, portanto os termos não foram detalhados aqui.

As constantes do modelo são dadas por:

$$\beta' = 0,09; \alpha = \frac{5}{9}; \beta = 0,075; \sigma_k = 2; \sigma_\omega = 2. \quad (47)$$

A formulação inicial do modelo  $k - \omega$ , tal como descrito até este ponto, foi desenvolvida por WILCOX [47]. O modelo apresenta forte sensibilidade às condições de escoamento livre da simulação e os resultados podem variar significativamente dependendo do valor da frequência da turbulência  $\omega$  estabelecido como condição de contorno na entrada do domínio fluido. Para resolver esta sensibilidade indesejável, MENTER [48] desenvolveu um modelo que combina o modelo  $k - \omega$  nas proximidades das paredes com o modelo  $k - \varepsilon$  em regiões mais afastadas das superfícies. A formulação consiste em uma transformação do modelo  $k - \varepsilon$  em um  $k - \omega$ . As equações  $k - \varepsilon$  transformadas são:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k2}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (48)$$

e



$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \omega) \\
& = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k \\
& \quad - \beta_2 \rho \omega^2
\end{aligned} \tag{49}$$

As equações de Wilcox, que são as Equações (44) e (45), são multiplicadas por uma função de mistura  $F_1$  e as equações  $k - \varepsilon$  transformadas são multiplicadas pela função  $1 - F_1$ . Posteriormente, as equações resultantes são somadas, obtendo-se assim as equações do chamado modelo Baseline (BSL)  $k - \omega$ .  $F_1$  é igual a 1 próximo à parede e igual a zero fora da camada limite, onde o modelo  $k - \varepsilon$  padrão passa a ser válido.

As constantes adicionais do modelo BSL  $k - \omega$ , além daquelas já definidas no modelo  $k - \omega$  padrão, são:

$$\alpha_2 = 0,44; \beta_2 = 0,0828; \sigma_{k2} = 1; \sigma_{\omega 2} = \frac{1}{0,856}. \tag{50}$$

O modelo BSL  $k - \omega$ , apesar de combinar vantagens dos modelos  $k - \omega$  e  $k - \varepsilon$ , falha na capacidade de prever com precisão o início e a extensão de regiões de separação do escoamento. Tal limitação deve-se, principalmente, ao fato de os modelos não preverem a tensão de cisalhamento turbulenta em gradientes adversos de pressão, e conseqüentemente superestimar a viscosidade turbulenta. Surge daí um aprimoramento no modelo, chamado de  $k - \omega$  SST, do inglês *Shear Stress Transport*, que consiste na imposição de um limite para a viscosidade turbulenta  $\mu_t$ .

O modelo  $k - \omega$  SST é capaz de prever com precisão a separação do escoamento em regiões de gradiente de pressão adversos, sendo esta uma das razões que motivaram a escolha do modelo para as simulações desenvolvidas nesta tese, tendo em vista o interesse em estudar o comportamento do escoamento nas imediações das paredes das pás.

Já a modelagem da cavitação na ferramenta CFD é conduzida considerando o domínio fluido como uma mistura das fases líquida e vapor. Isto é feito por meio da configuração de um modelo multifásico para as propriedades do fluido. A continuidade das fases exige que

$$\frac{\partial r_\alpha \rho_\alpha}{\partial t} - \frac{\partial r_\alpha \rho_\alpha u_i}{\partial x_i} = \dot{m}_\alpha, \quad (51)$$

onde o subscrito  $\alpha$  pode ser  $l$  ou  $v$ , indicando as fases líquida e vapor, respectivamente,  $r_\alpha$  é a fração de volume e  $\rho_\alpha$  é a densidade da fase correspondente, enquanto  $u_i$  são as componentes do campo de velocidades médias e  $\dot{m}_\alpha$  é a taxa de variação da massa para cada fase por unidade de volume da mistura.

Sendo  $r_l + r_v = 1$  e desprezando barreiras térmicas, conclui-se que

$$\dot{m}_l = -\dot{m}_v \quad (52)$$

As equações de Navier-Stokes são modificadas apenas pela substituição da densidade da mistura  $\rho_m = \rho_l r_l + \rho_v r_v$  em lugar da massa específica do fluido, o que conduz a

$$\rho_m \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho_m u_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (2\mu S_{ij} - \rho_m \overline{u'_i u'_j}) + \rho_m f \quad (53)$$

onde  $p$  é a pressão mecânica média,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica,  $f$  é a força por unidade de volume,  $S_{ij}$  são as componentes da parte simétrica do tensor gradiente de velocidades e  $\overline{u'_i u'_j}$  é o tensor de tensão de Reynolds, que precisa ser modelado em uma metodologia tal que permita que sejam considerados os efeitos do fenômeno da turbulência sem resolver numericamente todas as escalas de vórtices. No presente trabalho o modelo de turbulência adotado é o modelo  $k - \omega$  SST.

Como estratégia para resolver apenas uma equação diferencial além da equação da quantidade de movimento, considerando a aplicação da Equação (52), uma expressão para o termo fonte de massa  $\dot{m}_v$  é necessária. Essa expressão é obtida do modelo de Rayleigh-Plesset para uma bolha de vapor esférica [40].

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma_s}{\rho_l R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_l} \quad (54)$$

onde  $R_B$  é o raio da bolha,  $\sigma_s$  é o coeficiente de tensão superficial e  $p_v$  é a pressão de vapor do fluido na temperatura da fase líquida. Considerando simplificações aplicáveis à cavitação hidrodinâmica, na qual influências térmicas, gasosas, de tensão superficial e viscosas são desprezíveis se comparadas com as diferenças de pressão, e ignorando ainda o termo de aceleração, já que o tempo típico de escala de discretização nas simulações é relativamente longo, como detalhado em ZNIDARCIC *et al.* [49], a Equação (54) se reduz a

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2 p_v - p}{3 \rho_l}}. \quad (55)$$

Se o número de bolhas por unidade de volume da mistura é  $N_B$ , a taxa de variação da massa de vapor por unidade de volume pode ser obtida por

$$\dot{m}_v = N_B \rho_v \frac{dV_v}{dt}, \quad (56)$$

onde  $V_v$  é o volume da bolha de vapor, isto é,  $4\pi R_B^3/3$ .

Consequentemente,

$$\dot{m}_v = N_B \rho_v 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{2 p_v - p}{3 \rho_l}}. \quad (57)$$

A fração de volume da fase vapor é  $r_v = N_B 4\pi R_B^3/3$ , então a Equação (57) pode ser reescrita como

$$\dot{m}_v = \frac{3r_v \rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2 p_v - p}{3 \rho_l}}. \quad (58)$$

A Equação (58) estabelece uma relação da troca de massa entre as fases líquida e vapor com a raiz quadrada da diferença entre a pressão de vapor do fluido e a pressão local.

#### 4.5.3 Geometria do modelo

As simulações em CFD do presente trabalho foram implementadas através da aplicação do *software* comercial ANSYS CFX. A geometria do modelo é construída com base nas características dimensionais do medidor tipo turbina estudado, que consiste em uma turbina de 4 polegadas de diâmetro com 12 pás. O formato das pás possui traçados específicos que proveem ângulo de ataque particular para cada seção radial do rotor. Aspectos gerais da geometria são ilustrados na Figura 4.13. Na Tabela 4.1, são relacionadas as características geométricas do perfil das pás ao longo de 10 diferentes seções radiais, onde  $r$  é o raio da seção,  $c$  é o comprimento da corda,  $\theta$  é o ângulo de incidência e  $\sigma$  é a solidez local, calculada de acordo com a Equação (19). Observa-se que a solidez local é maior na base das pás e diminui com o aumento do raio. Tal variação corrobora a percepção visual de que a restrição ao escoamento é maior nas proximidades do hub, como se pode constatar na vista frontal da turbina.

Tendo em vista a redução do tempo de processamento e dos custos computacionais, e assumindo que a modelagem axissimétrica é aplicável ao domínio fluido em questão, em razão da característica confinada do escoamento, é adotado o conceito periódico de modelagem. Nesta estratégia, apenas 1/12 do domínio é representado, de modo a simular integralmente uma das pás da turbina, e as configurações para as interfaces periódicas são adequadamente aplicadas.

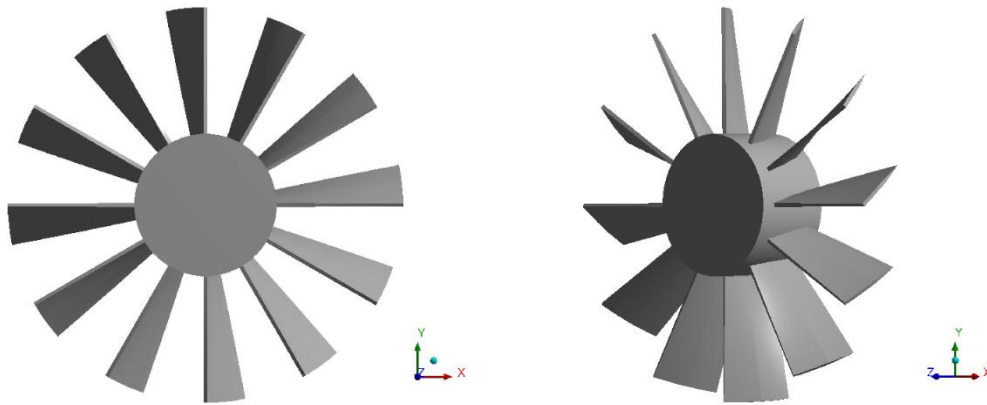


Figura 4.13. Geometria do modelo do medidor tipo turbina.

Tabela 4.1. Parâmetros geométricos do medidor simulado

$r$ (mm)	$c$ (mm)	$\theta$ (°)	$\sigma$ (-)
17,7	13,29	16,98	1,43
21,0	13,68	19,22	1,24
24,3	13,87	22,34	1,09
27,6	14,20	24,74	0,98
30,9	14,51	26,85	0,89
34,3	14,94	29,34	0,83
37,6	15,30	31,30	0,77
40,9	15,70	33,13	0,73
44,2	16,11	34,84	0,69
47,5	16,46	36,55	0,66

Com o propósito de reproduzir o condicionamento do escoamento tal como existente na instalação industrial estudada, o estator de entrada, que delimita uma região anular para o fluido que se aproxima do contato com as pás da turbina, é considerado na construção da geometria do modelo, como mostrado na Figura 4.14, onde as 12 instâncias do modelo são desenhadas, em prol da compreensão. Além disso, trechos retos de tubulação antes e depois do medidor são modelados, com 3D de comprimento à montante e 4D à jusante, sendo D o diâmetro do medidor.

#### 4.5.4 Condições de contorno

Na modelagem CFD desenvolvida neste trabalho, o domínio computacional é dividido em três subdomínios, sendo eles, na região à montante do medidor, o domínio rotacional, e à jusante do medidor. A região intermediária é considerada como rotativa, enquanto as outras são estacionárias. A abordagem *Frozen Rotor* é utilizada para simular a interação entre o domínio rotacional e as regiões à montante e à jusante. Esta abordagem mostrou-se a mais precisa para o estudo de desempenho de medidor tipo turbina como descrito por HARIRI *et al.* [2].

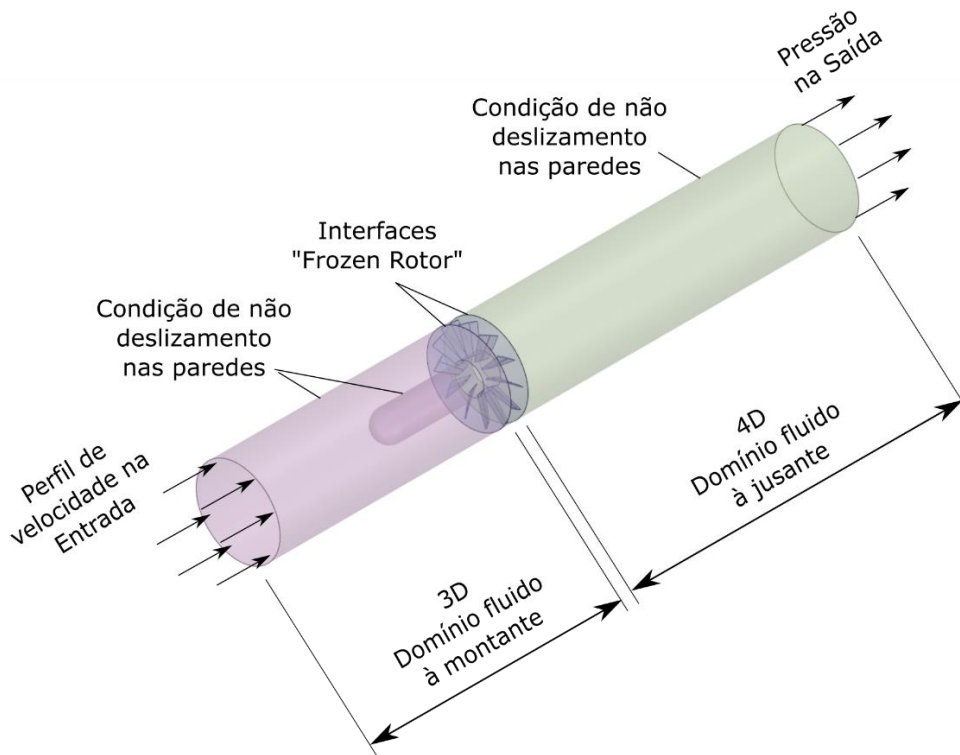


Figura 4.14. Domínio fluido e condições de contorno.

A pressão na saída do domínio é imposta, considerando que este é um parâmetro operacional medido por instrumentação de campo no sistema estudado. Na entrada, o escoamento é assumido como completamente desenvolvido e o perfil de velocidade para o escoamento turbulento em dutos é imposto. O perfil de velocidade é obtido a partir da lei da potência[50][51],

$$u = U \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{7}}. \quad (59)$$

onde  $u$  é a componente da velocidade na direção do escoamento,  $U$  é a velocidade na linha de centro do duto,  $r$  é o raio a partir da linha de centro e  $R$  é o raio da parede interna do duto.

Sendo a velocidade média  $\bar{V} = Q/A$  e  $Q = \int \vec{V} \cdot d\vec{A}$ , a relação entre a velocidade na linha de centro e a velocidade média pode ser calculada a partir da integração da Equação (59). O resultado é

$$\frac{\bar{V}}{U} = 0,8167. \quad (60)$$

A velocidade média  $\bar{V}$  é obtida a partir da equação da continuidade, considerando que o diâmetro interno da tubulação e a vazão volumétrica média para uma dada condição operacional são conhecidos.

A condição de não deslizamento é configurada para todas as paredes. Adicionalmente, as paredes são consideradas lisas, em especial porque na região de interesse, que são as superfícies das pás e nas paredes internas do corpo do medidor, a fabricação ou acabamento em aço inoxidável conferem, de fato, o aspecto livre de irregularidades nas superfícies em contato com o fluido.

#### 4.5.5 Malha dos volumes finitos

Uma malha tetraédrica não estruturada é adotada para construir o domínio fluido, com exceção das vizinhanças imediatas das pás, onde camadas prismáticas são dispostas por meio de algoritmos de inflação disponíveis na interface de pré-processamento da modelagem CFD, com o propósito de melhor representar a região da camada limite. Os algoritmos de inflação consistem em ferramentas computacionais que promovem o posicionamento automatizado de elementos prismáticos na malha a partir de uma superfície selecionada pelo usuário, com base em algumas características dimensionais também pré-selecionadas, como a espessura total da camada prismática e a regra de distribuição da espessura total entre as espessuras de cada elemento da camada. A Figura 4.15 exibe a visualização da malha de todo o domínio fluido, e a Figura 4.16 destaca o refinamento de malha através de uma visão em corte da região de interesse. É notório o refinamento diferenciado nas proximidades das pás. A Figura 4.17 mostra as camadas prismáticas estruturadas dispostas ao redor das pás.

O tamanho de malha apropriado é avaliado através de um estudo de independência de malha. Para a representação do domínio fluido como um todo, foi levada em consideração a capacidade do modelo de representar satisfatoriamente o comportamento do perfil de velocidades ao longo do escoamento no interior do trecho de tubulação analisado. Para tanto, o estudo de independência de malha baseou-se na comparação das respostas para o perfil de velocidade em determinada seção transversal do escoamento para diferentes refinamentos de malha.

Já a definição do tamanho de elemento utilizado nas imediações das paredes das pás, onde foram posicionadas camadas prismáticas, foi baseada na distância adimensional  $y^+$ . O  $y^+$  é uma medida do afastamento entre o nó mais próximo à parede e própria parede, dado por, de acordo com KUNDU *et al.* [43],

$$y^+ = \frac{y}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (61)$$

onde  $y$  é a distância até a parede,  $\tau_w$  é a tensão de cisalhamento na superfície da pá,  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido e  $\rho$  é a massa específica do fluido.

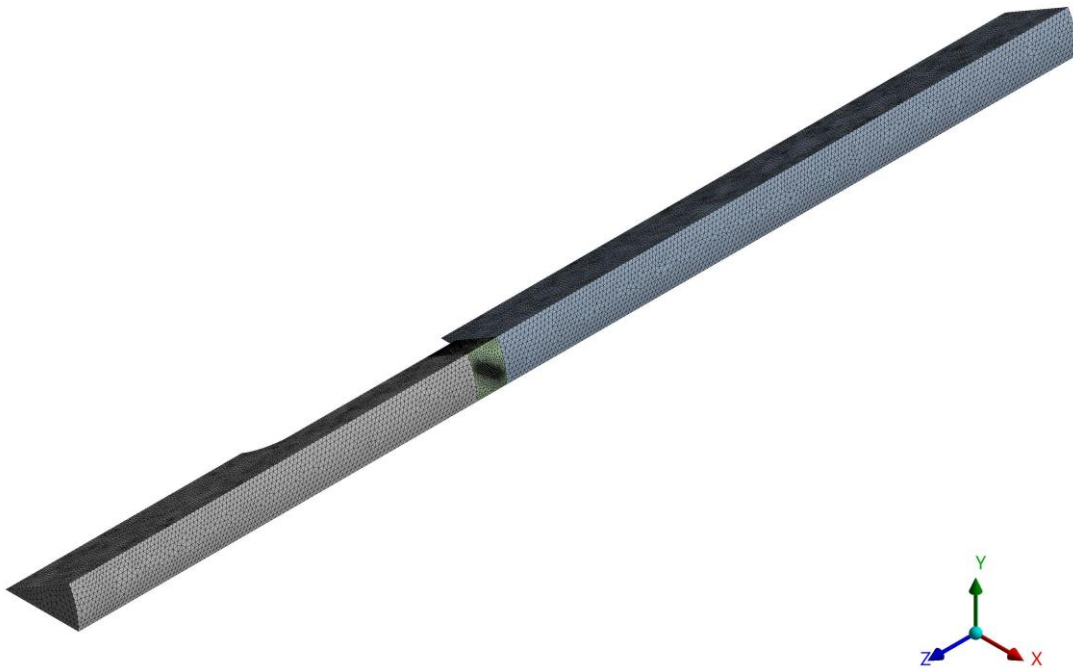


Figura 4.15. Visualização da malha de todo o domínio fluido.

Como se pode deprender, da análise da Equação (59), o  $y^+$ , por ser função de  $\tau_w$ , depende das forças viscosas atuantes no escoamento no ponto em que se deseja sua

obtenção e, portanto, depende da vazão. Assim, para cada uma das condições operacionais simuladas, foram adotadas características dimensionais particulares na composição das camadas prismáticas.

A documentação de suporte ao usuário do *software* utilizado para as simulações em CFD recomenda  $y^+ \approx 1$  na primeira célula e uma sequência de camadas prismáticas com taxa de crescimento de aproximadamente 1,2.

O  $y^+$  pode ser interpretado como o número de Reynolds local da camada limite. Se o  $y^+$  é determinado usando como escala de comprimento um tamanho de volume de malha e for igual a 1, indica que esse volume provavelmente está em uma região laminar, o que possibilita o uso da condição de contorno de não deslizamento na parede.

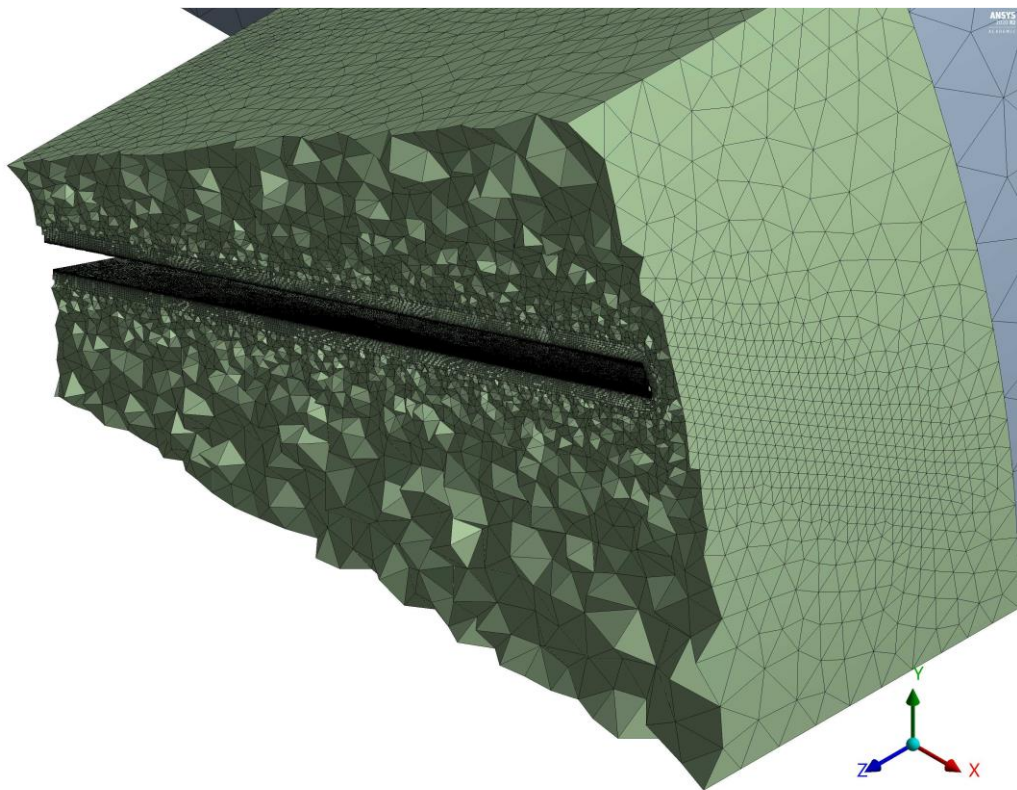


Figura 4.16. Refinamento de malha nas proximidades das pás.



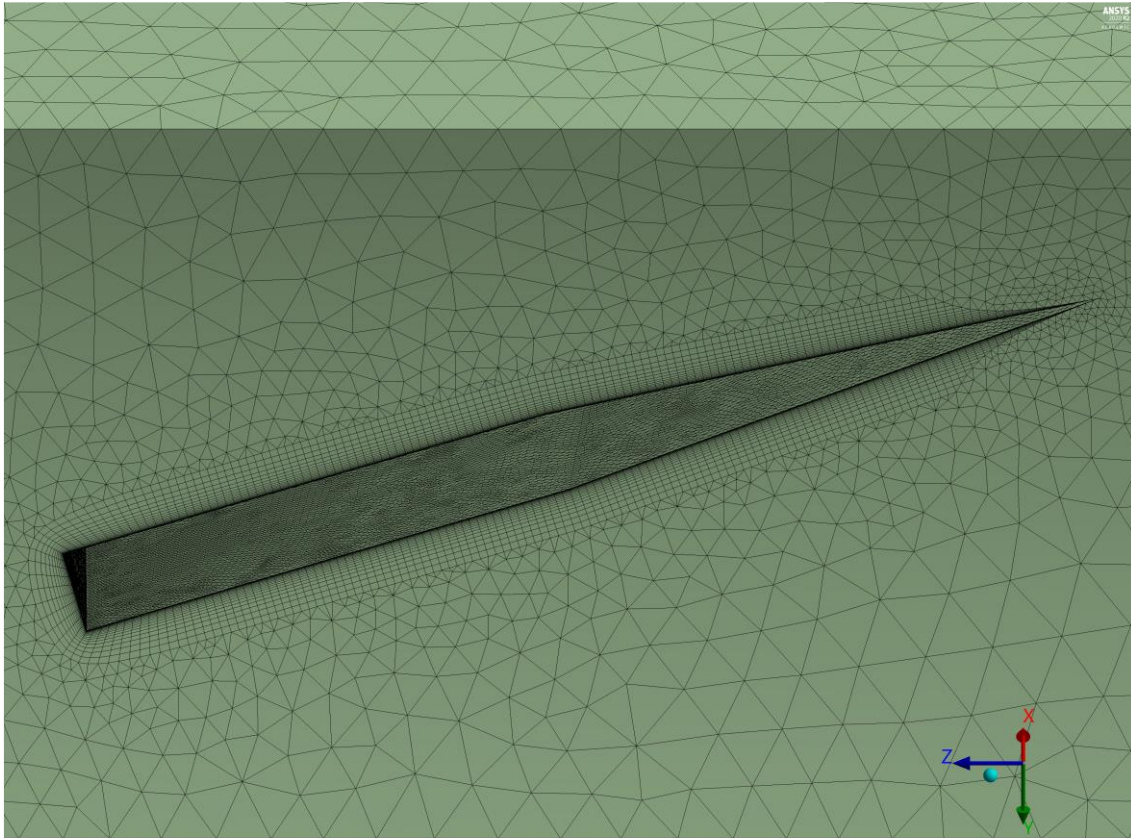


Figura 4.17. Detalhes da malha prismática das vizinhanças das pás.

Assim, buscou-se obter  $y^+ = 1$  para os elementos posicionados na primeira das camadas prismáticas. O valor adotado para a espessura da primeira camada, tendo em vista o objetivo de se obter  $y^+ = 1$ , pode ser estimado a partir do conhecimento de outras características do escoamento.

Conhecendo-se o número de Reynolds, estima-se o coeficiente de fricção  $C_f$  através da correlação dada por SCHLICHTING [52], válida para  $Re < 10^9$ , que é o caso das simulações aqui desenvolvidas,

$$C_f = [2 \log(Re) - 0,65]^{-2,3}. \quad (62)$$

Calcula-se então a tensão de cisalhamento na parede,

$$\tau_w = C_f \frac{1}{2} \rho \bar{V}^2, \quad (63)$$

e chega-se ao valor estimado para o afastamento da parede,  $y$ , através da Equação (61).

De posse da espessura da primeira camada, e da taxa de crescimento de 1,2 para as espessuras das camadas subseqüentes, o número de camadas prismáticas é calculado através da fórmula para o cálculo da soma dos termos de uma progressão geométrica

(PG), tendo em vista que a espessura total das camadas prismáticas deve ser aproximadamente igual à espessura esperada da camada limite. A espessura da camada limite, por sua vez, foi calculada através da equação dada por [46],

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0,382}{Re^{1/5}} \quad (64)$$

onde  $\delta$  é a espessura da camada limite, e  $x$  é o comprimento de referência, que neste trabalho foi considerando como sendo a corda média das pás,  $x = c_{m\u00e9dio} = 14,81 \text{ mm}$ . A corda média também foi utilizada para o c\u00e1lculo do n\u00famero de Reynolds em cada uma das vaz\u00f5es de trabalho. Os resultados s\u00e3o listados na Tabela 4.2

Tabela 4.2. Caracter\u00edsticas das camadas prism\u00e1ticas da simula\u00e7\u00e3o em CFD.

Vaz\u00e3o (m <sup>3</sup> /h)	$\bar{V}$ (*) (m/s)	$Re$ (**)	$\delta$ (mm)	$y$ (***) (mm)	N\u00famero de camadas
80	2,7	$1,2 \times 10^5$	0,5479	$2,4 \times 10^{-3}$	21
120	4,1	$1,8 \times 10^5$	0,5037	$1,6 \times 10^{-3}$	23
160	5,5	$2,4 \times 10^5$	0,4755	$1,3 \times 10^{-3}$	24
200	6,9	$3,0 \times 10^5$	0,4548	$1,0 \times 10^{-3}$	25
240	8,2	$3,6 \times 10^5$	0,4385	$8,7 \times 10^{-4}$	26
280	9,6	$4,2 \times 10^5$	0,4252	$7,6 \times 10^{-4}$	26

(\*) Na entrada do dom\u00ednio fluido (\*\*) Em rela\u00e7\u00e3o \u00e0 corda m\u00e9dia. (\*\*\*) Espessura da 1<sup>a</sup> camada

#### 4.5.6 Configura\u00e7\u00f5es computacionais

O escoamento \u00e9 considerado como incompress\u00edvel e inteiramente turbulento. Como visto anteriormente, o modelo de turbul\u00eancia escolhido \u00e9 o  $k - \omega$  SST.

O esquema *High Resolution* \u00e9 selecionado para o termo de advec\u00e7\u00e3o, que consiste em um m\u00e9todo n\u00e3o linear de corre\u00e7\u00e3o aplicado ao esquema UPWIND. Para as equa\u00e7\u00f5es de turbul\u00eancia, tamb\u00e9m foi utilizado o esquema *High Resolution*. O crit\u00e9rio de converg\u00eancia \u00e9 configurado para todos os res\u00edduos das equa\u00e7\u00f5es menores que  $10^{-4}$ .

Considerando que, na instala\u00e7\u00e3o industrial estudada, o medidor de vaz\u00e3o opera, na pr\u00e1tica, com vari\u00e1veis operacionais estabilizadas durante todas as opera\u00e7\u00f5es de transfer\u00eancia, sem mudan\u00e7as das caracter\u00edsticas do escoamento com o tempo, as an\u00e1lises s\u00e3o conduzidas em regime permanente.

As propriedades do GLP s\u00e3o mostradas na Tabela 4.3. A fase vapor do GLP, inclu\u00edda na simula\u00e7\u00e3o para prover escoamento multif\u00e1sico como forma de detectar a cavita\u00e7\u00e3o, \u00e9 modelada como um g\u00e1s ideal.

Tabela 4.3. Propriedades físicas do GLP consideradas na simulação.

Fluido	Densidade (kg/m <sup>3</sup> )	Massa Molar (kg/kmol)	Viscosidade (Pa.s)	Temperatura (°C)
GLP (fase líquida)	581,22	—	0,0001978	28
GLP (fase vapor)	—	44,10	8,11e-06	

Todas as simulações numéricas descritas neste trabalho foram realizadas em um computador Intel® Core™ i7-10510U com processador de 2.3 GHz e 16 GB de memória RAM.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1 O medidor de vazão tipo turbina simulado - condições operacionais

Os parâmetros geométricos do medidor de vazão simulado neste trabalho estão descritos na Tabela 4.1. Ressalta-se que o rotor possui 12 pás com seção transversal de cada pá constituída de um formato geométrico plano.

A configuração das variáveis de entrada nas simulações é definida com base em parâmetros operacionais medidos em campo, por instrumentos calibrados, na operação regular da instalação estudada. Estes parâmetros estão listados na Tabela 5.1. Detalhes do arranjo dos instrumentos e equipamentos da instalação, relevantes para as análises em questão podem ser visualizados na Figura 5.1.

Tabela 5.1. Condições operacionais consideradas na simulação.

Caso	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Fator-k (pulsos/m <sup>3</sup> )	Vel. média na entrada (m/s)	Velocidade angular (rad/s)	Pressão na saída (kPa)
1	80	3193,119	2,7	37,15	1490,61
2	120	3195,473	4,1	55,77	1529,84
3	160	3196,339	5,5	74,38	1490,61
4	200	3196,479	6,9	92,98	1549,45
5	240	3195,642	8,2	111,55	1490,61
6	280	3195,857	9,6	130,15	1392,54

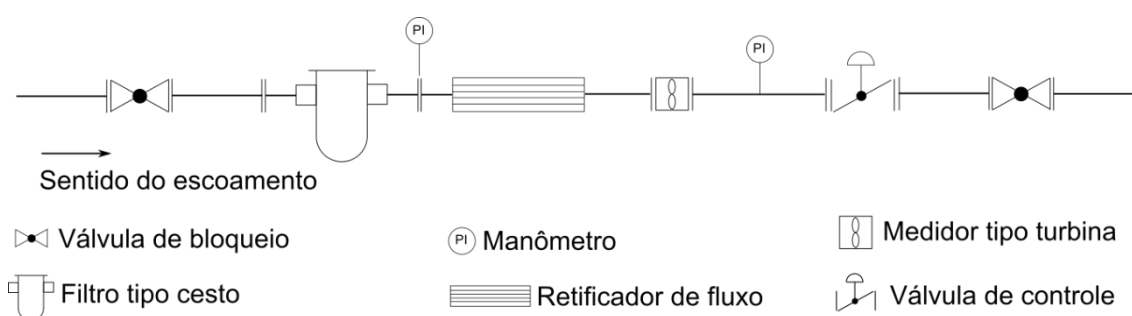


Figura 5.1. Instalação do medidor tipo turbina.

As válvulas de bloqueio na entrada e na saída do tramo de medição servem para o alinhamento do escoamento através do respectivo tramo e para prover condições adequadas a eventuais intervenções nos equipamentos e instrumentos que compõem a instalação. O filtro tipo cesto evita que partículas suspensas cheguem até a turbina e possam causar variações nos resultados das medições, ou exigir manutenções frequentes. O retificador de fluxo, que consiste em um feixe de tubos de menor diâmetro instalados

no interior da tubulação principal, tem a finalidade de eliminar vórtices oriundos de acessórios e curvas existentes à montante da estação de medição. A válvula de controle, do tipo borboleta, impõe uma perda de carga à jusante da turbina suficiente para manter a vazão do sistema dentro da faixa de vazões especificada para o medidor.

Em condições normais de operação, o controle é automático, através de um computador de vazão, que mantém ou ajusta o posicionamento da válvula em função da vazão instantânea apurada. Nas condições de levantamento da curva de linearidade do medidor, tais como as condições simuladas no presente trabalho, a válvula de controle é manualmente ajustada de modo que a vazão pretendida seja obtida em condições de estabilidade, isto é, sem variações significativas dos parâmetros do escoamento com o tempo. As seis condições listadas na Tabela 5.1 foram alcançadas com este procedimento. Daí decorre a variação dos valores de pressão exibidos na tabela, que consistem, de fato, nas condições de equilíbrio encontradas pelo sistema responder com a vazão pretendida.

Os fatores-k da Tabela 5.1 foram obtidos em testes de prova reais do medidor estudado. Os seis valores de vazão são ajustados e, após a obtenção de parâmetros operacionais estabilizados, corridas de provas são realizadas e o fator-k para cada vazão de teste é registrado.

Conhecendo o fator-k, a vazão e as características geométricas do sistema de medição, os parâmetros velocidade média na entrada e velocidade angular na Tabela 5.1 são relacionados entre si através do emprego apropriado da Equação (1) e a adequada consistência de unidades. A pressão na saída é obtida através de instrumentação calibrada de campo e é utilizada como dado de entrada na simulação. Por outro lado, a pressão na entrada, disponível no campo por meio de um manômetro instalado à montante do medidor, é usada como parâmetro comparativo em relação aos resultados das simulações em CFD. A partir dos resultados numéricos, a pressão em um ponto localizado na mesma posição que o manômetro existente é coletada.

A simulação da cavitação do ANSYS CFX é implementada como um modelo multifásico. Na presente modelagem computacional, o modelo multifásico homogêneo é escolhido, assumindo que o campo de velocidade da fase vapor é o mesmo da fase líquida. A taxa de produção de vapor é estimada através do modelo de Rayleigh-Plesset, como explicado por SILVA *et al.* [18]. O diâmetro médio da bolha de vapor é definido como  $2 \times 10^{-6}$  m. O fluido de trabalho é o GLP, predominantemente composto, na planta em

questão, de propano. De acordo com *Perry's chemical engineering handbook* [53], a pressão de vapor do propano, na temperatura de trabalho, 28 °C, é 1018,65 kPa. Considerando a pressão atmosférica 101,352 kPa, a pressão de vapor é 1119,97 kPa (abs). Este valor é inserido como pressão de saturação.

Como referência, a contrapressão recomendada pelo código API pode ser estimada. Da Equação (33), considerando a perda de carga nominal  $\Delta p = 21$  kPa, obtida nos manuais do fabricante do medidor tipo turbina, a contrapressão recomendada é 1440 kPa.

## 5.2 Estudo de convergência de malha

Considerando a influência do refinamento de malha nos resultados numéricos da simulação em CFD, um estudo de convergência foi conduzido de forma a avaliar a distribuição mais apropriada de tamanhos de volumes para a presente análise.

As simulações em CFD aqui desenvolvidas têm por finalidade a obtenção de resultados numéricos que foram utilizados em dois objetivos principais: (i) o cálculo da velocidade angular da turbina pelo método BET com a correção para o efeito de grade, para o que foi necessário extrair do modelo CFD os perfis de velocidade na entrada da turbina; e (ii) a análise da susceptibilidade à cavitação nas paredes das pás, que foi realizada com base nos resultados de pressão nas paredes das pás obtidas na simulação CFD.

Ocorre que os resultados relacionados a cada um dos dois objetivos são essencialmente diferentes no que se refere à ordem de grandeza das regiões de interesse. Para a obtenção dos perfis de velocidade, são extraídos resultados da região anular de aproximação das pás da turbina, indicada na Figura 4.12, que corresponde a uma extensão de 33,3 mm na direção radial do domínio fluido. Nessa região anular, a influência da capacidade do modelo em bem representar o escoamento nas imediações de fronteiras sólidas é reduzida, em especial considerando-se a imposição do perfil turbulento plenamente desenvolvido na entrada do domínio fluido. Já a coleta de resultados nas vizinhanças imediatas das pás, tendo em vista a análise à susceptibilidade à cavitação, se dá em uma região de forte influência da capacidade do modelo em simular o escoamento próximo às paredes. A espessura estimada da camada limite, para referência, é da ordem de 0,5 mm, como visto na Tabela 4.2. A influência nos resultados do modelo decorrente

do refinamento de malha nas proximidades das paredes do duto e do estator na região anular foi verificada, como mostrará a seção 5.7.

Neste sentido, o estudo de convergência de malha foi conduzido de modo a identificar o refinamento suficientemente adequado para a obtenção dos perfis de velocidade no corpo principal do domínio fluido com aceitável independência em relação ao tamanho dos volumes finitos. Posteriormente, foi realizado refinamento de malha apenas na região adjacente às pás, através do posicionamento de camadas prismáticas ordenadas, com espessuras gradativamente crescentes a partir da parede das pás, tendo em vista a pretensão de se obter  $y^+ = 1$  na primeira camada, conforme procedimento descrito na seção 4.5.5.

A condição operacional escolhida para o estudo de convergência de malha foi o caso 1 da Tabela 5.1, isto é, vazão de  $80 \text{ m}^3/\text{h}$ . Quatro diferentes tamanhos de elementos foram simulados e o perfil de velocidades em uma seção do duto localizada  $200 \text{ mm}$  à jusante do bordo de fuga das pás da turbina foi obtido da simulação. Os resultados comparativos são apresentados na Figura 5.2, onde é possível observar que apenas uma pequena variação entre os perfis de velocidade extraídos das malhas C e D é percebida. Tal variação inclusive é apenas mais acentuada na região de distorção do perfil de velocidades pelo efeito da esteira de vórtices provocada pelo núcleo do estator da turbina. Portanto, o tamanho de elementos utilizado para a construção da malha C é adotado.

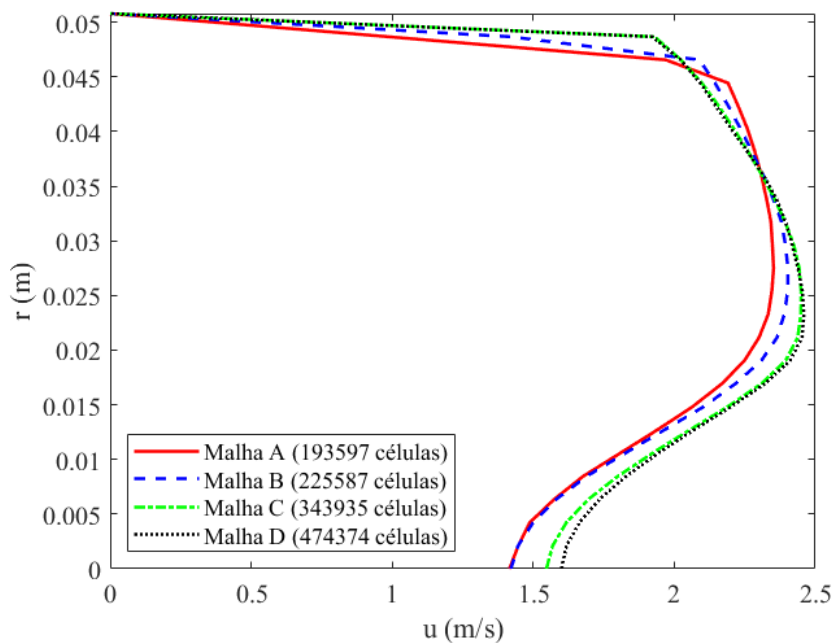


Figura 5.2. Convergência do perfil de velocidades com o refinamento de malha.

A Figura 5.3 ilustra o comportamento das linhas de corrente do escoamento a partir da entrada no subdomínio rotacional do modelo. A linha vertical vermelha na figura indica a posição de tomada dos perfis de velocidade para efeito do estudo de convergência de malha. Também é possível identificar na figura que a simulação computacional detecta a ocorrência de recirculação na região central do duto após a passagem fluido pelo conjunto rotor-estator.

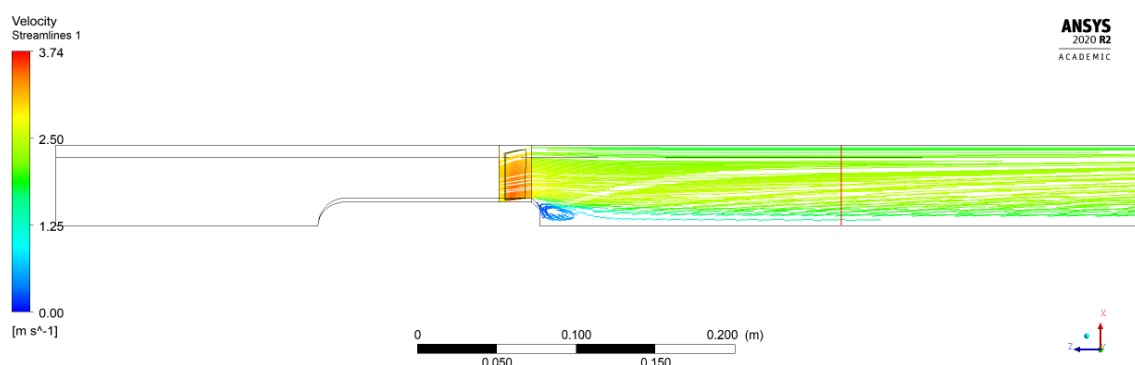


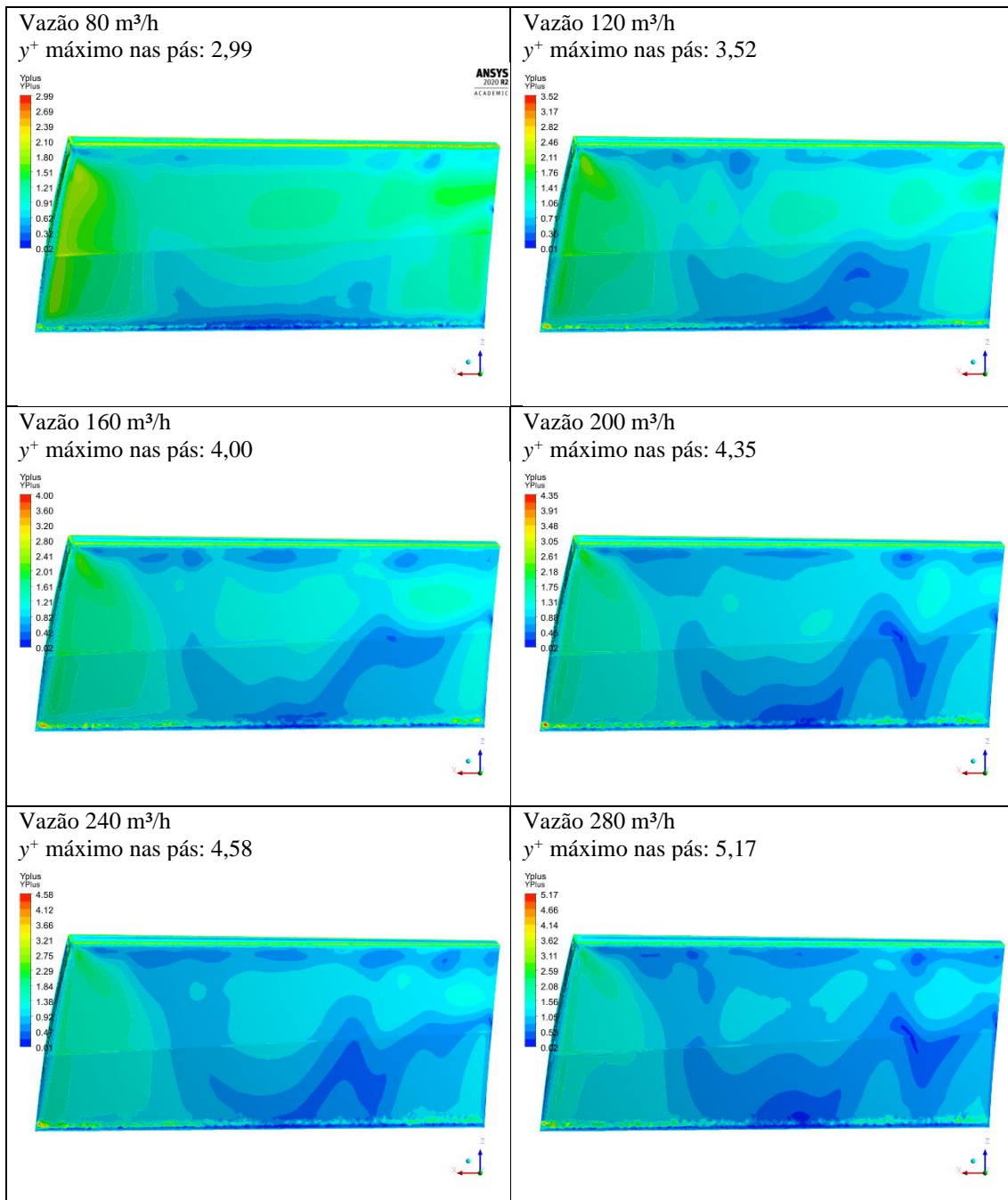
Figura 5.3. Linhas de corrente do escoamento a partir da entrada no subdomínio rotacional

Diante do interesse também na região adjacente às pás, o tamanho dos elementos nas superfícies das pás e no domínio fluido circunvizinho a elas é definido. Já nessa região, a quantidade de camadas prismáticas e a espessura das camadas foram diferentes para cada uma das vazões simuladas como disposto anteriormente, na Tabela 4.2.

Como resultado, foram obtidos os valores de  $y^+$  apresentados na Tabela 5.2. Apesar dos valores máximos de  $y^+$  encontrados nas simulações terem sido maiores que 1 em todas as condições, observa-se, pela escala de cores dos contornos presentes nas imagens da Tabela 5.2, que há amplo predomínio de áreas com  $y^+ \approx 1$  nas paredes das pás, sendo que os valores máximos foram obtidos apenas em regiões pontuais. Assim, tomando-se em conta ainda que a contribuição principal do trabalho é a proposta de modelo de cálculo da velocidade angular da turbina de múltiplas pás considerando a correção para o efeito de grade, que usa como dado de entrada os perfis de velocidade coletados do corpo principal do domínio fluido na simulação CFD, entende-se que o refinamento de malha adotado é apropriado para a simulação desenvolvida.



Tabela 5.2. Resultados de  $y^+$  nas paredes das pás para as seis vazões simuladas.



### 5.3 Validação do modelo

A validação do modelo é realizada através da comparação dos resultados numéricos da simulação CFD com medições de campo das variáveis de processo. A pressão lida à montante do medidor, posição na qual um manômetro calibrado é instalado na estação de medição estudada, é confrontada com os resultados dos cálculos da solução numérica. Os resultados da validação são apresentados na Tabela 5.3 e na Figura 5.4.

Tabela 5.3. Resultados numéricos comparados com medições de campo.

Vazão (m <sup>3</sup> /h)	$p_{CFD}$ (kPa)	$p_{campo}$ (kPa)	Erro (%)
80	1491,41	1569,06	4,95
120	1531,73	1569,06	2,38
160	1494,03	1529,84	2,34
200	1554,80	1593,58	2,43
240	1498,12	1544,55	3,01
280	1402,72	1471,00	4,64

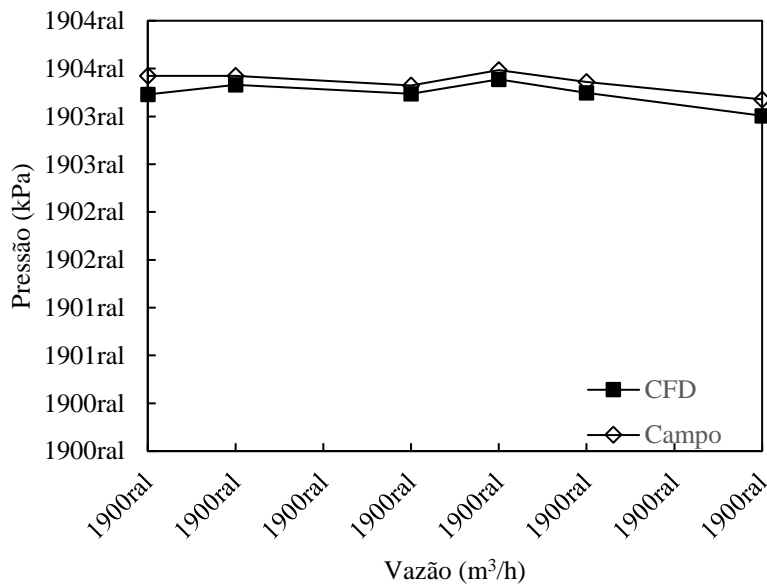


Figura 5.4. Validação do modelo.

#### 5.4 Perfis de velocidades do escoamento

A partir das simulações em CFD, são obtidos perfis de velocidade do escoamento, especificamente na região de aproximação do contato com as pás da turbina. Os perfis são utilizados como dado de entrada para o cálculo do torque hidrodinâmico para cada vazão de trabalho simulada no modelo BET.

Com o propósito de captar os perfis de velocidade em uma seção transversal imediatamente anterior à entrada do subdomínio rotacional, próximo o suficiente das pás do medidor, mas antes da influência da componente rotacional de velocidade imposta ao modelo, os perfis são tomados a uma distância de 4 mm do bordo de ataque das pás, conforme ilustrado na Figura 4.12. Na Figura 5.5 são apresentados os resultados dos perfis de velocidade obtidos para cada uma das 6 condições de operação definidas na Tabela 5.1.

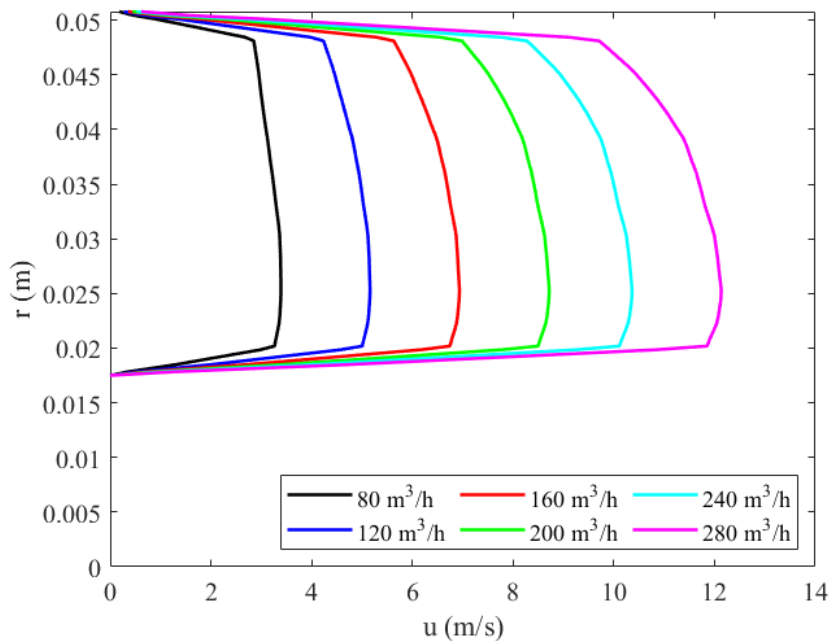
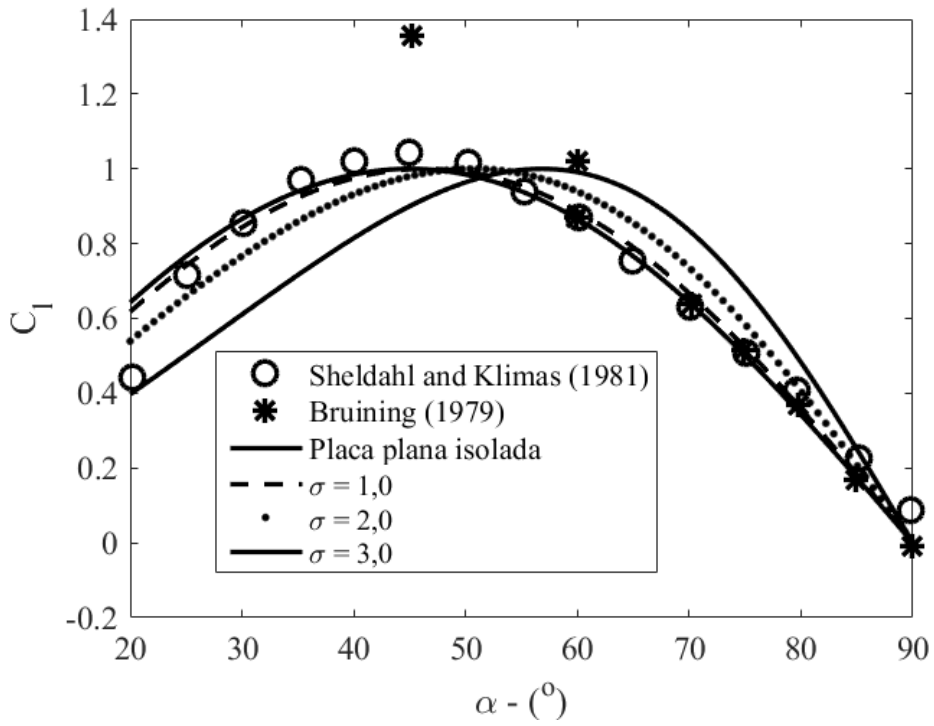


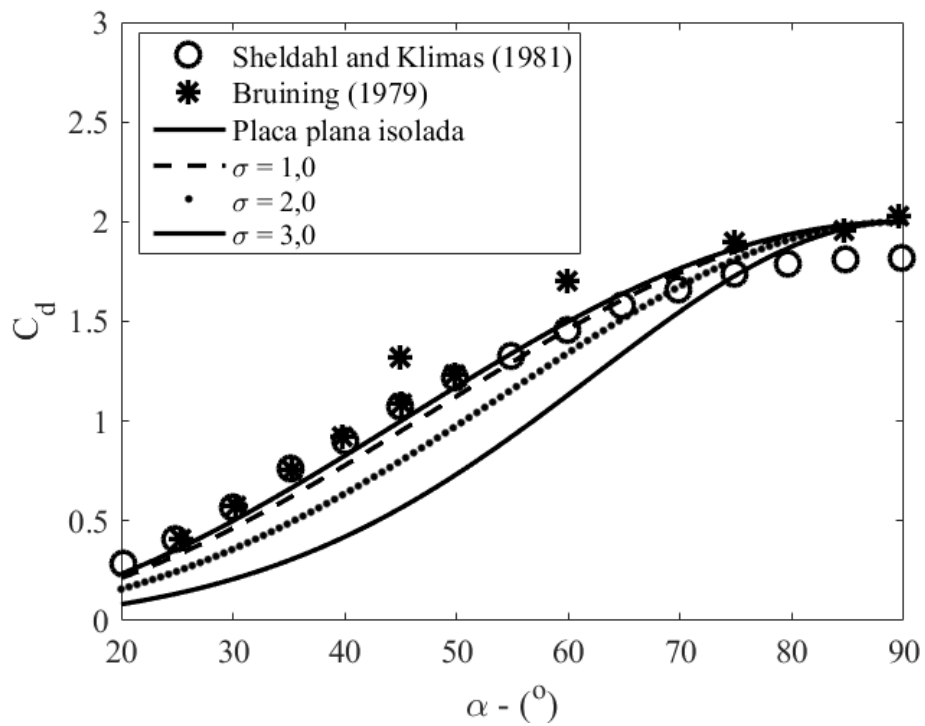
Figura 5.5. Perfis de velocidades para diferentes vazões.

## 5.5 Correção para o efeito de grade

A fim de se avaliar a performance da nova formulação para o efeito de grade, a Figura 5.6 mostra o comportamento dos coeficientes de sustentação e arrasto em função do ângulo de ataque. Observa-se que à medida que a solidez local diminui os coeficientes convergem para o caso de um perfil isolado, cuja concordância acontece para  $\sigma < 1,0$ . Este comportamento é importante porque está em concordância com o observado por FAGBENRO [34], que chegou ao mesmo resultado, em que a correção para o efeito de grade só apresenta importância para  $\sigma \geq 1,0$ . Em geral, medidores de vazão tipo turbina operam com ângulos de ataque menores que  $10^\circ$ . A turbina simulada neste trabalho opera em uma faixa de ângulo de ataque entre  $-16^\circ$  e  $2^\circ$ , sendo que em 67% do comprimento da pá o ângulo de ataque é positivo. A Figura 5.7 mostra o comportamento dos coeficientes de sustentação e arrasto nesta faixa de ângulo de ataque. A Figura 5.8 apresenta a incidência de ângulos de ataque positivos, na condição mais severa ( $280 \text{ m}^3/\text{h}$ ), na parte da pá (67%) que fica para o lado da ponta. Este resultado é importante porque próximo à ponta da pá é que localmente ocorrem esforços hidrodinâmicos, responsáveis pela rotação da turbina. Ressalta-se que a rotação ocorre sem aceleração, uma vez que a mesma está em regime permanente, levando assim o torque neste regime a zero, visto que não há geração de energia pelo rotor. Portanto, estes resultados são fisicamente consistentes com o comportamento cinemático da turbina.

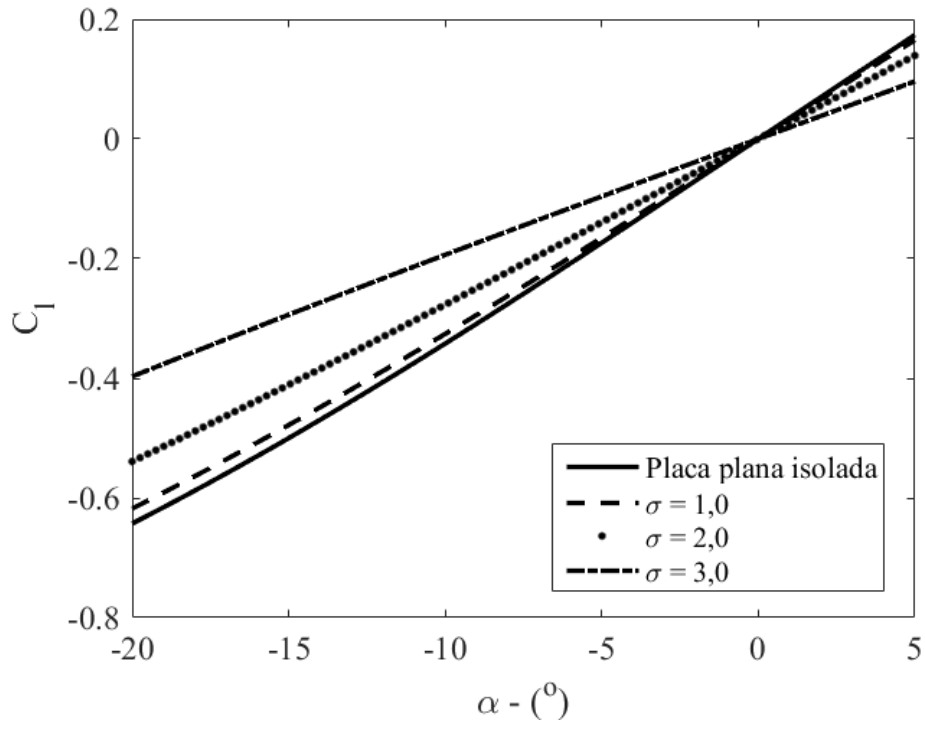


(a)

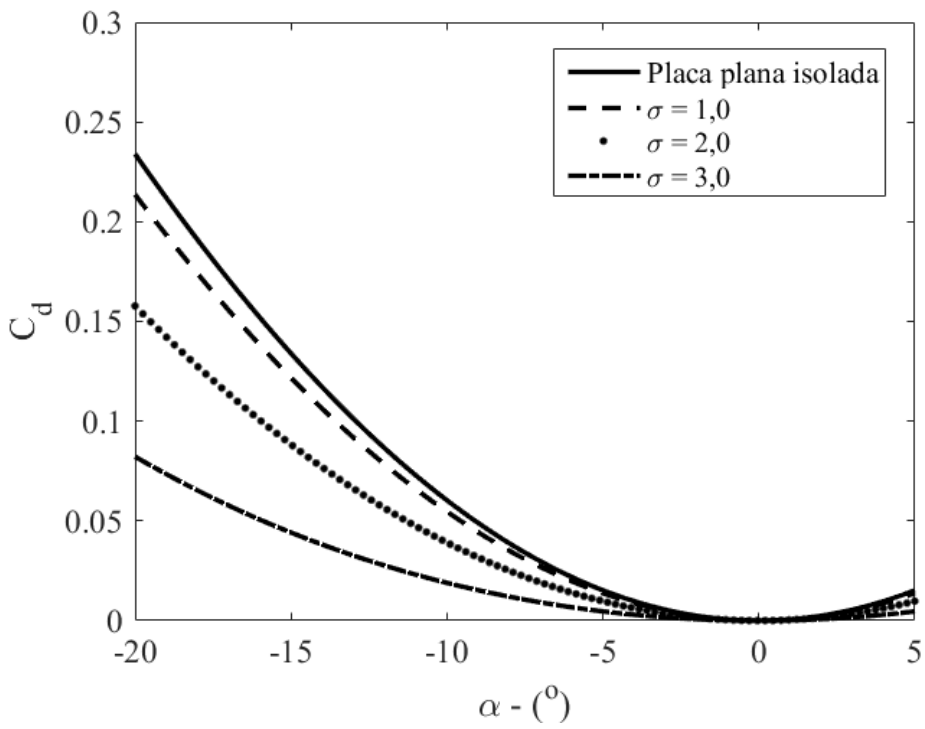


(b)

Figura 5.6. Coeficientes de (a) sustentação e (b) arrasto para uma placa plana com efeito de grade.



(a)



(b)

Figura 5.7. Coeficientes de (a) sustentação e (b) arrasto para uma placa plana com efeito de grade na faixa de ângulo de ataque de  $-16^\circ$  a  $2^\circ$ .

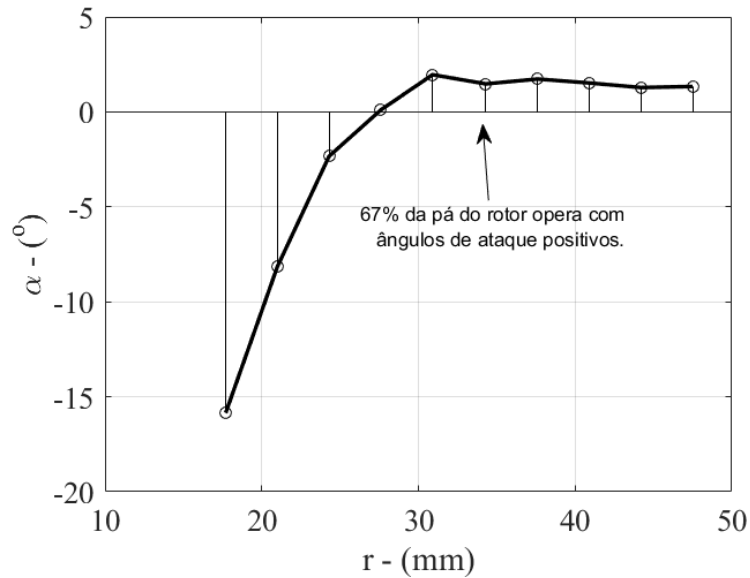


Figura 5.8. Ângulo de ataque para cada posição radial da pá na condição de vazão de 280 m<sup>3</sup>/h.

A fim de se avaliar o parâmetro constante  $k_c$  na equação de correção dada pela Equação (29), considera-se um ajuste com os dados de campo de vazão e velocidade angular apresentados na Tabela 5.1. Observa-se que o valor de  $k_c$  apresenta pequena variação em relação à média de 0,9429 com desvio padrão de 0,0036, quando a vazão é variada de 80 a 280 m<sup>3</sup>/h. Os resultados do ajuste para  $k_c$  estão apresentados na Tabela 5.4. A Figura 5.9 apresenta as variações em valores absolutos das diferenças entre os valores de  $k_c$  e a sua média.

Tabela 5.4. Valores de  $k_c$  para diferentes valores de vazão.

Q (m <sup>3</sup> /h)	$\omega_T$ campo (rad/s)	$\omega_T$ calculado (rad/s)	$k_c$
80	37,15	37,15	0,9364
120	55,77	55,78	0,9418
160	74,38	74,37	0,9446
200	92,98	92,99	0,9469
240	111,55	111,54	0,9434
280	130,15	130,14	0,9443

A correção para o efeito de grade, tal como proposta no presente trabalho e detalhada na formulação discutida na seção 4.3, efetivamente se dá através da modificação dos coeficientes de sustentação e arrasto em relação aqueles coeficientes para uma placa plana isolada.

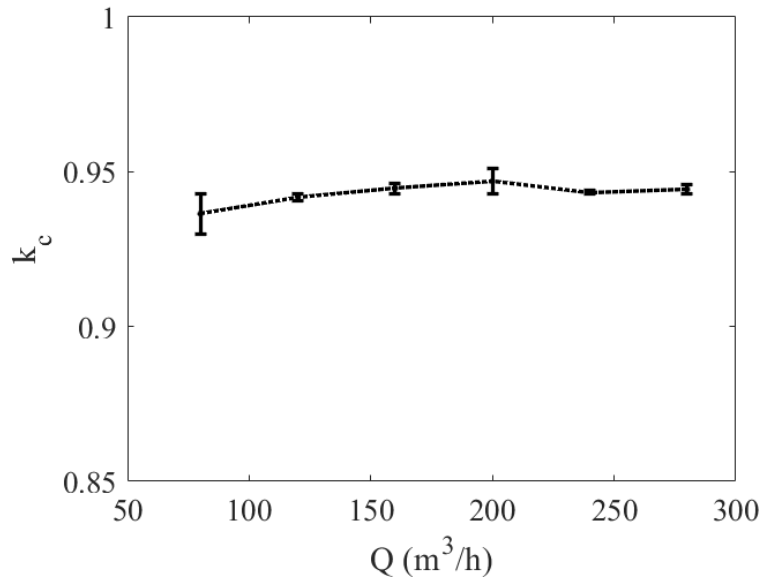


Figura 5.9. Variação da constante  $k_c$  em relação à média para diferentes vazões.

A Figura 5.10 apresenta a variação do coeficiente de sustentação com a solidez local, tanto para uma placa plana isolada,  $C_l$ , quanto para a placa plana sujeita ao efeito de grade,  $C_{lc}$ . A Figura 5.11 apresenta os mesmos resultados para o coeficiente de arrasto. Para a construção das curvas, foram utilizados como referência os resultados para a condição operacional de 200 m³/h de vazão, mas o comportamento dos coeficientes de sustentação e arrasto é o mesmo para as demais vazões estudadas.

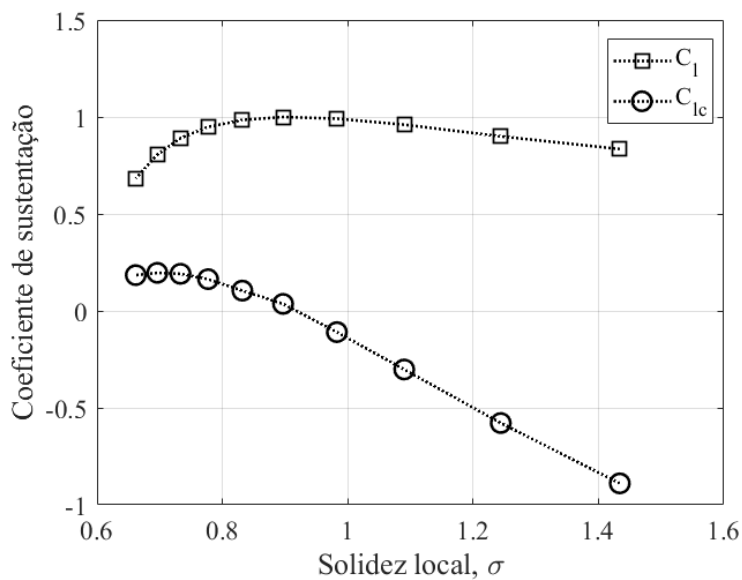


Figura 5.10. Variação do coeficiente de sustentação com a solidez local (vazão = 200 m³/h).

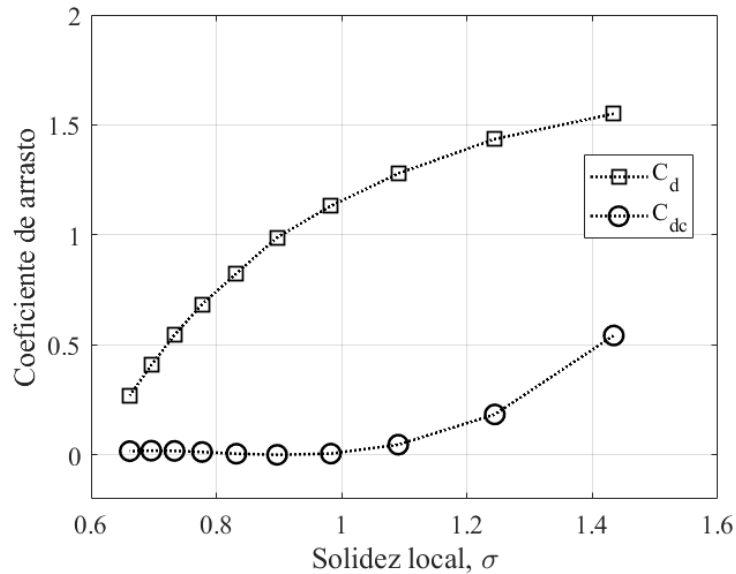


Figura 5.11. Variação do coeficiente de arrasto com a solidez local (vazão = 200 m<sup>3</sup>/h).

A análise das curvas na Figura 5.10 e na Figura 5.11 permite avaliar o impacto da correção para o efeito de grade nos valores de  $C_l$  e  $C_d$  de acordo com a metodologia proposta nesta tese. O efeito de grade provoca significativa redução na sustentação e no arrasto. Estes resultados estão em consonância com o trabalho de FAGBENRO [34]. Também é possível concluir que os resultados obtidos estão condizentes com os resultados experimentais de KATZOFF *et al.* [35]. Observa-se nas figuras que o aumento da solidez local provoca forte diminuição da sustentação e aumento do arrasto.

Também é possível analisar a variação dos coeficientes de sustentação e arrasto com relação à posição radial na turbina estudada. Tal variação é plotada na Figura 5.12 para o coeficiente de sustentação e na Figura 5.13 para o coeficiente de arrasto, onde mais uma vez  $C_l$  e  $C_d$  correspondem à placa plana isolada e  $C_{lc}$  e  $C_{dc}$  à placa plana sob o efeito de grade. Da mesma forma, os gráficos foram construídos com os resultados para a vazão de 200 m<sup>3</sup>/h, mas não há mudança significativa no comportamento dos coeficientes para as outras vazões em estudo.

Em especial a variação do coeficiente de sustentação em relação à posição radial revela que a correção do modelo proposto reduz fortemente o coeficiente de sustentação na região da base das pás ( $r < 30$  mm). De fato, nesta região a solidez local é maior, consequentemente a restrição ao escoamento é maior e o impacto do efeito de grade no coeficiente de sustentação também é maior.



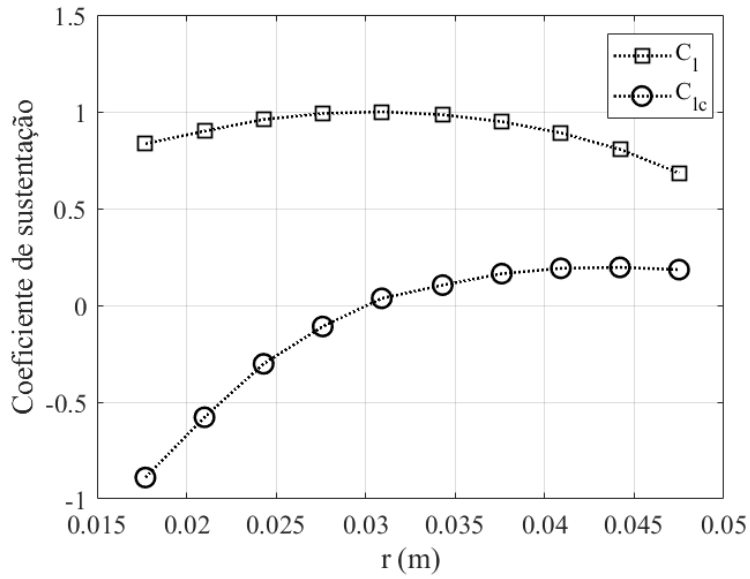


Figura 5.12. Variação do coeficiente de sustentação com a posição radial (vazão = 200 m<sup>3</sup>/h).

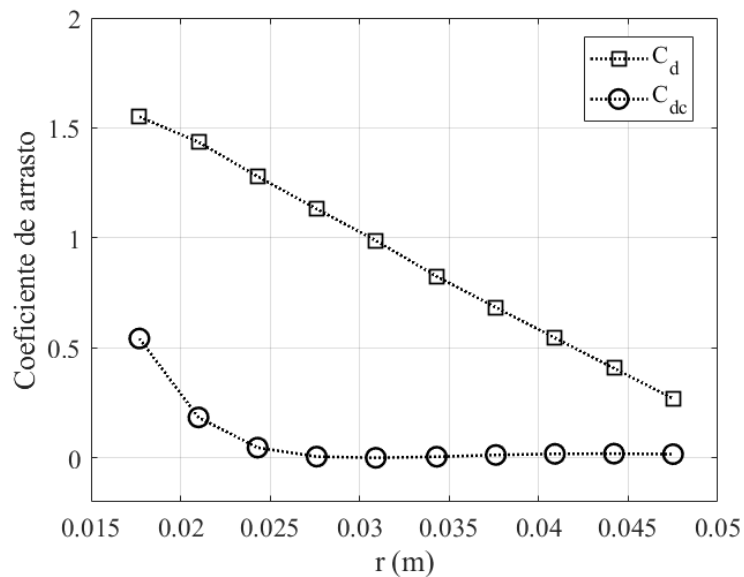


Figura 5.13. Variação do coeficiente de arrasto com a posição radial (vazão = 200 m<sup>3</sup>/h).

## 5.6 Cálculo da velocidade angular pelo modelo BET corrigido

Aplicando-se a metodologia de solução da equação característica do movimento do medidor tipo turbina descrita nas seções 4.1 e 4.2, é possível obter o valor da velocidade angular da turbina  $\omega_T$  para a qual a solução numérica da equação (18) converge. O algoritmo da Figura 4.7 é então repetido para cada vazão de operação para as quais se dispõe de dados de campo.

Conforme apresentado na seção 5.6, na formulação proposta no presente trabalho, a correção para o efeito de grade é implementada através de um fator de correção,  $k_c$ , que é empregado na Equação (29), e está relacionado à forma geométrica do aerofólio.

Considerando que, de posse dos perfis de velocidade, o modelo proposto é de rápida solução, em razão dos recursos computacionais amplamente acessíveis na atualidade, é possível, sem muito custo, encontrar um valor de  $k_c$  que melhor se ajuste ao resultado de velocidade angular que se pretende alcançar, tendo em vista que os valores medidos em campo são conhecidos. Os valores de  $k_c$  ajustados para cada vazão de operação simulada foram apresentados na Tabela 5.4.

No entanto, foi inicialmente analisado o resultado do modelo considerando um valor único para a constante  $k_c$ . Nesta abordagem inicial, foi considerado o valor médio  $k_c = 0,9429$ .

A Tabela 5.5 apresenta os resultados comparativos entre as velocidades angulares obtidas pelo modelo proposto, inicialmente utilizando o  $k_c$  médio, e as obtidas em medições de campo.

Tabela 5.5. Comparação entre velocidades angulares medidas em campo e calculadas para  $k_c$  médio.

Q (m <sup>3</sup> /h)	$\omega_T$ campo (rad/s)	$\omega_T$ BET (rad/s)	Erro (%)
80	37,15	36,53	1,68
120	55,77	55,62	0,28
160	74,38	74,70	0,43
200	92,98	93,97	1,06
240	111,55	111,69	0,12
280	130,15	130,62	0,36

Na Figura 5.14 os resultados são comparados por meio de um gráfico. Na Figura 5.15, os erros percentuais para cada vazão são comparados visualmente, o maior erro encontrado foi de 1,68%, para a vazão de 80 m<sup>3</sup>/h.

A princípio, é possível identificar grande coerência entre os resultados calculados e os de campo. No entanto, como forma de mensurar a adequabilidade do modelo, foi utilizado o conceito de linearidade, conforme definido no capítulo 3, Equação (3).

$$linearidade = \frac{\text{máximo fator-k} - \text{mínimo fator-k}}{\text{fator-k médio}} \times 100 \%. \quad (3)$$

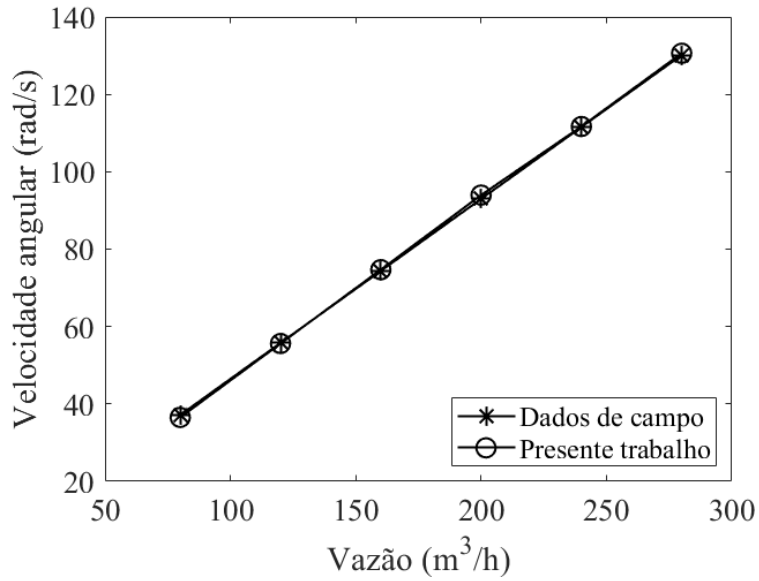


Figura 5.14. Resultados da velocidade angular em função da vazão de operação.

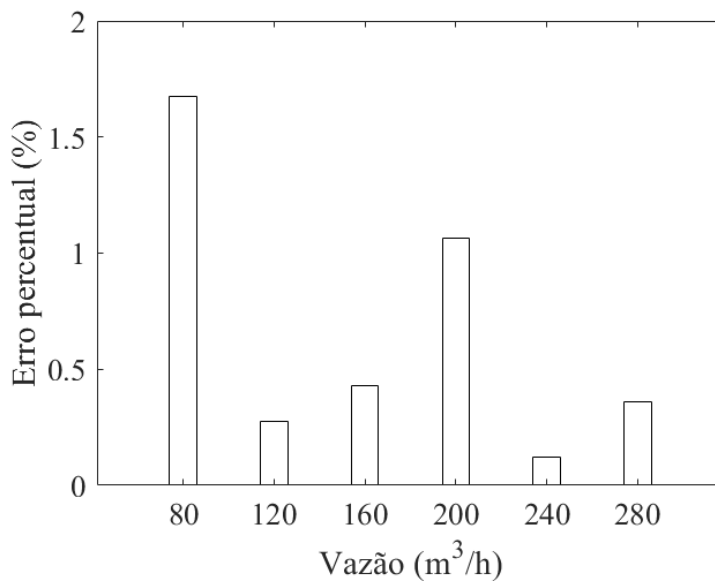


Figura 5.15. Erros percentuais entre a velocidade angular medida e calculada para  $k_c$  médio.

Para tanto, os resultados de velocidade angular são convertidos para valores de fator-k, utilizando-se a Equação (1) e a adequada consistência de unidades. Os resultados são apresentados na Tabela 5.6.

Calculando-se a linearidade para cada conjunto de dados, de acordo com a Equação (3), obtém-se os resultados apresentados na Tabela 5.7.

Tabela 5.6. Resultados de campo e do modelo na forma de fator-k para  $k_c$  médio.

Q (m <sup>3</sup> /h)	fator-k campo (pulsos/m <sup>3</sup> )	fator-k calculado (pulsos/m <sup>3</sup> )	Erro (%)
80	3193,12	3139,30	1,68
120	3195,47	3186,53	0,28
160	3196,34	3209,99	0,43
200	3196,48	3230,38	1,06
240	3195,64	3199,61	0,12
280	3195,86	3207,38	0,36

Tabela 5.7. Resultados da linearidade.

LINEARIDADE campo (%)	LINEARIDADE modelo (%)
0,11	2,85

A fim de proporcionar comparação visual dos resultados, curvas de linearidade para as medições de campo e para os resultados calculados pelo modelo proposto, considerando um valor único para a constante  $k_c$  podem ser plotadas, de forma comparativa, como ilustrado na Figura 5.16.

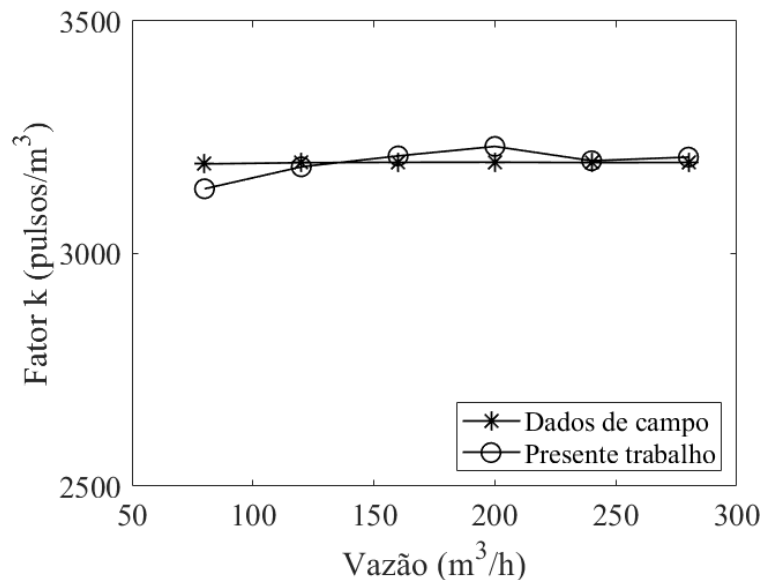


Figura 5.16. Curvas de linearidade para os resultados de campo e os resultados numéricos com  $k_c$  único.

Apesar da proximidade em relação aos dados medidos, os resultados numéricos apresentam maior variação em torno de um valor médio, ao longo da faixa de operação do equipamento. Em especial, notam-se desvios mais acentuados para os resultados na condição de menor vazão, com erro percentual de 1,68%, e na vazão de 200 m<sup>3</sup>/h, com erro percentual de 1,06%. Esta variação, também identificada visualmente no gráfico, confirma o resultado do cálculo da linearidade para os dois conjuntos de dados, conforme mostrado na Tabela 5.7.

O manual de instalação e operações do medidor tipo turbina estudado especifica como parâmetro de performance do equipamento uma linearidade de  $\pm 0,15\%$ .

Muito embora os resultados obtidos com o modelo proposto, considerando inicialmente a utilização do valor médio  $k_c = 0,9429$ , não permitam a predição do comportamento dentro da faixa de exatidão requerida para a aplicação em questão, permitem por outro lado a simulação do comportamento dinâmico do equipamento dentro de uma faixa de erro maior, de modo que não se pode descartar sua utilidade para outras aplicações, como discutido no capítulo 3.

Justifica-se a divergência relativamente acentuada dos resultados do modelo ao longo da faixa de vazões analisada pela correção imposta através de um fator único, para todas as seções de pá consideradas, para a representação do efeito de grade sobre os coeficientes de sustentação e arrasto.

Sendo assim, propõe-se a adoção dos valores de  $k_c$  ajustados para cada vazão, conforme apresentados anteriormente, na Tabela 5.4. Como mencionado, os valores ajustados de  $k_c$  possuem média de 0,9429 e desvio padrão de 0,0036 para a faixa de vazões em análise.

Com os valores ajustados de  $k_c$ , os valores de velocidade angular medidos em campo são precisamente reproduzidos nos resultados do método de cálculo proposto no presente trabalho. Portanto, o modelo revela-se capaz de prever o comportamento operacional do medidor de vazão tipo turbina dentro da faixa de exatidão requerida para a aplicação industrial analisada. O resultado da linearidade para a faixa de vazões estudada é 0,11%, inferior ao limite de 0,15% estabelecido pelo fabricante do equipamento. Isto significa que o método de cálculo aqui desenvolvido é adequado para a simulação da performance do medidor considerando os valores ajustados de  $k_c$  para cada vazão de operação.

O impacto da correção proposta para o efeito de grade neste trabalho também pode ser analisado através da comparação dos resultados de velocidade angular que seriam obtidos com a utilização dos coeficientes de sustentação e arrasto para uma placa plana não corrigidos com os resultados do modelo com a correção. A Figura 5.17 tem por finalidade apresentar esta comparação. Os resultados de velocidade angular obtidos sem considerar o efeito de grade são, para todas as vazões, 3,6 vezes maiores que os resultados do modelo aqui proposto. Esta constatação evidencia a relevância do efeito de grade para a adequada simulação do comportamento hidrodinâmico de medidores de vazão tipo turbina e revela a principal contribuição desta pesquisa. A comparação entre os resultados deste trabalho e as medições de campo, também exibidos na Figura 5.17, confirmam a capacidade do modelo para prever com precisão o desempenho do medidor.

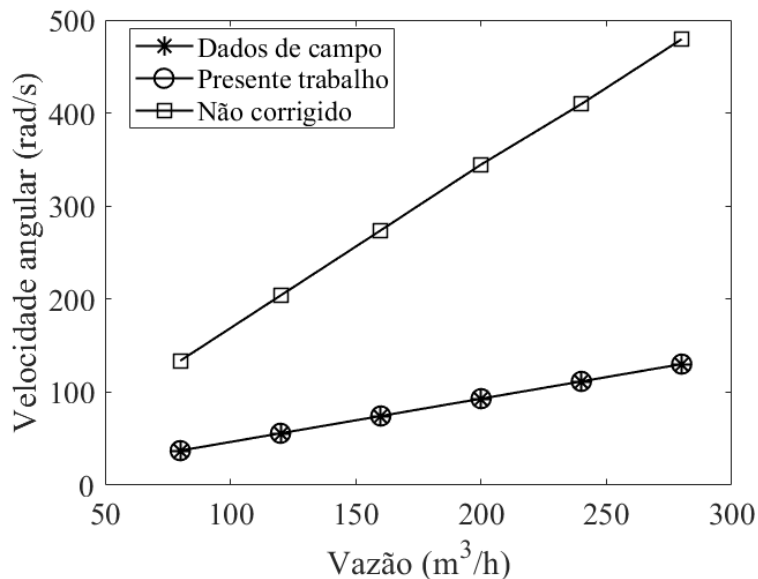


Figura 5.17. Resultados de velocidade angular.

## 5.7 Verificação da influência do refinamento de malha nas paredes

Com o propósito de verificar a influência do refinamento de malha nas adjacências das paredes da região anular do escoamento estudado, e consequentemente avaliar o impacto nos resultados do modelo proposto, foi conduzida uma simulação específica para esta finalidade.

A condição operacional selecionada para esta simulação específica foi a condição correspondente à vazão de 80 m³/h.

O refinamento de malha nas proximidades das paredes foi realizado através do posicionamento de camadas prismáticas com espessuras crescentes. A espessura da primeira camada, isto é, adjacente à parede, foi imposta com o objetivo de se obter  $y^+ = 1$ , tal como descrito na seção 5.2. Para as camadas subsequentes foi configurado um aumento de espessura na taxa de 1,2 vezes a espessura da camada anterior. Considerando o diâmetro interno da tubulação como comprimento característico para o cálculo do número de Reynolds e o uso da Equação (64), a espessura da camada limite foi estimada em aproximadamente 2 mm, o que resultou no uso de 32 camadas prismáticas. A Figura 5.18 e a Figura 5.19 ilustram o refinamento de malha nas proximidades das paredes na região anular do escoamento.

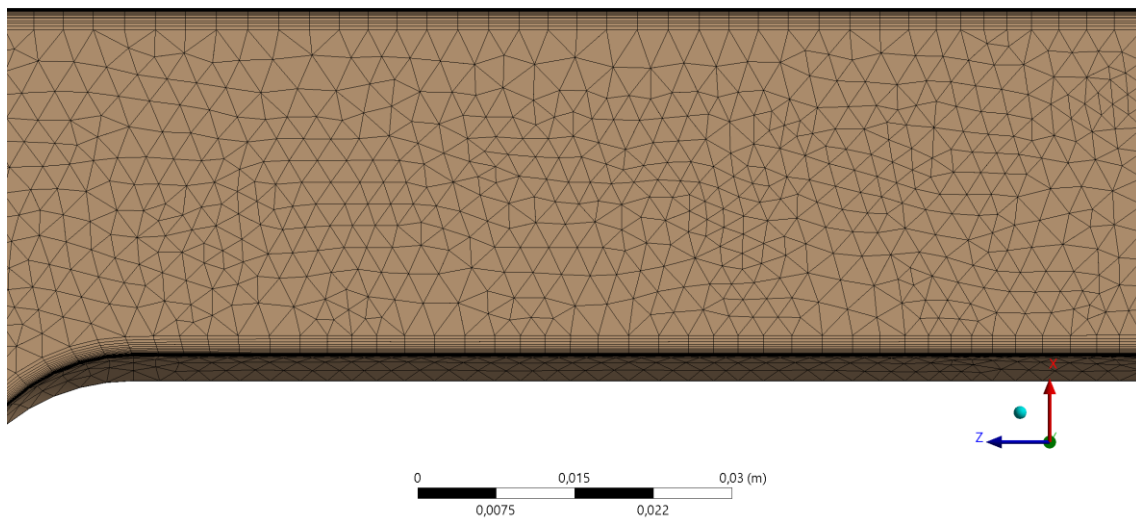


Figura 5.18. Refinamento de malha nas vizinhanças das paredes da região anular.

Nova simulação computacional foi realizada, utilizando-se a malha com as camadas prismáticas nas paredes e mantendo-se as configurações do caso 1 da Tabela 5.1. O resultado para o perfil de velocidade é apresentado na Figura 5.20, onde se vê a comparação entre o resultado obtido anteriormente e o resultado obtido após disposição das camadas prismáticas. Os valores da componente axial do vetor velocidade em cada uma das 10 seções radiais de pá consideradas no cálculo da velocidade angular pelo modelo BET são comparados na Tabela 5.8.

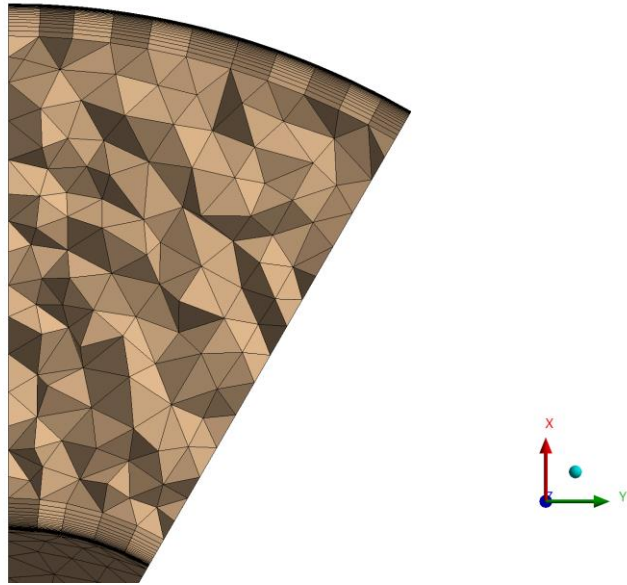


Figura 5.19. Seção transversal do domínio fluido na região anular do escoamento.

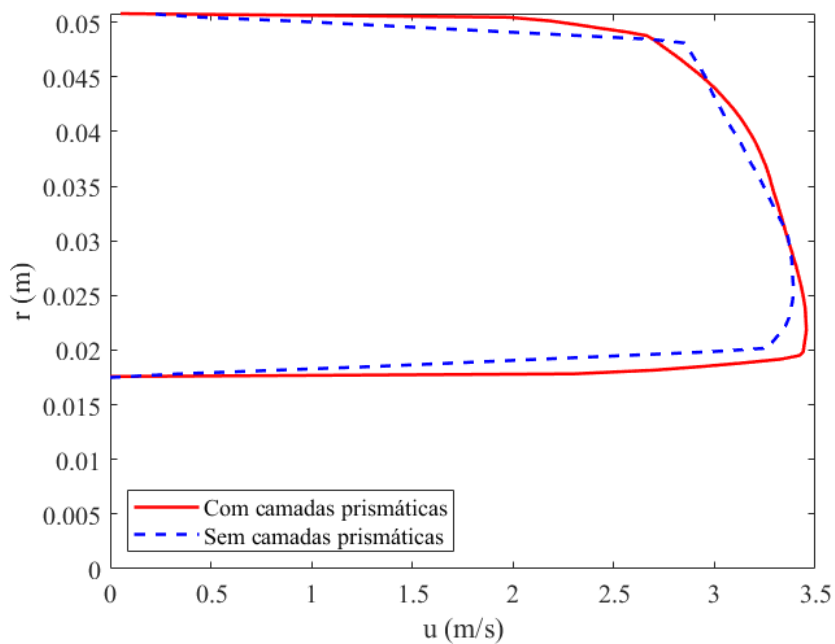


Figura 5.20. Comparação entre perfis de velocidade obtidos com e sem camadas prismáticas.

O perfil de velocidade obtido após o refinamento foi utilizado para o cálculo da velocidade angular através do modelo aqui proposto. O resultado foi 37,63 rad/s. O resultado anterior havia sido 36,53 rad/s.

A verificação permite concluir que o refinamento de malha nas proximidades das paredes do duto resulta em mudança considerável no perfil de velocidades. Porém, não foi constatado impacto significativo na magnitude dos resultados obtidos pelo modelo BET.



Tabela 5.8. Comparação entre valores da velocidade axial

r (mm)	$u$ (m/s)	$u$ (m/s)
	Sem camadas prismáticas	Com camadas prismáticas
17,7	3,0984	1,9387
21,0	3,2984	3,4493
24,3	3,3846	3,4459
27,6	3,3845	3,4059
30,9	3,3537	3,3518
34,3	3,2633	3,2965
37,6	3,1680	3,3277
40,9	3,0659	3,1417
44,2	2,9727	2,9879
47,5	2,8710	2,7651

## 5.8 Cavitação nas pás da turbina

A Figura 5.21 apresenta os resultados obtidos da simulação CFD, para cada uma das seis condições operacionais identificadas na Tabela 5.1, da distribuição de pressão local ao redor das pás em uma seção transversal específica, localizada no raio de 30 mm, para fins ilustrativos. Perfis de distribuição de pressão similares são obtidos ao longo do comprimento das pás. A pressão mínima, considerando todo o domínio rotacional, calculada na simulação computacional, também é indicada na Figura 5.21.

Os resultados mostram que, em todas as seis condições operacionais, a pressão local obtida nas proximidades das paredes das pás atingiu valores menores que o nível de pressão estabelecido na entrada do domínio e também menores que as pressões detectadas na saída da turbina, confirmando a indicação de possibilidade de cavitação nas pás do medidor. Também se nota, em especial na transição entre as vazões de 160 e 200 m<sup>3</sup>/h, quando a pressão do sistema precisou ser ajustada para a condição desejada, que o efeito da contrapressão na redução da pressão local é consideravelmente mais sensível que as variações na vazão. Esta observação permite a compreensão de que, desde que seja mantido nível suficiente de contrapressão à jusante do medidor tipo turbina, a vazão pode ser elevada a valores relativamente altos sem o registro de pressões locais inferiores à pressão de vapor. É importante notar que, em geral, uma vez que requisitos de segurança e limites de controle são atendidos, o aumento da vazão pode impactar positivamente a produtividade.

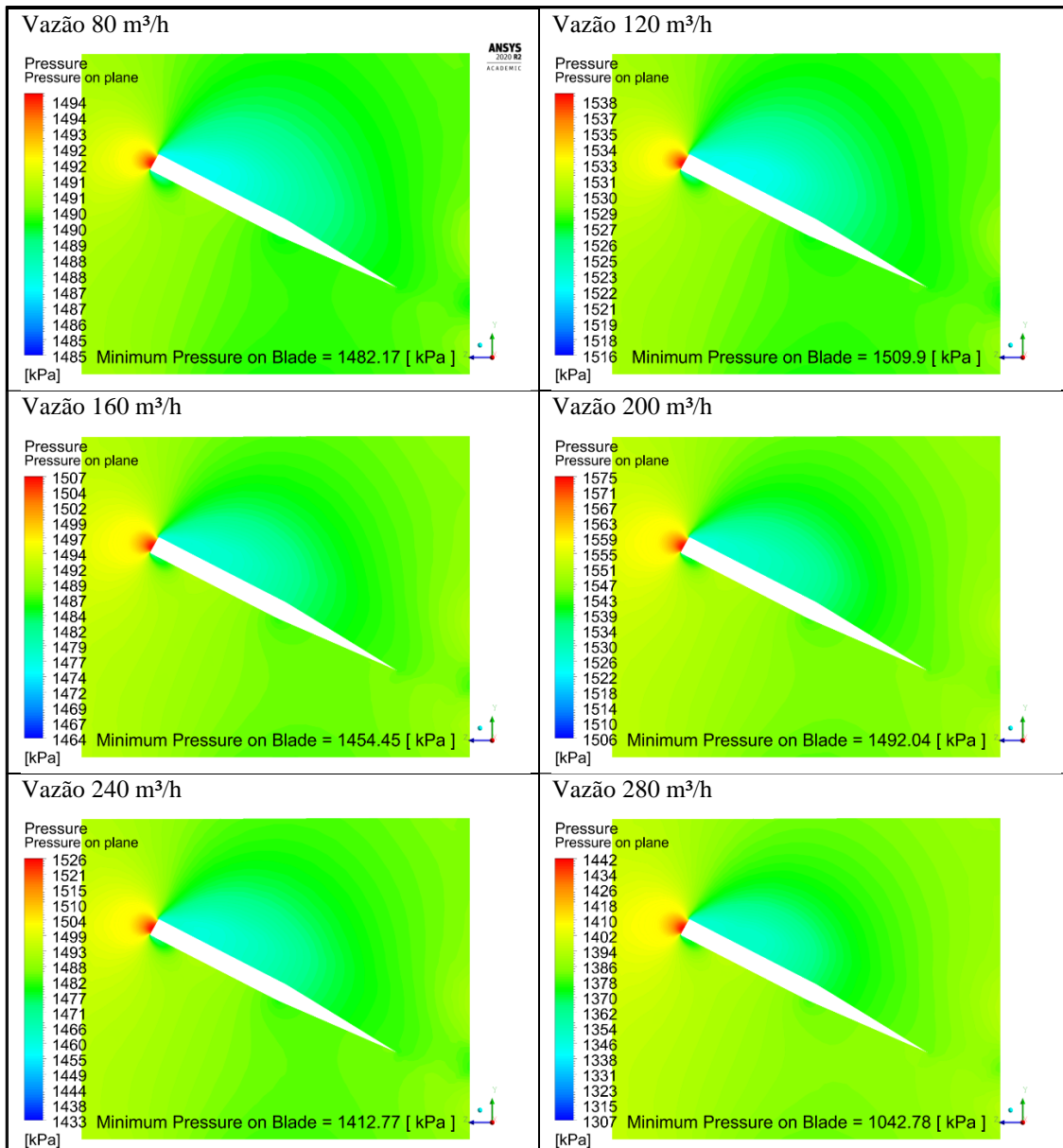


Figura 5.21. Resultados da simulação: Pressão nas pás.

Por outro lado, é interessante observar que, em nenhuma das seis condições operacionais, a pressão mínima nas pás é menor que a pressão de saturação do fluido, 1018,65 kPa, determinada como descrito na Seção 0.

De forma a avaliar a possibilidade de cavitação de acordo com a modelagem CFD com a metodologia implementada neste trabalho, a fração de volume de GLP na fase vapor é detectada após a simulação de cada condição operacional. Consequentemente, os resultados obtidos nos seis casos descritos previamente exibiram que a fração de volume do vapor de GLP é zero em todo o domínio fluido, indicando ausência de cavitação.

No entanto, com o objetivo de implementar uma simulação que efetivamente conduza à ocorrência de cavitação, uma condição operacional mais severa é configurada, como especificada na Tabela 5.9.

Tabela 5.9. Condição operacional severa

Caso	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Fator-k (pulsos/m <sup>3</sup> )	Velocidade na entrada (m/s)	Velocidade angular (rad/s)	Pressão na saída (kPa)
7	280	3195,857	9,6	130,15	1059,12

O valor de 280 m<sup>3</sup>/h é o máximo valor de vazão de teste na instalação de medição. Por esta razão, este valor é incluído como uma condição operacional simulada para analisar a condição mais agressiva.

Como mencionado previamente, a ocorrência de cavitação é esperada quando a pressão mínima local é inferior à pressão de vapor do fluido. Então, para a condição mais severa, a pressão operacional típica de GLP, 1059,12 kPa, que corresponde a 10,8 kgf/cm<sup>2</sup>, observada na planta estudada durante condições de repouso, é configurada na saída do modelo, de modo a simular uma situação suscetível à cavitação.

O fator-k de 3195,857 pulsos/m<sup>3</sup> é o fator-k experimental correspondente, da Tabela 5.1. Com este fator-k e as características geométricas do medidor, a velocidade na entrada e a velocidade angular da Tabela 5.9 são deduzidas a partir da aplicação consistente da Equação (1).

Os resultados da simulação para esta condição operacional mais agressiva indicam que as pás da turbina estão sujeitas a cavitação ao longo de toda a extensão da superfície superior das pás, nas proximidades do bordo de ataque, como mostrado na Figura 5.22 e na Figura 5.23.

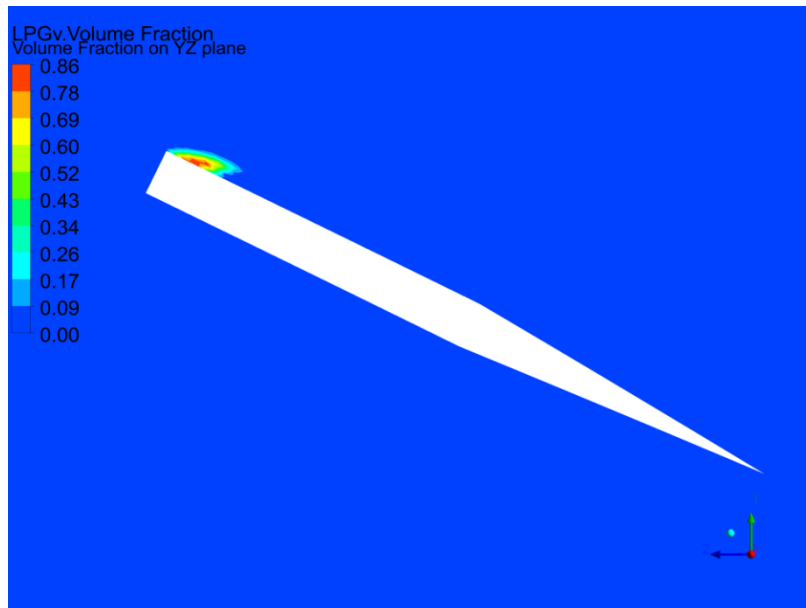


Figura 5.22. Fração de volume do vapor de GLP ao redor da pá da seção transversal  $r = 30$  mm.

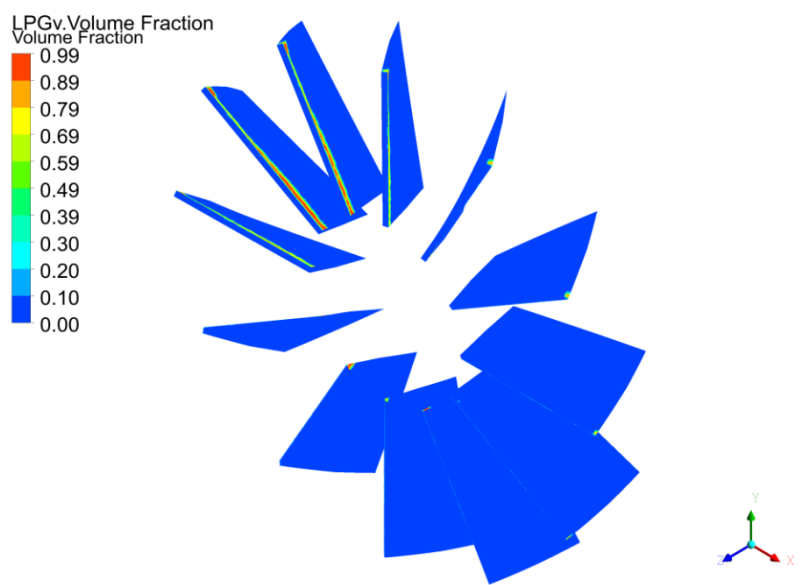


Figura 5.23. Fração de volume do vapor de GLP nas superfícies das pás.

Na Figura 5.24, os coeficientes de pressão ao longo do comprimento da corda são plotados para três diferentes seções transversais da pá. Os resultados indicam possibilidade de cavitação nas proximidades do bordo de ataque da superfície superior devido à queda de pressão nesta região. Confirmando a predição da cavitação, a avaliação da condição de não-cavitação  $\sigma + C_{pmin} \geq 0$ , como explicado na seção 4.4, indica ocorrência de cavitação ao longo de todo o comprimento das pás, como mostrado na Tabela 5.10. Estes resultados estão coerentes com os obtidos através da fração de volume

do vapor de GLP, mostrado na Figura 5.22 e na Figura 5.23. Além disso, vale notar que o surgimento da cavitação é mais intenso nas proximidades da ponta das pás. Isso ocorre devido ao aumento da velocidade relativa,  $W$ , que cresce com a posição radial ao longo da pá.

A aplicação do critério do mínimo coeficiente de pressão é importante porque pode ser estendido para modelos menos demandantes de tempo, como os baseados na teoria do momento do elemento de pá. Tais modelos, de acordo com VAZ e WOOD [55], são baratos e geralmente produzem resultados coerentes com dados experimentais. Também são metodologias rápidas, frequentemente utilizadas por comunidades científicas e industriais para projeto e análise de rotores de turbinas. Este método é essencialmente um método integral, com informações semiempíricas de forças hidrodinâmicas em seções de hidrofólio extraídas de modelos de escoamento bidimensionais sobre hidrofólios e dados experimentais. Os resultados mostrados aqui demonstram que o surgimento da cavitação em medidores de vazão industriais do tipo turbina pode ser predito com a utilização do critério do mínimo coeficiente de pressão.

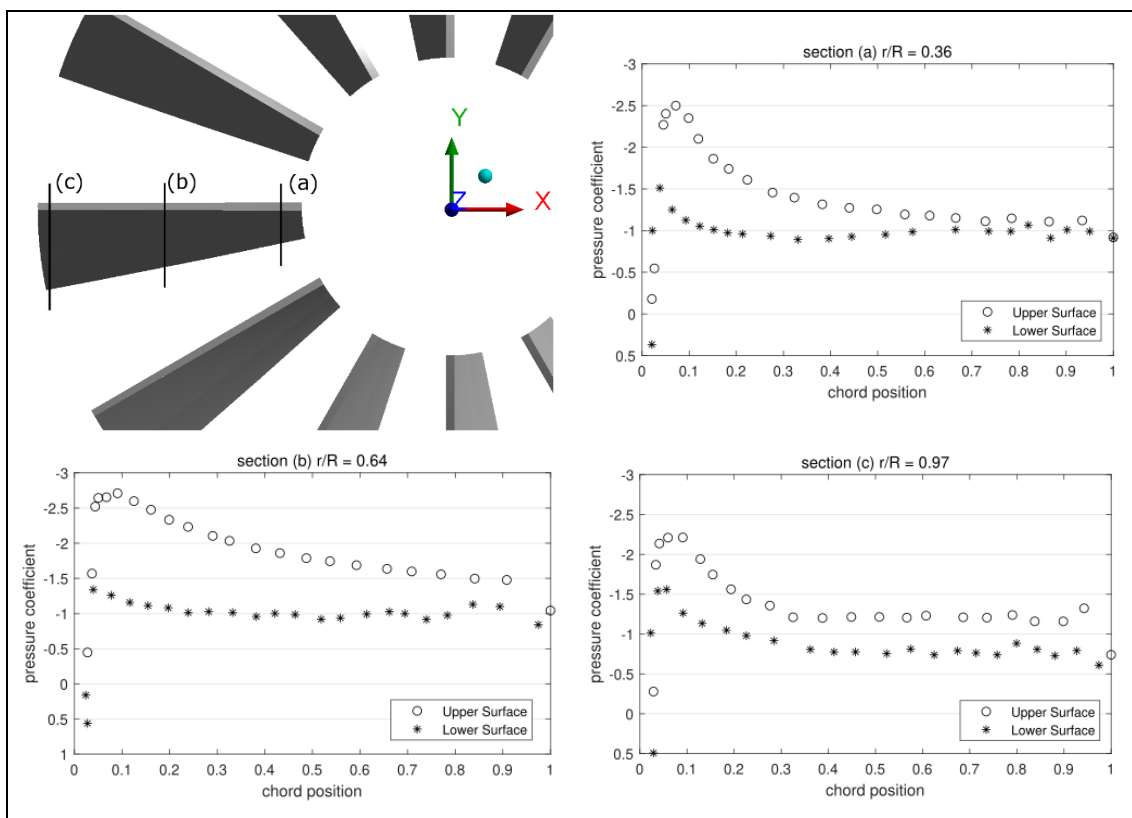


Figura 5.24. Coeficiente de pressão ao longo da corda para (a)  $r/R = 0.36$ , (b)  $r/R = 0.64$  e (c)  $r/R = 0.97$ .

Tabela 5.10. Condição de cavitação ao longo do comprimento da pá.

Seção	r (mm)	r/R	W (m/s)	$p_{\text{mín}}$ (kPa)	$\sigma$	$C_{P\text{mín}}$	$\sigma + C_{P\text{mín}}$
1	17,7	0,36	9,87	1018,62	2,4767	-2,4779	-0,0012
2	21,0	0,46	9,98	1018,46	2,6211	-2,6284	-0,0073
3	24,3	0,50	10,11	1017,71	2,6561	-2,6914	-0,0353
4	27,6	0,56	10,25	1017,12	2,6518	-2,7077	-0,0559
5	30,9	0,63	10,41	1015,91	2,6125	-2,7095	-0,0970
6	34,3	0,70	10,58	1014,63	2,5402	-2,6779	-0,1377
7	37,6	0,77	10,77	1015,88	2,4703	-2,5618	-0,0916
8	40,9	0,83	10,98	1015,44	2,3746	-2,4768	-0,1022
9	44,2	0,90	11,19	1013,17	2,2734	-2,4413	-0,1679
10	47,5	0,97	11,42	1015,42	2,1570	-2,2520	-0,0951

## 6. CONCLUSÕES

Diante da ampla aceitação e vasta utilização de medidores tipo turbina para a apuração de quantidades líquidas transferidas em diversos segmentos da indústria, inclusive para fins de faturamento, dada a larga faixa de operação e adequada qualidade metrológica deste tipo de equipamento, este trabalho propôs o desenvolvimento de uma metodologia de cálculo para o comportamento hidrodinâmico de um medidor tipo turbina aplicado à movimentação de GLP. Destaca-se a oportunidade de contribuição à sociedade decorrente da disponibilidade de ferramentas de engenharia que permitam aprofundar o entendimento analítico acerca do desempenho de tais instrumentos de medição, minimizando a possibilidade de erros que possam onerar indevidamente o valor do produto ao longo das diversas etapas da cadeia logística, resultando em possíveis impactos prejudiciais aos consumidores, em especial tomando-se em consideração a sensibilidade social do GLP, amplamente utilizado como recurso básico para o preparo de alimentos em ambientes residenciais de todas as classes.

Com o modelo desenvolvido, propôs-se a obtenção numérica da velocidade angular do medidor tipo turbina para diferentes vazões dentro da faixa de operação do equipamento. Tal recurso oferece como possibilidade de aplicação, por exemplo, a predição do comportamento do medidor em condições de operação para as quais não se dispõe de testes de prova, sejam de fábrica ou de campo, em que pese o custo relativamente elevado dos sistemas de provadores disponíveis.

Para o cálculo proposto, a equação característica do movimento da turbina estudada é resolvida através da aplicação da teoria do elemento de pá, modelo BET, para o cômputo dos esforços propulsivos atuantes no dispositivo. O método BET, classicamente empregado para o estudo de turbinas eólicas e hidrocinéticas, requer a implementação de correções para a representação dos efeitos da deformação do perfil de velocidades do escoamento que atinge as pás do rotor, e da restrição à expansão do escoamento, em razão do medidor encontrar-se confinado em um duto. Além disso, também é necessária correção para que o chamado efeito de grade seja levado em conta na simulação, uma vez que a quantidade elevada de pás do rotor, neste caso 12, é significativamente diferente da densidade de pás usualmente empregada na construção de turbinas para geração de energia, que em sua grande maioria dispõem de 2 ou 3 pás.

Assim, a principal contribuição do trabalho é a aplicação do modelo BET para o cálculo da velocidade angular em medidores de vazão tipo turbina, através da proposição das correções necessárias à representação do escoamento neste tipo de equipamento, em especial a correção para o efeito de grade, que é implementada através da adoção de uma constante relacionada com as características geométricas da turbina.

Os resultados obtidos a partir do modelo desenvolvido no presente trabalho demonstram que o modelo é capaz de prever, com a exatidão requerida para a aplicação a que se destina, os resultados apurados em medições de campo, para toda a faixa de operação do equipamento. Mesmo quando os resultados são expressos na forma do fator- $k$ , que por especificação técnica deve permanecer dentro de uma faixa de erro em relação à média ao longo da faixa de operação, os resultados calculados apresentam erro menor que o especificado, quando os valores de  $k_c$  são ajustados para cada vazão de operação. Portanto, avalia-se que a estratégia adotada de correção do modelo BET para a consideração do efeito de grade demonstrou resultados satisfatórios para a linearidade ao longo da faixa de vazões na qual o equipamento opera.

A análise da susceptibilidade à cavitação do medidor de vazão tipo turbina foi realizada. Fundamentos teóricos do fenômeno da cavitação foram considerados, em conjunto com recomendações práticas e regulatórias, de modo a avaliar o comportamento operacional do sistema de medição em estudo. Condições operacionais típicas são simuladas com a técnica CFD utilizando o ANSYS CFX. Nas simulações, a pressão local nas pás da turbina, obtidas no CFD são avaliadas em cenários regulares e em um cenário severo, e o modelo de Rayleigh-Plesset foi empregado para prever a taxa de produção da fase vapor. Os resultados obtidos utilizando o modelo de Rayleigh-Plesset demonstram que o critério do mínimo coeficiente de pressão é uma boa ferramenta a ser usada em modelos com menor consumo de tempo, como aqueles baseados na teoria do momento do elemento de pá. Para condições usuais de operação, a simulação revela que a turbina não está sujeita à cavitação. Por outro lado, em uma situação hipotética de maior severidade, o modelo desenvolvido indicou a possibilidade de cavitação. Apesar disso, existe uma faixa entre as condições usuais de operação e as condições extremas modeladas que permite a conclusão de que existe oportunidade de melhoria na performance sem a ocorrência de cavitação. Quanto à análise de cavitação, a contribuição deste trabalho é propor subsídios técnicos para possíveis ajustes nos parâmetros operacionais dos sistemas de medição com o propósito de aprimorar a produtividade e a



eficiência. O trabalho também pode ajudar a identificar limites operacionais dentro dos quais as variáveis de processo podem ser mantidas de forma a assegurar operação segura considerando a incidência de cavitação.

Pode-se pontuar como uma limitação do presente trabalho a consideração de que os perfis bidimensionais das seções de pá do medidor tipo turbina foram representados por uma placa plana. Não obstante a semelhança com uma placa plana, e a usual representação como tal na literatura, o traçado do perfil, de fato, difere de uma placa plana, em razão da existência de uma terminação em formato de cunha no bordo de fuga. Tal consideração levou à utilização das equações de cálculo dos coeficientes de sustentação e arrasto para uma placa plana, o que pode ter contribuído para os erros identificados. Neste sentido, outra limitação que se pode considerar é a própria adoção de equações de cálculo para  $C_l$  e  $C_d$  na formulação proposta para resolver o problema. Alternativamente, os valores para os coeficientes poderiam ser extraídos da solução numérica em CFD ou obtidos a partir de outras ferramentas computacionais específicas para o cálculo de parâmetros aerodinâmicos de perfis. Uma terceira limitação, possivelmente decorrente das duas primeiras, é o relativo afastamento da linearidade ao longo da faixa de vazões considerada quando do emprego de um fator único (média),  $k_c$ , para a correção do efeito de grade nas diversas vazões. Como visto, apesar de terem sido satisfatórios os resultados de velocidade angular obtidos considerando um fator único, com erro máximo de 1,68%, quando da avaliação dos resultados em termos de linearidade, foi necessário considerar os valores do fator de correção para cada vazão a fim de se atingir a linearidade especificada para aplicação em questão. Ainda pode ser considerada como uma limitação do trabalho o refinamento de malha adotado nas proximidades das paredes do duto e do estator. Conforme verificação realizada da seção 5.7, foi identificado que o posicionamento de camadas prismáticas ordenadas nas proximidades das referidas paredes teria conduzido à obtenção de valores ligeiramente diferentes de velocidade angular em relação aos obtidos, o que poderia ter contribuído para a redução dos erros.

A partir das limitações apontadas, entende-se que aprimoramentos no modelo aqui proposto podem ser desenvolvidos em trabalhos futuros. Vislumbra-se como oportunidades para aprimoramento, a consideração do perfil bidimensional das seções de pá de modo a representar o real traçado do perfil utilizado na fabricação da turbina e a determinação dos coeficientes de sustentação e arrasto por métodos alternativos em

relação ao que foi adotado neste trabalho, podendo ser experimentais ou computacionais. Outro aprimoramento sugerido seria o maior refinamento de malha nas proximidades das paredes do duto e do estator.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] GUO, S., SUN, L., ZHANG, T. *et al.* “Analysis of viscosity effect on turbine flowmeter performance based on experiments and CFD simulations”, *Flow Measurement and Instrumentation*, v. 34: pp. 42-52, 2013.
- [2] HARIRI, S., HASHEMABADI, S. H., NOROOZI, S. *et al.* “Analysis of operational parameters, distorted flow and damaged blade effects on accuracy of industrial crude oil turbine flow meter by CFD techniques”, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, v. 127, pp 318-328, 2015.
- [3] American Petroleum Institute (API), 2000. Manual of Petroleum Measurement Standards (MPMS).
- [4] Anuário Estatístico 2020. Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis – ANP. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br/>>. Acesso em: 04/10/2020.
- [5] Ficha de Informações de Segurança de Produto Químico – FISPQ – GLP. Disponível em: <<http://www.liquigas.com.br/>>. Acesso em: 04/10/2020.
- [6] Sistema de Levantamento de Preços – Síntese dos Preços Praticados – Pará. Disponível em: <<http://preco.anp.gov.br/>>. Acesso em: 04/10/2020.
- [7] MAJENDIE, A. M. A. “Instrument Requirements for Civil Aircraft”. *Journal of Navigation*, 8(1), pp. 17-25, 1955.
- [8] YANBUKHTIN, I. R. “Turboflowmeter for liquid petroleum products”. *Chemistry and Technology of Fuels and Oils*, v. 9, pp. 297-299, 1973.
- [9] TSEITLIN, V. G. “Development of reference flow-measuring equipment for enclosed irrigation-system water mains”. *Measurement Techniques*, v. 22, pp. 956-958, 1979.
- [10] SALAMI, L. A. “Effect of upstream velocity profile and integral flow straighteners on turbine flowmeters”. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 5, n. 3, pp. 155-165, 1984.
- [11] BAKER, R. C. “Turbine and related flowmeters: I. Industrial practice”. *Flow Measurement and Instrumentation*. v. 2, pp. 147-161, 1991.
- [12] XU, Y. “Calculation of the flow around turbine flowmeter blades”. *Flow Measurement and Instrumentation*. v. 3, n. 1, pp. 25-35, 1992.
- [13] XU, Y. “A model for the prediction of turbine flowmeter performance”. *Flow Measurement and Instrumentation*. v. 3, n. 1, pp. 37-43, 1992.

- [14] BAKER, R. C. "Turbine flowmeters: II. Theoretical and experimental published information". *Flow Measurement and Instrumentation*, v. 4, pp. 123-144, 1993.
- [15] SABOOHI, Z., SORKHKHAH, S., SHAKERI, H. "Developing a model for prediction of helical turbine flowmeter performance using CFD". *Flow Measurement and Instrumentation*, v. 42, pp. 47-57, 2015.
- [16] DŽEMIĆ, Z., ŠIROK, B., BIZJAN, B. "Turbine flowmeter response to transitional flow regimes". *Flow Measurement and Instrumentation*, v. 59, pp. 18-22, 2018.
- [17] WOOD, D. "Small wind turbines". In: *Advances in wind energy conversion technology*, pp. 195-211, Springer, 2011.
- [18] SILVA, P. A. S. F., SHINOMIYA, L. D., OLIVEIRA, T. F. *et al.* "Analysis of cavitation for the optimized design of hydrokinetic turbines using BEM", *Applied Energy*, v. 185, pp. 1281-1291, 2017.
- [19] ADHIKARI, R. C., VAZ, J. R. P., WOOD, D. H. "Cavitation inception in crossflow hydro turbines". *Energies (Basel)*, 9, 237, 2016.
- [20] DO RIO VAZ, D. A. T. D., VAZ, J. R. P., SILVA, P. A. S. F. "An approach for the optimization of diffuser-augmented hydrokinetic blades free of cavitation." *Energy for Sustainable Development*, v. 45, pp. 142-149, 2018.
- [21] MAINES, B. H., ARNDT, R. E. A. "Tip Vortex Formation and Cavitation", *Journal of Fluids Engineering*, v. 119, n. 2, pp. 413-419, 1997.
- [22] LIMACHER, E., RIVAL D. E. "On the distribution of leading-edge vortex circulation in samara-like flight". *Journal of Fluid Mechanics*, v. 776, p. 316-333, 2015.
- [23] LIMACHER E., MORTON, C., WOOD, D. "On the trajectory of leading-edge vortices under the influence of coriolis acceleration". *Journal of Fluid Mechanics*, 800, 2016.
- [24] ANDRIOTIS, A., GAVAISES, M., ARCOUMANIS, C. "Vortex flow and cavitation in diesel injector nozzles". *Journal of Fluid Mechanics*, v. 610, pp.195-215, 2008.
- [25] JI, B., LUO, X., ARNDT, R. E. A. *et al.* "Numerical simulation of three-dimensional cavitation shedding dynamics with special emphasis on cavitation-vortex interaction". *Ocean Engineering*, v. 87, pp. 64-77, 2014.
- [26] CHEN G., CAO, G., ZHANG, W. *et al.* "Prediction meter factor of turbine meter considering the effects of cavitation". In: *ASME 2009 Fluids Engineering*

- Division Summer Meeting*, pp. 43-48. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2009.
- [27] CHEN, G., LIU, S., CAO, G. "Unsteady cavitation simulation in transient process of turbine flow meter". *Modern Physics Letters B*, v. 24, pp. 1503-1506, 2010.
- [28] CHEN, X., XU, J., ZHANG, J. "A simple model for predicting the two-phase heavy crude oil horizontal flow with low gas fraction". *Chemical Engineering Communications*, v. 203, pp. 1131-1138, 2016.
- [29] WANG, Y., LI, H., LIU, X. *et al.* "A new method of measuring the oil-air-water three-phase flow rate". *Chemical Engineering Communications*, v. 207, pp. 1-16, 2020.
- [30] CALDAS, A. M. A., CALDAS, A. G. A., DOS SANTOS, C. A. C. *et al.* "Design, development and construction of Hall effect-based turbine meter type to measure flow in low-cost lithium bromide salt: Proposed flowmeter and first results". *International Journal of Refrigeration*, v. 112, pp. 240-250, 2020.
- [31] CASCETTA, F. "Short history of the flowmetering". *ISA Transactions*, v. 34, n. 3, pp. 229-243, 1995.
- [32] VAZ, J. R. P., WOOD, D. H., BHATTACHARJEE, D. *et al.* "Drivetrain resistance and starting performance of a small wind turbine". *Renewable energy*, v. 117, pp. 509-519, 2018.
- [33] SHIGLEY, J. E. *Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill, 1963.
- [34] FAGBENRO, K. A. *Cascade Effects on Circular Arc Airfoils for Windmill Analysis*. M. Sc. Thesis. University of Calgary, Calgary, Alberta, Canada, 2013.
- [35] KATZOFF, S., FINN, S. Robert, LAWRENCE, James C. *Interference method for obtaining the potential flow past an arbitrary cascade of airfoils*. "NACA TN 1252." National Advisory Committee for Aeronautics, 1947.
- [36] SHELDAHL, R., KLIMAS, P. *Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for use in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines*, Sandia National Laboratories, report SAND80-2114, 1981.
- [37] BRUINING, A. *Aerodynamic Characteristics of a Curved Plate Airfoil Section at Reynolds Numbers 60,000 and 100,000 and angles of attack from -10 to +90 degrees*. Delft University of Technology, Report LR-281. 1979.
- [38] SELIG, M. S., GUGLIELMO, J. J., BROEREN, A. P., GIGUERE, P. *Summary of Low-Speed Airfoil Data, Volume 1*. Virginia, SoarTech Publications, 1995.

- [39] WILCOX, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3a ed. California, DCW Industries, Inc., 2006.
- [40] PLESSET, M. S., PROSPERETTI, A. "Bubble dynamics and cavitation". *Annu Rev Fluid Mech*, v. 9, pp. 145-185, 1977.
- [41] GORALCZYK, A., ADAMKOWSKI, A. "Model of a ducted axial-flow hydrokinect turbine - results of experimental and numerical examination", *Polish Maritime Research* 3, v. 25, pp. 113-122, 2018.
- [42] SALE, D., JONKMAN, J., MUSIAL, W. "Hydrodynamic optimization method and design code for stall-regulated hydrokinetic turbine rotors". In: *ASME 28th International Conference on Ocean, Offshore, and Arctic Engineering. National Renewable Energy Laboratory*, 2009.
- [43] KUNDU, P. K., COHEN, I. M., DOWLING, D. R. *Fluid Mechanics*, 6a ed., Academic Press, 2016.
- [44] VERSTEEG, H. K., MALALASEKERA, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method*. Longman Scientific & Technical, 1995.
- [45] WHITE, F. M. *Fluid Mechanics*. 4a ed., McGraw-Hill, 1998.
- [46] FOX, R. W., MCDONALD, A. T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 4a ed., Rio de Janeiro, LTC, 1998.
- [47] WILCOX, D.C. "Multiscale model for turbulent flows". In: *AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 1986.
- [48] MENTER, F.R. "Multiscale model for turbulent flows". In: *24th Fluid Dynamics Conference. American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 1993.
- [49] ZNIDARCIC, A., METTIN, R., DULAR, M. "Modeling cavitation in a rapidly changing pressure field: application to a small ultrasonic horn". *Ultrasonics Sonochem*, v. 22, pp. 482-492, 2015.
- [50] BRENNEN, C. E. *An Internet Book on Fluid Dynamics*. Disponível em: <<http://brennen.caltech.edu/fluidbook>>. Acesso em: 23/01/2021.
- [51] BIRD, R. B., STEWART, W. E., LIGHTFOOT, E. N. *Fenômenos de Transporte*. 2a ed., Rio de Janeiro, LTC, 2017.
- [52] SCHLICHTING, H. *Boundary-layer theory*. 7a ed., McGraw-Hill, 1979.
- [53] PERRY, R. H., GREEN, D. W., MALONEY, J. O. *Perry's chemical engineers' handbook*. 7a ed., McGraw-Hill, 1997.

- [54] RANADE V. V. *Computational Flow Modeling for Chemical Reactor Engineering*. Academic Press, 2002.
- [55] VAZ, J. R. P., WOOD, D. H. “Aerodynamic optimization of the blades of diffuser-augmented wind turbines”. *Energy Conversion and Management*, v. 123, pp. 35-45, 2016.