



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

RENATA PORTELA DE ABREU

**PROJETO DE UM PARQUE HIDROcinÉTICO A JUSANTE DA USINA
HIDRELÉTRICA DE TUCURUÍ PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA**

TERESINA

2019

RENATA PORTELA DE ABREU

PROJETO DE UM PARQUE HIDROKINÉTICO A JUSANTE DA USINA
HIDRELÉTRICA DE TUCURUÍ PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Trabalho de Conclusão de Curso (monografia)
apresentado como exigência parcial para obtenção do
diploma do Curso de Bacharelado em Engenharia
Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia do Piauí. Campus Teresina Central.

Orientador: Prof. Me. Anderson Felipe Chaves Fortes.

TERESINA

2019

d162p de Abreu, Renata
PROJETO DE UM PARQUE HIDROcinÉTICO A JUSANTE DA USINA
HIDRELÉTRICA DE TUCURUÍ PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA / Renata de
Abreu - 2019.
60 f. : il. color.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) - Instituto Federal de Educação,
Ciência e Tecnologia do Piauí, Campus Teresina Central, Bacharelado em Engenharia
Mecânica, 2019.

Orientador : Prof Me. Anderson Felipe Chaves Fortes.

1. Energia renovável . 2. Turbina hidrocínética. 3. Método BEM. I.Título.

CDD 620

FOLHA DE APROVAÇÃO

TÍTULO: “PROJETO DE UM PARQUE HIDROCINÉTICO À JUSANTE DA USINA HIDRELÉTRICA DE TUCURUÍ PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA”

ALUNA: RENATA PORTELA DE ABREU

DATA: 29 de janeiro de 2019

Este trabalho foi julgado adequado e aprovado para obtenção do título de graduação em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia do Piauí:

Assinado no original

Prof. Msc. Anderson Felipe Chaves Fortes

Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

COMISSÃO EXAMINADORA

Assinado no original

Prof. Msc. Anderson Felipe Chaves Fortes

Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia do Piauí

Orientador

Assinado no original

Prof. Igor Antônio de Oliveira Carvalho

Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia do Maranhão

Avaliador

Assinado no original

Prof. Janiel Fontineles Silva

Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia do Piauí

Avaliador

Aos meus pais: Mara e Robert.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por ter me dado saúde para ser capaz de concluir este curso.

A minha mãe, Mara Viviane, por ser a luz de Deus que sempre guiou todos os meus caminhos. Ao meu pai, Robert, por sempre acreditar no meu potencial, apoiar todas as minhas decisões e por todo amor.

Aos meus irmãos Luiz Henrique e Robert Jr., pelo apoio em todas as situações e por sempre estarem ao meu lado.

Agradeço ao meu namorado, Victor Lobo, pelo incentivo, compreensão, parceria em todas as situações e contribuição dada neste trabalho.

Aos meus primos e familiares, por sempre torcerem pela minha vitória. Especialmente a minha tia Inês Portela, por todo amor e cuidado dedicados a mim ao longo dessa trajetória.

Agradeço também aos meus amigos Renan Matos, Yago Oliveira, Jonathan Alves e Rayane Rodrigues por sempre estarem ao meu lado nos momentos tristes e felizes.

Agradeço ao meu professor orientador Anderson Fortes, pela orientação e contribuição na produção deste trabalho. E a todos os professores que contribuíram para a minha formação.

*“É melhor você tentar algo, vê-lo não funcionar
e aprender com isso, do que não fazer nada. ”*

Mark Zuckerberg

RESUMO

Após a construção de usinas hidrelétricas, os rios deixam de fluir de forma natural e passam a ser regidos pela dinâmica de produção das usinas. E, estudos mostram que a partir do aumento de velocidade da correnteza à jusante das usinas, é gerado um aumento do potencial hidrocínético na região. Este potencial pode ser aproveitado para geração de energia elétrica de forma sustentável, através da instalação de turbinas hidrocínéticas. O presente trabalho tem o objetivo de desenvolver o projeto hidrodinâmico de turbinas hidrocínéticas visando o aproveitamento do potencial hidrocínético da região à jusante da Usina Hidrelétrica De Tucuruí para a geração de energia elétrica. Para isso, foi necessário obter informações sobre a região de instalação, como a faixa de velocidades da água e profundidade do rio, para que seja determinada a localização das turbinas. Em seguida, foi desenvolvido um algoritmo em MatLab ® capaz de fornecer a geometria do rotor e uma predição de seu desempenho, com a necessidade apenas de inserção dos dados do fluxo, perfil hidrodinâmico e características iniciais da turbina, como o raio do rotor. Através do código, que foi validado com informações de uma turbina real em operação, foram desenvolvidos o projeto de um rotor e a análise de seu desempenho para as velocidades de fluxo do local de instalação. E então, a análise foi estendida para cinco turbinas de mesmo diâmetro, gerando a predição de desempenho de cada turbina. Os resultados foram discutidos e comparados com os dados de um projeto disponíveis na literatura sobre energia hidrocínética. Também, foi realizada uma análise de variações na geometria e configuração do rotor, com o propósito de estender a aplicabilidade do projeto desenvolvido. E por fim, concluiu-se que o desenvolvimento da tecnologia de turbinas hidrocínéticas se constitui uma boa alternativa para incrementar a produção de energia renovável no Brasil.

Palavras-chave: Energia renovável. Turbina hidrocínética. Método BEM.

ABSTRACT

After the construction of hydroelectric plants, the rivers stop flowing naturally and it begins to flow according to the production plants dynamics. Studies have shown that the increase of stream velocity downstream of the plants causes an increase in the hydrokinetic potential in the region is generated. This potential can be harnessed to generate electricity in a sustainable way, through the installation of hydrokinetic turbines. This work aims to develop the project of hydrokinetic turbines in order to exploit the hydrokinetic potential of the downstream region of the Tucuruí Hydroelectric Power Plant for the generation of electricity. To make the project, it was necessary to obtain information about the installation region, such as the water velocity range and river depth to determine the location of the turbines. Then, an algorithm was developed in MatLab ®. The algorithm is capable of providing the rotor geometry and a prediction of its performance with only the need of input data such as parameters of the flow, hydrodynamic profile and initial characteristics of the turbine, like the radius of the rotor. Through the code, which was validated with information from a turbine in operation, the design of a rotor and the analysis of its performance for the flow velocities of the installation site were developed. The analysis was extended to five turbines of the same diameter, thus yielding the performance prediction of each turbine. The results were discussed and compared with the data of a project available on the literature of hydrokinetic energy. Also, an analysis of geometry variations and configuration of the rotor was carried out, in order to extend the applicability of the developed project. Finally, it was concluded that the development of hydrokinetic turbine technology is a good alternative to increase the production of renewable energy in Brazil.

Keywords: Renewable energy. Hidrokinect turbine. BEM method.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Configuração típica de uma turbina hidrocínética.....	18
Figura 2 – Modelo do disco atuador.....	19
Figura 3 – Modelo de tubo de fluxo com rotação atrás do rotor.....	22
Figura 4 – Esquema de velocidades em uma seção de pá.	22
Figura 5 – Perfil aerodinâmico e forças atuantes.	23
Figura 6 – Forças locais em uma seção de pá.....	25
Figura 7 – Volume de controle para aplicação da teoria BEM.....	27
Figura 8 – Triângulo de velocidades em uma seção de pá.....	28
Figura 9 – Exemplo de curva C_p vs λ	32
Figura 10 – Isosuperfícies de velocidade e profundidade para vazão máxima.....	33
Figura 11 – Isosuperfícies de velocidade e profundidade para vazão média.....	34
Figura 12 – Isosuperfícies de velocidade e profundidade para vazão mínima.....	34
Figura 13 – Posicionamento de instalação das turbinas.....	35
Quadro 1 – Perfis mais comumente utilizados.....	36
Figura 14 – Curva de potência da turbina NTK 500/41 para validação.....	40
Figura 15 – Curva C_p x λ da turbina NTK 500/41 para validação.....	41
Figura 16 – Valores de corda ao longo do raio da pá.....	42
Figura 17 – Valores de ângulo de torção ao longo do raio da pá.....	42
Figura 18 – Desenho da pá em CAD.....	43
Figura 19 – Desenho do rotor em CAD – Vista frontal.....	43
Figura 20 – Curva C_p vs λ da turbina projetada.....	45
Figura 21 – Curva de potência para três configurações de rotor.....	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Velocidades de corrente livre para as três condições de vazão.....	35
Tabela 2 – Características de desempenho dos perfis escolhidos.....	36
Tabela 3 – Dados de entrada para o projeto do rotor.....	37
Tabela 4 – Dados de entrada para o cálculo iterativo.....	38
Tabela 5 – Parâmetros da turbina Nordtank NTK 500/41 – P vs U.....	40
Tabela 6 – Parâmetros da turbina Nordtank NTK 500/41 – C_p vs λ	41
Tabela 7 – Resultados obtidos através do código.....	44
Tabela 8 – Valores de potência gerados pelas turbinas.....	44
Tabela 9 – Variação da potência com a variação da dimensão do rotor.....	47

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área do rotor
a	Fator de indução axial
a'	Fator de indução tangencial
B	Número de pás
c	Corda local do perfil
C_D	Coeficiente de arrasto
C_L	Coeficiente de sustentação
C_n	Coeficiente de força normal
C_P	Coeficiente de potência
$C_{Pmáx}$	Coeficiente de potência máximo
C_t	Coeficiente de força tangencial
D	Força de arrasto
dF_n	Diferencial de força normal
dP	Diferencial de potência
dQ	Diferencial de torque
dr	Espessura do elemento de pá
D_T	Diâmetro da turbina
$d\lambda_r$	Diferencial de razão de velocidade local
F	Fator de correção de Prandtl
F_n	Força normal
L	Força de sustentação
$\dot{m}$	Fluxo de massa
N	Número de elementos de pá
p	Pressão
P	Potência
p_1	Pressão no ponto 1

p_2	Pressão no ponto 2
p_3	Pressão no ponto 3
p_4	Pressão no ponto 4
P_d	Potência disponível no fluido
P_n	Força normal local
P_t	Força tangencial local
r	Raio local
R	Raio da pá
r'	Raio de início da pá
Re	Número de Reynolds
U	Velocidade de corrente livre
U_1	Velocidade do fluxo no ponto 1
U_2	Velocidade do fluxo no ponto 2
U_3	Velocidade do fluxo no ponto 3
U_4	Velocidade do fluxo no ponto 4
U_T	Velocidade do fluido tangencial ao rotor
α	Ângulo de ataque
β	Ângulo de torção
λ	Razão de velocidade na ponta da pá
λ_r	Razão de velocidade local
ρ	Densidade da água
σ'	Solidez local da pá
φ	Ângulo de fluxo
ω	Velocidade angular do rotor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	OBJETIVOS	17
1.2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
1.2.1	Turbinas hidrocínéticas.....	17
1.2.2	Teoria do momento unidimensional para rotores ideais.....	18
1.2.3	Efeito da esteira de vórtices em rotores ideais.....	21
1.2.4	Fundamentos de aerodinâmica.....	23
1.2.5	Cálculo para a obtenção da geometria de rotores.....	24
1.2.6	Aerodinâmica para rotores.....	25
1.2.7	Teoria do Momento do Elemento de Pá – BEM.....	26
1.2.7.1	Teoria do momento.....	28
1.2.7.2	Teoria do elemento de pá.....	29
1.2.7.3	Determinação dos fatores de indução através do BEM.....	29
1.2.7.4	Fator de correção de Prandtl.....	30
1.2.7.5	Algoritmo para a execução método BEM.....	31
1.2.7.6	Curvas C_p vs λ	31
2	METODOLOGIA.....	33
2.1	ÁREA DE INSTALAÇÃO DAS TURBINAS.....	33
2.2	ESCOLHA DOS PERFIS AERODINÂMICOS.....	36
2.3	DETERMINAÇÃO DA GEOMETRIA DAS PÁS.....	37
2.4	ANÁLISE DE FORÇAS NOS ROTORES.....	38
2.5	VALIDAÇÃO DO CÓDIGO.....	39
3	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	42

3.1	GEOMETRIA DO ROTOR.....	42
3.2	DESEMPENHO DAS TURBINAS.....	43
3.3	VARIAÇÕES NO PROJETO DA TURBINA.....	46
4	CONCLUSÃO.....	48
	REFERÊNCIAS.....	49
	APÊNDICE A – RESUMO DA ANÁLISE DE PERFIS.....	51
	APÊNDICE B – CURVAS DE DESEMPENHO DOS PERFIS.....	52
	APÊNDICE C – ALGORITMO PARA O PROJETO DO ROTOR.....	53
	APÊNDICE D – ALGORITMO PARA A VALIDAÇÃO DO MÉTODO.....	57
	APÊNDICE E – GEOMETRIA DA PÁ.....	59

1 INTRODUÇÃO

A ascensão econômica das grandes potências mundiais está intimamente ligada ao uso de combustíveis fósseis, como petróleo, carvão e gás natural. Estes recursos se tornaram imprescindíveis para suprir as demandas energéticas e elétricas do mundo. Porém, de acordo com Lemke (2016), apesar de notadamente ser a principal fonte energética mundial, tais recursos geram gravíssimos impactos ambientais ao planeta Terra e impasses sócio-políticos entre grandes nações.

Para Goldemberg & Lucon (2006), ao contrário das fontes de energia fóssil e nuclear, as quais se originam de materiais que requerem um longo período de tempo para serem produzidos no planeta, as fontes renováveis de energia são logo restituídas para a natureza. Como exemplo destas fontes podem ser citadas as energias hidráulica e eólica, a radiação solar e o calor das profundezas da Terra. Em sua maioria, as fontes renováveis causam menores danos ao meio social e ao planeta Terra.

Diante disso, é necessário que se desenvolvam tecnologias mais limpas e com melhores relações custo/benefício para sustentar as demandas de energia e eletricidade do mundo contemporâneo, que só tendem a aumentar. Desta forma, o atendimento da necessidade humana e a prosperidade econômica não contribuirão para a destruição do planeta.

Segundo a Empresa de Pesquisa Energética (2017), fontes renováveis de energia representam 81,7% da oferta interna de eletricidade no Brasil, valor que resulta da soma de toda a quantia referente à produção nacional e das importações. Neste contexto, destaca-se o potencial hidráulico, responsável por 68,1% da oferta interna de energia elétrica.

De acordo com Holanda (2017), o Brasil dispõe de uma ampla e densa rede hidrográfica, na qual são construídos barramentos para a produção hidrelétrica. Contudo, Santos et al (2017), afirma que além da hidrogeração convencional, a partir de usinas hidrelétricas, a energia hidráulica também possui um potencial expressivo em correntes de água livres, como rios, canais, marés e ondas. Segundo o mesmo autor, esta forma de energia é denominada hidrocínética, e consiste na conversão mecânica da energia cinética da água em movimento. Através de turbinas hidrocínéticas, a energia cinética do

escoamento é convertida em energia mecânica através da rotação de um eixo, que por sua vez é convertida em energia elétrica.

A tecnologia de turbinas hidrocínéticas se constitui um avanço no tocante aos impactos ambientais, já que para o seu funcionamento, não é necessário armazenar energia potencial em lagos artificiais através da construção de grandes barragens de água (VAN ELS et al, 2003). Desta forma, turbinas hidrocínéticas não causam grandes interferências no curso natural de rios nem o transtorno do alagamento de comunidades ribeirinhas.

No âmbito de produção e desenvolvimento de fontes de energia renovável, a geração hidrocínética apresenta diversas vantagens, um exemplo delas é a dimensão do sistema comparada com a produção de energia eólica. Isso se deve ao fato de a água possuir uma densidade 835 vezes maior que o ar, as pás das turbinas hidrocínéticas são menores que as utilizadas em projetos de turbinas eólicas, para a mesma potência (SANTOS et al, 2004).

Dentro deste contexto, é possível destacar o rio Tocantins que, de acordo com Manyari (2007), após a construção da barragem da usina hidrelétrica de Tucuruí, deixou de fluir de forma natural e seu fluxo passou a ser regido pela dinâmica produtiva da usina. Entretanto, a partir do aumento de velocidade da correnteza gerado à jusante da usina, pode-se observar um aumento do potencial hidrocínético na região. Este potencial, que também pode ser encontrado em outras 700 unidades produtoras de energia hidrelétrica (ANEEL, 2016), mostra que existe uma enorme fonte de potencial hidrocínético ociosa nessas regiões.

Então, o desenvolvimento deste trabalho tem o propósito de mostrar que o aproveitamento do potencial hidrocínético de regiões à jusante de usinas hidrelétricas pode gerar energia elétrica em grande escala, através do projeto de turbinas hidrocínéticas para instalação a jusante da UHE Tucuruí. Também almeja-se disseminar o conceito de energia hidrocínética e contribuir para o desenvolvimento desta tecnologia acrescentando mais produção acadêmica à literatura.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem o objetivo de desenvolver o projeto hidrodinâmico de turbinas hidrocinéticas, de forma a compor um parque, visando o aproveitamento do potencial hidrocinético da região a jusante da Usina Hidrelétrica de Tucuruí para a geração de energia elétrica.

A fim de atingir o objetivo principal, os seguintes objetivos específicos foram traçados:

- Estudo sobre a área onde o sistema deverá ser instalado;
- Determinação da localização das turbinas e obtenção dos dados de fluxo;
- Desenvolvimento de um código para a obtenção da geometria e análise dos rotores;
- Validação do código desenvolvido;
- Análise de desempenho das turbinas;

1.2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesta seção, serão apresentados os principais fundamentos para o desenvolvimento deste trabalho.

1.2.1 Turbinas hidrocinéticas

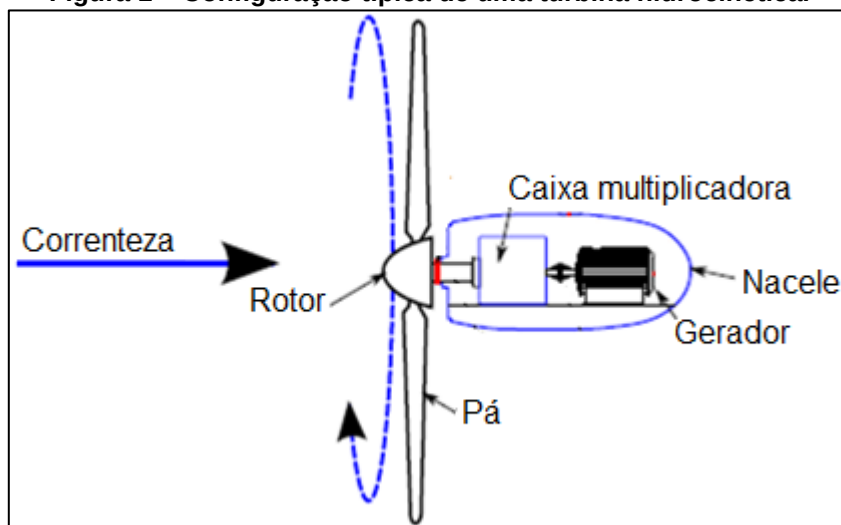
A literatura técnica sobre o projeto de turbinas hidrocinéticas não é muito vasta. De acordo com Neto (2015), apesar dos grandes benefícios proporcionados por esses sistemas, poucos artigos na literatura científica abordam o seu estudo.

Porém, segundo Rodrigues (2007), o estudo de turbinas hidrocinéticas possui uma forte associação com a parametrização utilizada em máquinas eólicas. Portanto, o presente trabalho tem como base teórica o conceito de turbinas eólicas associado a turbinas hidrocinéticas.

Turbinas hidrocinéticas geram energia elétrica pela conversão de energia cinética do escoamento, que é convertida em energia mecânica e posteriormente em eletricidade

por meio de um gerador. A medida que o fluido escoia através da turbina, uma distribuição de força na pá é gerada, que irá se reproduzir em torque no eixo do rotor (SILVA, 2014). Nem sempre a rotação da turbina coincide com a rotação nominal do gerador, então uma caixa multiplicadora deve ser acoplada entre o gerador e o rotor. Na Figura 1, é possível observar a montagem típica de uma turbina hidrocinética.

Figura 1 – Configuração típica de uma turbina hidrocinética.



Fonte: Adaptado de Silva (2014).

1.2.2 Teoria do momento unidimensional para rotores ideais

A introdução desta teoria é importante para que sejam compreendidos os conceitos necessários ao entendimento do projeto e da análise de rotores hidrocinéticos para condições não ideais.

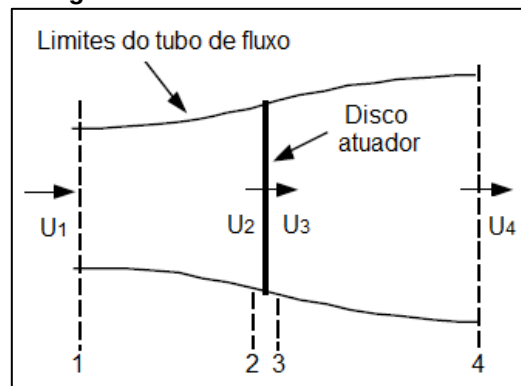
De acordo com Manwell et al (2009), a aplicação da teoria do momento unidimensional é útil na determinação da potência extraída por um rotor em condições ideais e a força normal atuante sobre sua estrutura, além dos efeitos do rotor em operação em um campo de escoamento. O rotor neste caso é tido como um “disco atuador”, com um número infinito de pás, que gera uma descontinuidade de pressão no fluido que escoia através dele. Aponta-se também que esta teoria não se limita a nenhum tipo específico de turbina eólica.

Para esta análise, o fluido é estacionário e sua interação com o disco não gera arrasto friccional, não existem forças externas atuantes no fluido à jusante nem à

montante da turbina, além disso, considera-se a não existência de uma componente de velocidade rotacional na esteira após o rotor (HANSEN, 2008).

O desenvolvimento da teoria do momento unidimensional por Manwell et al (2009), assume um volume de controle no qual seus limites são a superfície de um tubo de fluxo e duas seções transversais ao referido tubo, como mostrado na Figura 2, onde U representa a velocidade do escoamento. O único fluxo existente se dá pelas extremidades do volume de controle e é considerado em regime permanente.

Figura 2 – Modelo do disco atuador.



Fonte: Adaptado de Manwell et al (2009).

Aplicando a teoria da conservação do momento linear no volume de controle, obtém-se a força normal atuante sobre o rotor, que é dado pela Equação 1.

$$F_N = U_1(\rho AU)_1 - U_4(\rho AU)_4 \quad (1)$$

Onde ρ é a densidade do fluido, A é a área de seção transversal e os subscritos representam a localidade a qual se referem.

Para fluxos estacionários, $(\rho AU)_1 = (\rho AU)_4 = \dot{m}$, onde $\dot{m}$ é o fluxo de massa. Então a equação anterior pode ser reduzida à Equação 2.

$$F_N = \dot{m}(U_1 - U_4) \quad (2)$$

A força normal atuante sobre o rotor é positiva, então a velocidade à jusante, U_4 , é menor que à montante, U_1 .

A Lei de Bernoulli pode ser aplicada em ambos os lados do volume de controle, e são desenvolvidas as Equações 3 e 4.

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho U_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho U_2^2 \quad (3)$$

$$p_3 + \frac{1}{2}\rho U_3^2 = p_4 + \frac{1}{2}\rho U_4^2 \quad (4)$$

Onde p é a pressão, que para os pontos 1 e 4, possui o mesmo valor ($p_1 = p_4$) e considera-se que a velocidade através do disco permanece constante ($U_2 = U_3$).

A força normal também pode ser calculada como a soma líquida das forças em cada lado do disco atuador, através da Equação 5.

$$F_N = A_2(p_2 - p_3) \quad (5)$$

Resolvendo para $(p_2 - p_3)$ usando as Equações 3 e 4 e substituindo na Equação 5, obtém-se a Equação 6.

$$F_N = \frac{1}{2}\rho A_2(U_1^2 - U_4^2) \quad (6)$$

Igualando as equações (2) e (6), sabendo que o fluxo de massa é dado por $\rho A_2 U_2$, obtém-se a velocidade do fluido imediatamente antes do rotor, dada pela Equação 7.

$$U_2 = \frac{U_1 + U_4}{2} \quad (7)$$

E então, Manwell et al (2009) apresenta o fator de indução axial (a) como o valor que quantifica a redução da velocidade do fluxo na entrada do rotor, causada pelo aumento da pressão nessa região, apresentado na Equação 8.

$$a = \frac{U_1 - U_2}{U_1} \quad (8)$$

Assim, as velocidades na entrada do rotor, U_2 , e a sua jusante, U_4 , podem ser determinadas através das Equações 9 e 10.

$$U_2 = U_1(1 - a) \quad (9)$$

$$U_4 = U_1(1 - 2a) \quad (10)$$

Através da Equação 10, é possível observar que, à medida que o fator de indução axial aumenta, a velocidade do fluido atrás do rotor diminui. Então, a teoria do momento unidimensional deixa de ser aplicável quando $a = 1/2$, pois esse valor zera a velocidade atrás do rotor. Vale ressaltar que a Equação 9 continua válida para análises posteriores.

Desta forma, Manwell et al (2009) determina que o valor da potência, P , extraída pelo rotor, é igual à força normal multiplicada pela velocidade na entrada do disco. Então, fazendo as substituições das velocidades pelos seus respectivos valores associados em

função da velocidade de corrente livre (Equações 9 e 10), é possível determinar a potência através da Equação 11.

$$P = \frac{1}{2} \rho A U^3 4a(1 - a)^2 \quad (11)$$

Onde U representa a velocidade de fluxo livre, U_1 .

Para avaliar a performance de uma turbina hidrocínética, é necessário que se tenha calculado o valor da potência total disponível, P_d , no fluxo de massa na área A , varrida pelo rotor. Este valor, segundo Barros (2017), é dado pela Equação 12.

$$P_d = \frac{1}{2} \rho U^3 A \quad (12)$$

Então, é possível calcular o coeficiente de potência da turbina, C_P (Equação 13), que segundo Manwell et al (2009), trata-se de uma variável adimensional que representa a fração de potência extraída pela turbina sobre a potência total disponível no fluido.

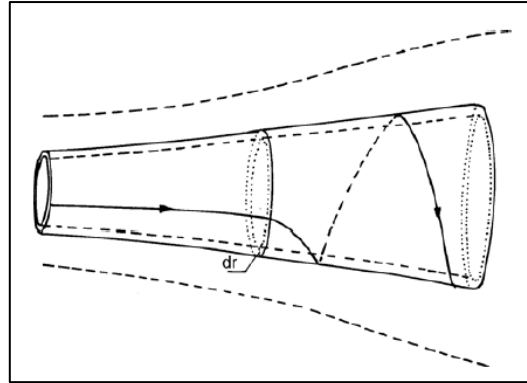
$$C_P = 4a(1 - a)^2 \quad (13)$$

O C_P máximo é determinado derivando a Equação 13 em relação a “ a ” e igualando a zero, resultando em $a = 1/3$. Então, o máximo valor teórico para o coeficiente de potência, conhecido como Limite de Betz, é $C_{Pm\acute{a}x} = 0,5926$. Segundo Manwell et al (2009), na prática, três efeitos levam ao decréscimo do máximo valor de C_P : a rotação na esteira após o rotor, o número finito de pás associado às perdas nas pontas das pás e o arrasto aerodinâmico.

1.2.3 Efeito da esteira de vórtices em rotores ideais

Para Manwell et al (2009), a análise do tópico anterior pode ser estendida para o caso em que se considera que o rotor gera momento angular, relacionado ao torque do rotor. Neste caso, em reação ao torque exercido pelo escoamento no rotor, o fluxo após a turbina gira na direção oposta à rotação da mesma, gerando uma vorticidade, como mostrado na Figura 3.

Figura 3 – Modelo de tubo de fluxo com rotação atrás do rotor.



Fonte: Manwell et al (2009).

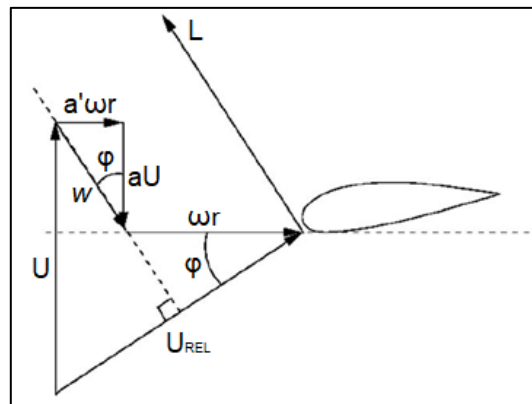
Então, Hansen (2008) concluiu que a geração do sistema de vórtices atrás da turbina causa uma redução da velocidade de rotação do rotor. E, de forma análoga ao fator de indução axial, é possível quantificar essa redução através do fator de indução tangencial (a'). Segundo o mesmo autor, a velocidade tangencial do fluxo após o rotor é dada por uma relação entre a velocidade angular do rotor (ω) e o fator de indução tangencial, dada por $2a'\omega r$. Porém, como o fluxo não rotaciona à montante da turbina, a velocidade tangencial induzida no plano do rotor é aproximadamente $a'\omega r$.

Então, de acordo com Manwell et al (2009), a velocidade tangencial do fluxo no plano do rotor (U_T) é dada pela soma da velocidade tangencial do rotor ($\omega \cdot r$) e a velocidade induzida do fluxo no plano do rotor, através da Equação 14.

$$U_T = \omega r(1 + a') \quad (14)$$

Na Figura 4, é possível observar a influência dos fatores de indução axial e tangencial nas velocidades em uma seção de pá.

Figura 4 – Esquema de velocidades em uma seção de pá.



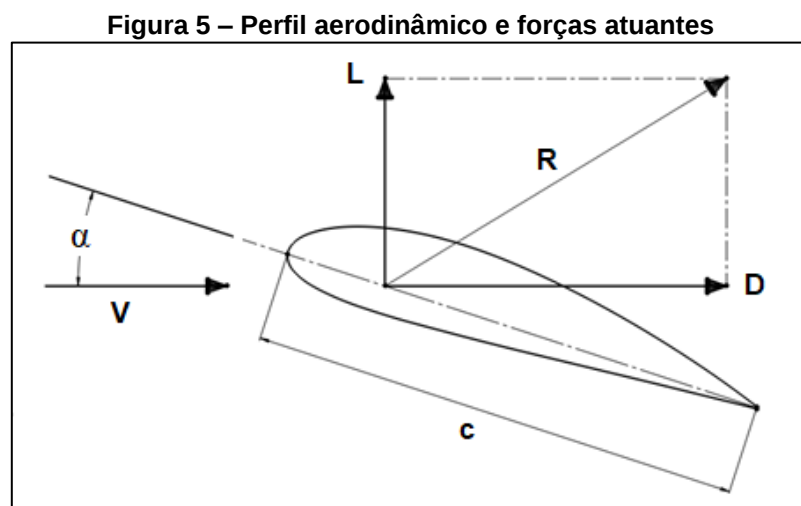
Fonte: Adaptado de Hansen (2008).

1.2.4 Fundamentos de aerodinâmica

Para a concepção do projeto de um rotor hidrocínético, é necessário o entendimento das forças hidrodinâmicas que atuam sobre suas pás. Desta forma, são introduzidos conceitos de aerodinâmica associados ao projeto de rotores hidrocínicos.

De acordo com Manwell et al (2009), aerofólios são estruturas com formas geométricas específicas que geram forças devido ao seu movimento relativo a um fluido circunvizinho e, são utilizados em pás de turbinas eólicas e hidrocínicas para desenvolver potência mecânica.

Segundo Anderson (2011), o fluido, com velocidade V , incidente em um aerofólio produz uma força resultante aerodinâmica (R), cujas componentes são a sustentação (L) e o arrasto (D), conhecido como resistência aerodinâmica ao movimento do perfil. Na Figura 5, é apresentado o contorno de um aerofólio, denominado perfil aerodinâmico, com suas principais características. A corda (c) representa a distância entre suas extremidades, e o ângulo de ataque (α) corresponde à obliquidade do perfil em relação ao escoamento.



Fonte: Adaptado de Anderson (2011).

Para quantificar as forças em relação a um fluido, são definidos valores adimensionais denominados coeficientes de sustentação (C_L) e de arrasto (C_D). De acordo com o Anderson (2011), são mais fundamentais para análises aerodinâmicas que as próprias forças aerodinâmicas.

Segundo Hansen (2008), o valor do C_L aumenta quase linearmente com o aumento do α , até um determinado valor de α , quando o C_L atinge seu valor máximo. Após isso, o valor de C_L decresce bruscamente, situação conhecida como estol. Já com o valor de C_D , ocorre o contrário: permanece quase constante para baixos ângulos de ataque e aumenta rapidamente após o estol.

Os valores dos coeficientes de arrasto e sustentação em função do ângulo de ataque, assim como a eficiência aerodinâmica (C_L/C_D), podem facilmente ser obtidos através de análises de perfil em programas específicos, como o XFRL 5.

1.2.5 Cálculo para a obtenção da geometria de rotores

A geometria de um rotor hidrocínético é caracterizada basicamente pelo seu número de pás e raio, além das cordas e ângulos de torção ao longo do raio da pá. Através do equacionamento proposto por Manwell et al (2009), é possível determinar a geometria de rotores hidrocínéticos.

O raio do rotor pode ser arbitrariamente selecionado, por questões de escolha do projetista devido ao espaço escolhido para sua instalação. Ou, através da Equação 15, pode ser calculado para uma determinada potência desejada e condições do fluxo.

$$R = \sqrt{\frac{2P}{\rho \pi U^3 C_P}} \quad (15)$$

Onde P é a potência desejada e C_P é o coeficiente de potência, que deve ser determinado arbitrariamente para iniciar o projeto. Na análise de desempenho este valor será recalculado.

Em seguida, deve ser determinada a razão de velocidade na ponta da pá de operação da turbina, λ , que representa a razão entre a velocidade tangencial do rotor e a velocidade do fluxo livre. Segundo Manwell et al (2009), para geração de energia elétrica, o valor de λ deve estar entre 4 e 10. Após isso deve ser calculada a razão de velocidade local da pá (λ_r) em função do raio (r) ao longo da pá, através da Equação 16

$$\lambda_r = \lambda \frac{r}{R} \quad (16)$$

Para o cálculo da geometria, são necessários os dados de ângulo de ataque ótimo e seu coeficiente de sustentação correspondente. E então, calcula-se os valores de ângulo de fluxo ideal (φ), e corda (c), ao longo do raio da pá, através das Equações 17 e 18.

$$\varphi = \frac{2}{3} \tan^{-1} \left(\frac{1}{\lambda_r} \right) \quad (17)$$

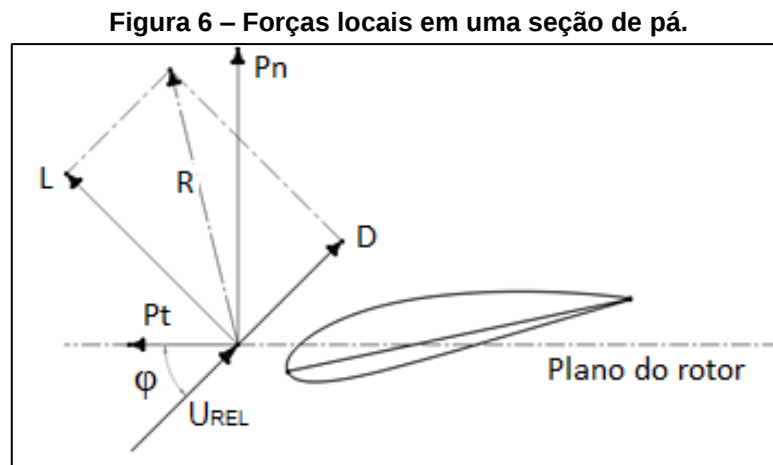
$$c = \frac{8\pi r}{BC_L} (1 - \cos \varphi) \quad (18)$$

Segundo Veloso & Clemente (2013), após a determinação do ângulo de ataque ótimo na análise de perfis, é necessário que seu posicionamento seja garantido ao longo da pá. Isso é possível através do ângulo de torção (β) que é determinado através da Equação 19.

$$\beta = \varphi - \alpha \quad (19)$$

1.2.6 Aerodinâmica para rotores

Para analisar as forças do escoamento sobre as pás, Hansen (2008) utiliza projeções das componentes L e D , gerando uma força normal (P_n) e uma tangencial (P_t) ao plano do rotor. Na Figura 6, é possível observar a representação das forças descritas.



Fonte: Adaptado de Hansen (2008)

Desta forma, projetando as forças de sustentação e arrasto no plano do rotor, obtêm-se as Equações 20 e 21.

$$P_n = L \cos \varphi + D \sin \varphi \quad (20)$$

$$P_t = L \sin \varphi - D \cos \varphi \quad (21)$$

A força normal local, P_n , representa o esforço ao qual a estrutura das pás é submetida, e a força tangencial local, P_t , é responsável por gerar a rotação do rotor. A fim de simplificar a análise, Hansen (2008) reescreve as equações (20) e (21) com coeficientes adimensionais de sustentação e arrasto, gerando as equações (22) e (23).

$$C_n = C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi \quad (22)$$

$$C_t = C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi \quad (23)$$

Através das relações acima, é possível observar a influência dos coeficientes de sustentação e arrasto no desempenho e na estrutura do rotor. Através da Equação 22, observa-se que tanto a sustentação quanto o arrasto, influenciam na força normal imposta sobre o rotor.

Segundo Neto (2015), o arrasto atua contra o movimento das pás, fazendo com que sua velocidade diminua, enquanto a sustentação favorece o aumento da rotação das pás. Então, como pode ser observado na Equação 23, quanto maior for a eficiência aerodinâmica (C_L/C_D), maior será o coeficiente de força tangencial da turbina e, conseqüentemente, a potência gerada.

Algumas pás são compostas por dois ou mais perfis aerodinâmicos pois, de acordo com Schubel & Crossley (2012), pode ser dividida em três regiões estruturais: raiz, meio vão e ponta. Segundo o mesmo autor, na raiz as cargas são bem mais altas em relação às outras duas regiões. Então, para que sua integridade estrutural seja garantida, normalmente são compostas por perfis mais espessos, mesmo que haja uma perda aerodinâmica. Em contrapartida, as regiões do meio vão e ponta são consideradas aerodinamicamente críticas, então deve-se maximizar a eficiência aerodinâmica e considerar perfis menos espessos.

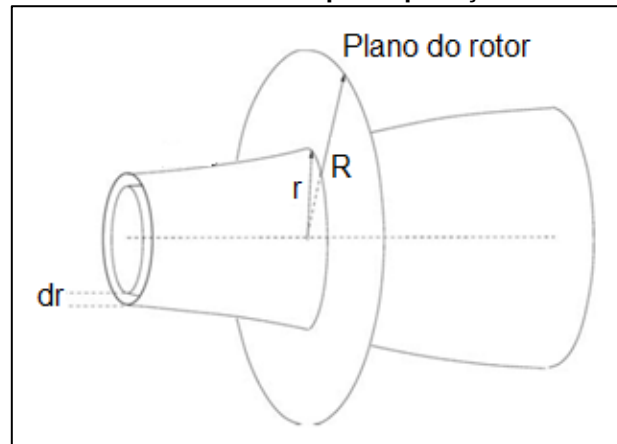
1.2.7 Teoria do Momento do Elemento de Pá – BEM

Na teoria do momento unidimensional, a geometria do rotor – número de pás, distribuição de torção e corda e o aerofólio usado – não é considerada. Desta forma, não

é possível obter resultados de desempenho suficientemente plausíveis para a concepção do projeto de um rotor. Então, para que se obtenha uma análise de desempenho que gere resultados com boa acurácia, é necessário que se aplique teoria do momento do elemento de pá (BEM).

Segundo Hansen (2008), o método BEM une a teoria do momento com a teoria do elemento de pá, que considera a geometria e os eventos locais que ocorrem nas pás reais. Neste método, o tubo de fluxo introduzido na teoria do momento unidimensional é discretizado em um número N de elementos anulares com espessura dr , conhecidos como elementos de pá, como mostrado na Figura 7.

Figura 7 – Volume de controle para aplicação da teoria BEM.

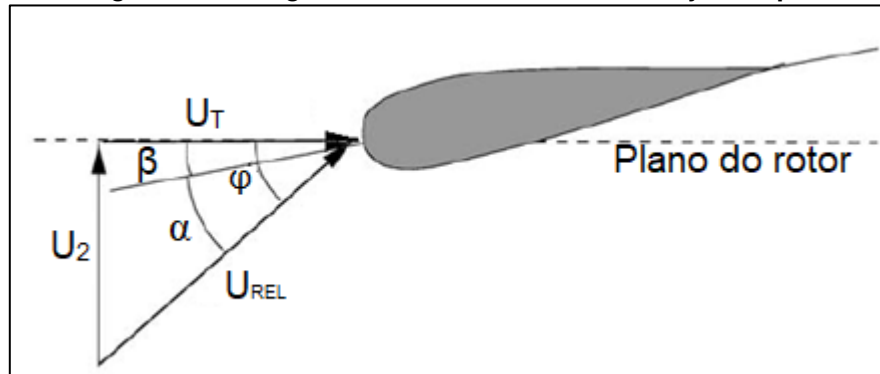


Fonte: Adaptado de Hansen (2008).

Para aplicação do método BEM, segundo Hansen (2008), são feitas duas suposições para cada elemento de pá: não existe dependência radial entre eles, ou seja, o que acontece em um elemento não influencia no outro; e as forças das pás no fluxo são constantes em cada elemento de pá, isso corresponde a um rotor com número infinito de pás. A segunda consideração é posteriormente corrigida com o fator de perda nas pontas de Prandtl, que considera as perdas causadas nas pontas de um rotor com número finito de pás.

Antes de apresentar as equações desenvolvidas no método, é necessário definir algumas variáveis necessárias para a sua execução através do triângulo de velocidades simplificado, apresentado na Figura 8.

Figura 8 – Triângulo de velocidades em uma seção de pá.



Fonte: Adaptado de Hansen (2008).

A velocidade relativa, U_{REL} , é a combinação entre as velocidades induzidas axial e tangencial, dada pela Equação 24.

$$U_{REL} = \frac{U(1 - a)}{\sin \varphi} \quad (24)$$

O ângulo de fluxo, φ , é caracterizado pela inclinação entre a velocidade relativa e o plano do rotor, e calculado através da Equação 25.

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{(1 - a)U}{(1 + a')\omega r} \quad (25)$$

E o ângulo de ataque do perfil está relacionado aos ângulos de fluxo e de torção através da Equação 26.

$$\alpha = \beta + \varphi \quad (26)$$

1.2.7.1 Teoria do momento

Em sua obra, Manwell et al (2009) explica que a aplicação da teoria da conservação do momento linear no volume de controle apresentado na Figura 2, resulta em uma expressão para o diferencial de força normal em um elemento anular de raio, r , e espessura, dr , apresentado na Equação 27.

$$dF_n = \rho U^2 4a(1 - a)^2 \pi r dr \quad (27)$$

Analogamente, aplicando a equação da conservação do momento angular, é possível obter o diferencial de torque transmitido a cada elemento de pá, apresentado na Equação 28.

$$dQ = \rho U 4a'(1 - a)\pi r^3 \omega dr \quad (28)$$

1.2.7.2 Teoria do elemento de pá

Esta teoria, segundo Manwell et al (2009), afirma que as forças nas pás de uma turbina também podem ser expressas em função dos coeficientes de sustentação e arrasto do perfil, e de seu ângulo de ataque. E então, foram desenvolvidas novas fórmulas para o diferencial de força normal, dF_n , e torque, dQ , apresentadas nas Equações 29 e 30

$$dF_n = \frac{1}{2} \rho B \frac{U^2 (1 - a)^2}{\sin^2 \varphi} (C_L \cos \varphi + C_D \sin \varphi) c dr \quad (29)$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho B \frac{U(1 - a)\omega r(1 + a')}{\sin \varphi \cos \varphi} (C_L \sin \varphi - C_D \cos \varphi) c dr \quad (30)$$

Substituindo as equações 22 e 23 nas equações acima, obtém-se as Equações 31 e 32.

$$dF_n = \frac{1}{2} \rho B \frac{U^2 (1 - a)^2}{\sin^2 \varphi} C_n c dr \quad (31)$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho B \frac{U(1 - a)\omega r(1 + a')}{\sin \varphi \cos \varphi} C_t c dr \quad (32)$$

O diferencial de potência extraída (dP) é obtido multiplicando o diferencial de torque pela velocidade angular do rotor, como mostrado na Equação 33.

$$dP = \omega dQ \quad (33)$$

1.2.7.3 Determinação dos fatores de indução através do BEM

De acordo com Hansen (2008), se as Equações 27 e 31 para o diferencial de força normal (dF_n) forem igualadas e, aplicando o conceito de solidez local apresentado na Equação 34, é possível obter a fórmula para o fator de indução axial para cada seção de pá, mostrado na Equação 35.

$$\sigma' = \frac{cB}{2\pi r} \quad (34)$$

$$a = \frac{1}{\frac{4\sin^2\phi}{\sigma' C_n} + 1} \quad (35)$$

De forma análoga a obtenção do fator de indução axial, obter o valor do fator de indução tangencial (Equação 36) para cada seção de pá, através das equações de diferencial de torque.

$$a' = \frac{1}{\frac{4\sin\phi\cos\phi}{\sigma' C_t} - 1} \quad (36)$$

1.2.7.4 Fator de correção de Prandtl

Para corrigir a consideração realizada inicialmente sobre o rotor possuir um número infinito de pás, é aplicado um fator de correção de perdas nas pontas das pás. Segundo Manwell et al (2009), como a pressão na parte superior do perfil é menor que na parte inferior, o fluido tende a fluir da parte inferior para a superfície superior, reduzindo a potência perto da ponta da pá. Este efeito tende a ser mais perceptível em pás mais largas.

Diversos métodos foram desenvolvidos para incluir essa perda de potência nas pontas. Porém, a abordagem mais direta foi desenvolvida por Prandtl, através da Equação 37.

$$F = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left[\exp \left(- \left\{ \frac{(B/2)[1 - (r/R)]}{(r/R) \sin \phi} \right\} \right) \right] \quad (37)$$

Onde o ângulo resultante da função cosseno inversa é assumido em radianos. E, o valor de F, calculado para cada seção de pá, é introduzido nas equações do torque e da potência, gerando as Equações 38 e 39.

$$dF_n = F_p U^2 4a(1 - a)^2 \pi r dr \quad (38)$$

$$dQ = F_p U 4a'(1 - a) \pi r^3 \omega dr \quad (39)$$

1.2.7.5 Algoritmo para a execução método BEM

Para a execução do método, Hansen (2008) propõe um algoritmo de 8 passos para calcular os fatores de indução axial e tangencial de forma iterativa e, em seguida, as cargas nas pás e o torque do rotor. Uma vez que cada elemento de pá não possui interferência aerodinâmica de outro elemento, cada seção pode ser calculada separadamente. E, para a execução do algoritmo, todos os valores relacionados à geometria das pás e condições iniciais de operação da turbina devem ser pré-determinados. Os passos do algoritmo são:

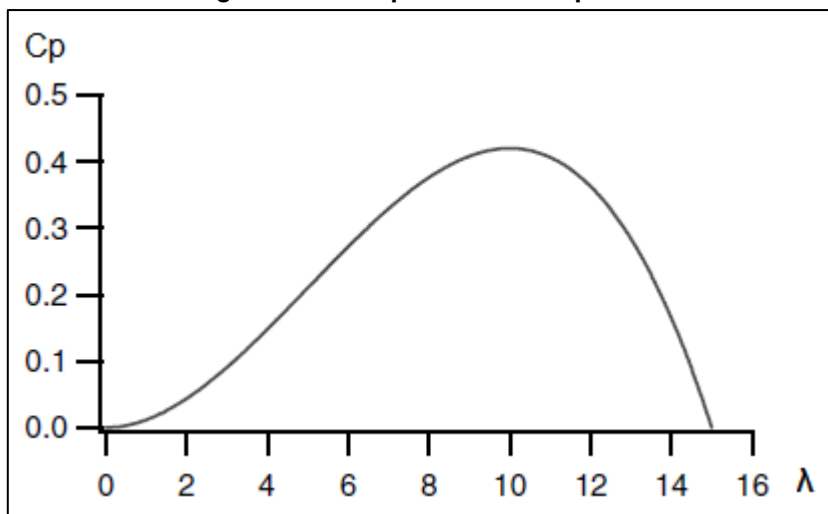
- I. Supõe-se valores iniciais para a e a' .
- II. Calcula-se o valor do ângulo de fluxo, ϕ , através da Equação 25.
- III. Calcula-se o ângulo de ataque, α , através da Equação 26.
- IV. Determina-se o valor de C_L e C_D , através de α .
- V. Calcula-se o valor de C_n e C_t , através das Equações 22 e 23.
- VI. Calcula-se a e a' através das Equações 35 e 36.
- VII. Se os valores de a e a' convergirem, termina. Senão, reinicia do passo II.
- VIII. Calcula-se os valores dos carregamentos para a seção da pá através das Equações 38, 39 e 33.

1.2.7.6 Curvas C_p vs λ

Após o projeto do rotor ter sido desenvolvido para uma determinada condição de operação, relacionada à razão de velocidade na ponta da pá, Manwell et al (2009) afirma que é necessário que se realize uma predição do desempenho da turbina para qualquer situação de operação. Isto pode ser feito através da construção de um gráfico relacionando o coeficiente de potência, apresentado na Equação 40, e a razão de velocidade na ponta da pá, como o exemplo mostrado na Figura 9.

$$C_P = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda a'(1-a)\lambda_r^3 d\lambda_r \quad (40)$$

Figura 9 - Exemplo de curva C_p vs λ .



Fonte: Adaptado de Manwell et al (2009).

2 METODOLOGIA

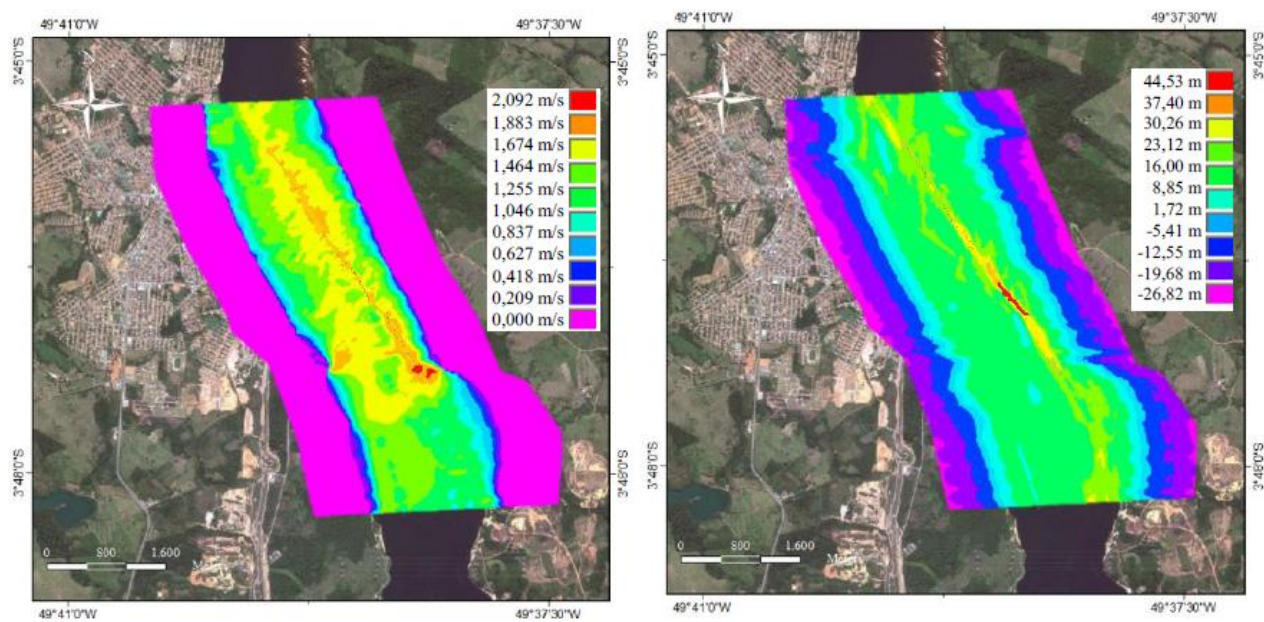
Nesta seção, serão apresentados todos os procedimentos e decisões necessários para a concepção do projeto.

2.1 ÁREA DE INSTALAÇÃO DAS TURBINAS

Inicialmente, foi realizado um estudo sobre a região à jusante da hidroelétrica de Tucuruí, área onde a turbina deverá ser instalada, a fim de se determinar o melhor valor para a seu diâmetro e suas condições de operação.

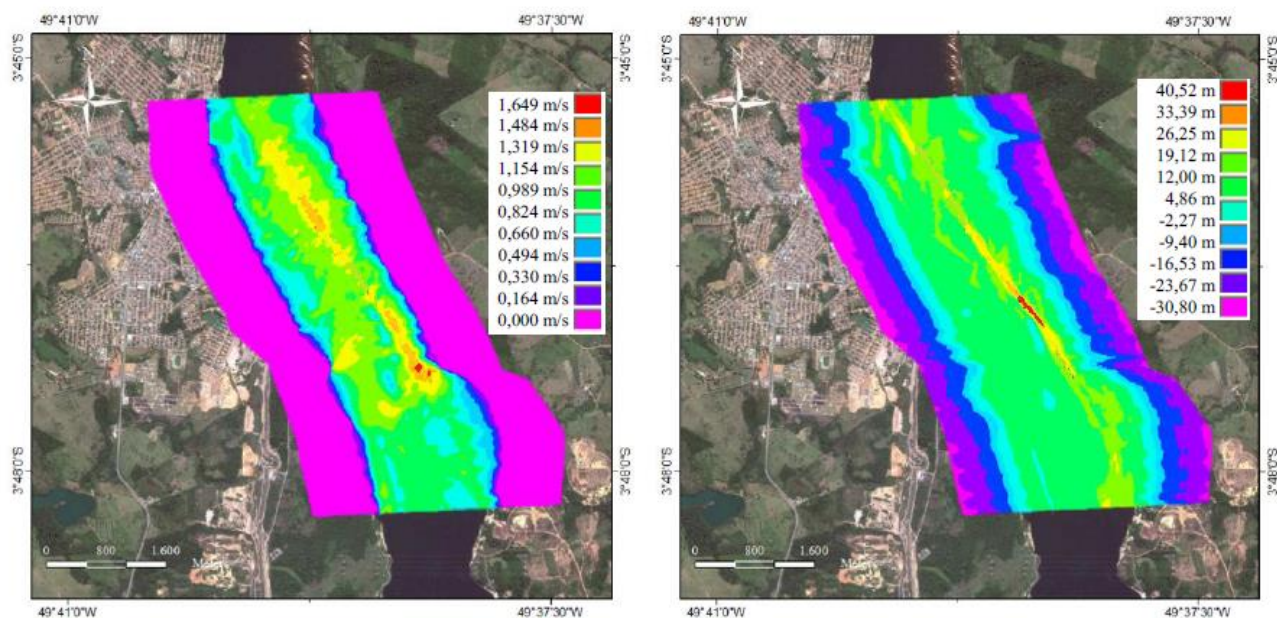
Através do trabalho de Holanda (2017), foi possível obter as isosuperfícies de velocidade e profundidade da região para três condições de vazão, apresentadas nas Figuras 10, 11 e 12. De acordo com o funcionamento da usina de Tucuruí, tem-se uma vazão máxima de 31.274 m³/s, média de 14.784 m³/s e mínima de 3.772 m³/s.

Figura 10 - Isosuperfícies de velocidade e profundidade para vazão máxima.



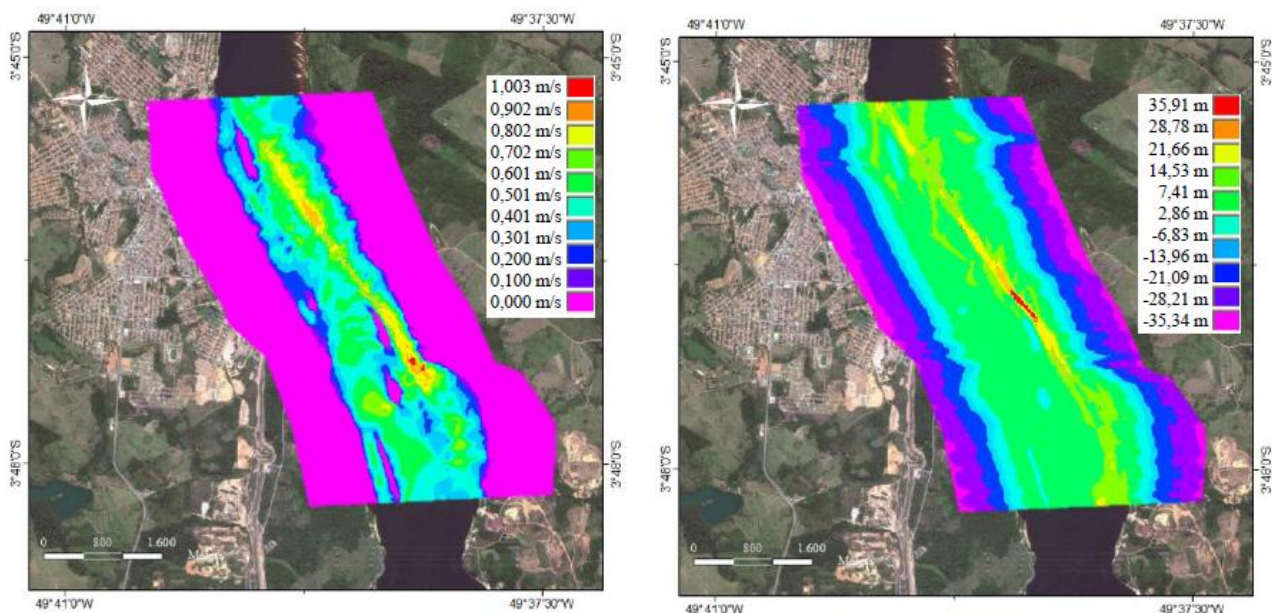
Fonte: Adaptado de Holanda (2017).

Figura 11 - Isosuperfícies de velocidade e profundidade para vazão média.



Fonte: Adaptado de Holanda (2017).

Figura 12 - Isosuperfícies de velocidade e profundidade para vazão mínima.



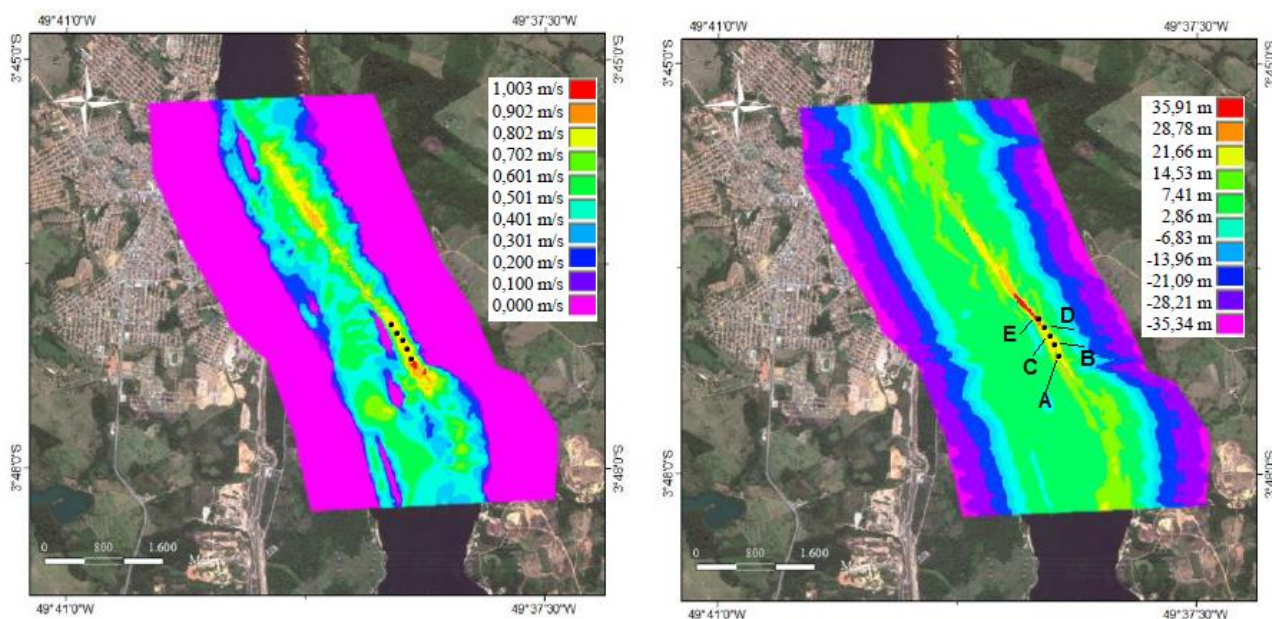
Fonte: Adaptado de Holanda (2017).

Segundo Bolaños (2015), a distância entre as turbinas deve ser maior que 10 vezes o seu diâmetro. Para que as turbinas sejam capazes de operar em quaisquer das situações de vazão dadas, considerou-se para a determinação do diâmetro, a condição

de vazão mínima. E, observando as isosuperfícies nas regiões mais profundas, definiu-se o valor de 7 m para diâmetro (D_T) dos rotores.

E então, foram determinados 5 pontos onde a profundidade para vazão mínima permite a instalação de turbinas com diâmetro de 7 m e com distâncias de aproximadamente 150 m entre si. Os pontos, identificados como A, B, C, D e E, são apresentados na Figura 13.

Figura 13 - Posicionamento de instalação das turbinas.



Fonte: Adaptado de Holanda (2017).

Desta forma, fazendo a análise das isosuperfícies nas três condições de vazão, foi possível obter as velocidades médias aproximadas de corrente livre (U) nos pontos escolhidos para a instalação das turbinas, que são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Velocidades de corrente livre para as três condições de vazão.

Ponto	U [m/s]		
	Mínima	Média	Máxima
A	1,003	1,649	2,092
B	0,802	1,484	1,883
C	0,802	1,484	1,883
D	0,802	1,319	1,883
E	0,802	1,319	1,883

Fonte: Adaptado de Holanda (2017).

2.2 ESCOLHA DOS PERFIS AERODINÂMICOS

Para a determinação dos perfis a serem implantados no projeto, foi considerada a lista perfis de mais comumente utilizados em projetos de turbinas eólicas e hidrocínéticas proposta por Veloso & Clemente (2013), apresentada no Quadro 1.

Quadro 1 - Perfis mais comumente utilizados.

AG 04	COANDA 1	NACA 0015	NACA 653218
AG 37	GM 15	NACA 4412	S 1223
AH 93 W 145	MH 92	NACA 6409	S 7055
AH 93 W 174	MH114	NACA 23018	NACA 63415
CLARK Y	NACA 0012	NACA 634221	SG 6043

Fonte: Veloso & Clemente (2013).

Uma análise de desempenho foi realizada em cada perfil através do programa XFRL 5. Para a execução da análise, foi necessário definir os seguintes parâmetros:

- Número de Reynolds – $Re = 10^6$
- Número de painéis = 130
- Quantidade máxima de iterações = 100
- Ângulo de ataque (α) variando de -5° a 25° com incremento de 0,1

A partir do resultado da análise, apresentado de forma resumida no Apêndice A, foi possível obter as características de todos os perfis. Então, dentre os de melhor performance, foram selecionados dois: o NACA 4412 para a raiz, a ser implantado do início até 1/5 do raio da pá; e o NACA 6409, de menor espessura e maior eficiência aerodinâmica para o resto da pá. Além das espessuras, atentou-se para o formato dos perfis, para que não sejam muito diferentes, de modo a evitar problemas no desenho da pá. Suas características para ângulo de ataque ótimo, ou seja, maior eficiência aerodinâmica, são apresentadas na Tabela 2. Além disso, as curvas resultantes das análises podem ser observadas no Apêndice B.

Tabela 2 - Características de desempenho dos perfis escolhidos.

Perfil	α	C_L	C_D
NACA 4412	$5,7^\circ$	1,094	0,008
NACA 6409	$4,5^\circ$	1,142	0,008

Fonte: Produzido pelo autor (2019).

2.3 DETERMINAÇÃO DA GEOMETRIA DAS PÁS

Para calcular a geometria das pás dos rotores, foi aplicado o equacionamento proposto por Manwell et al (2009). Inicialmente, foram definidos os dados de entrada de geometria e as condições de operação da turbina, discutidos a seguir.

O primeiro parâmetro definido foi o raio do cubo (r'), como 0,5 m. Em seguida, para a escolha do número de pás, considerou-se que, de acordo com Hau (2006), a potência da turbina aumenta proporcionalmente ao número de pás (B). Porém, o aumento na potência de uma turbina de quatro pás é de aproximadamente 1,5% em relação a um rotor de três pás, o que não justifica o aumento do custo e complexidade do rotor causado pela adição de mais uma pá. Então, optou-se por um rotor com três pás, também por ser o modelo mais amplamente utilizado.

Na sequência, foi determinada a razão de velocidade na ponta da pá (λ) de projeto, na qual a turbina opera otimamente. Como este valor é em função da rotação do rotor, dado ainda não conhecido, foi determinado por meio da seguinte consideração: segundo Hau (2006), uma turbina de três pás trabalha otimamente com razão de velocidade na ponta entre 7 e 8, então, foi escolhido arbitrariamente o valor de 7.

E por fim, para a realização do desenho do rotor e análise de seu desempenho através do BEM, as pás foram divididas em 20 elementos, valor usual segundo Manwell et al (2009). Na Tabela 3, são apresentadas de forma resumida, todas as informações necessárias para o cálculo da geometria do rotor.

Tabela 3 - Dados de entrada para o projeto do rotor.

Raio do rotor - R [m]	3,5
Raio do cubo - r' [m]	0,5
Número de pás - B	3
Razão de velocidade na ponta da pá - λ	7
Elementos de pá - N	20
Ângulo de ataque do perfil de raiz - α_r [°]	5,7
Coeficiente de sustentação do perfil de raiz - C_{Lr}	1,094
Ângulo de ataque do perfil de pá - α_m [°]	4,5
Coeficiente de sustentação do perfil de pá - C_{Lm}	1,142

Fonte: Produzido pelo autor (2019).

Através da Parte 3, do código apresentado no Apêndice C, foi possível calcular a geometria das pás. Como a pá foi dividida em 20 elementos, foram obtidos 21 valores de corda e ângulos de torção.

2.4 ANÁLISE DE FORÇAS NOS ROTORES

Os valores da força normal atuante sobre os rotores e do torque gerado pelas pás, bem como a potência extraída do fluxo, podem ser calculados através do método BEM. Para isso, é necessário que sejam calculados os fatores de indução relativos ao fluxo.

Para o cálculo dos fatores de indução axial (a) e tangencial (a') em cada seção de pá, foi desenvolvido um código em MatLab® com base no algoritmo proposto por Hansen (2008), já apresentado neste trabalho. É importante ressaltar que cada seção é calculada por vez.

Após a determinação do perfil aerodinâmico, da geometria da pá e das condições do fluxo, foi necessário definir valores para suposições iniciais dos fatores a e a' . Além disso, os erros iniciais para os mesmos, denominados da e da' , e a tolerância de erro (E) para o cálculo iterativo. Neste trabalho, estes valores foram definidos como apresentado na Tabela 4.

Tabela 4 - Dados de entrada para o cálculo iterativo.

a	$1/3$
a'	0
da	1
da'	1
E	10^{-4}

Fonte: Produzido pelo autor (2019).

Inicialmente é calculado o ângulo de fluxo real (Equação 27) e em seguida o ângulo de ataque real (Equação 28) do perfil em relação à velocidade relativa. Após isso, devem ser determinados os coeficientes de sustentação e arrasto através das relações $C_L \times \alpha$ e $C_D \times \alpha$, obtidas na análise dos perfis escolhidos, que devem ser inseridas no código como arquivo de texto.

De posse destes dados, são calculados os coeficientes de força normal e tangencias, através das Equações 24 e 25, respectivamente, e a solidez local (Equação

35). E assim, são calculados os novos valores para a e a' , por meio das Equações 36 e 37. Após isso, são definidos os novos valores de erros para os fatores de indução, através do módulo da diferença entre os valores iniciais e os novos calculados de a e a' .

E então, é aplicada a seguinte lógica para a iteração: enquanto os valores dos erros para a e a' forem maiores que a tolerância inicialmente estabelecida, os fatores a e a' serão recalculados a partir dos últimos valores definidos. Após a condição ser satisfeita, o programa computa os valores finais e segue para os cálculos referentes ao elemento de pá seguinte. É possível observar e entender todo este procedimento na Parte 4 do código, apresentado no Apêndice C, que foi realizado para cada rotor.

Para considerar as perdas nas pontas das pás, é calculado o fator de correção de Prandtl, através da Equação 38. Após isso, é possível calcular os valores dos diferenciais de força normal, torque, potência e coeficiente de potência, através das Equações 39, 40, 34 e 41, respectivamente, na Parte 5 do código.

E por fim, para a determinação da curva capaz de indicar o coeficiente de potência (C_P) para qualquer condição de velocidade de fluxo relativo, dentro da faixa de operação da turbina ($4 < \lambda < 10$), foi desenvolvida a Parte 6 do código. Nesta, todo o procedimento descrito acima foi feito variando somente o valor da razão de velocidade na ponta da pá (λ), que por sua vez, altera o ângulo de fluxo (ϕ).

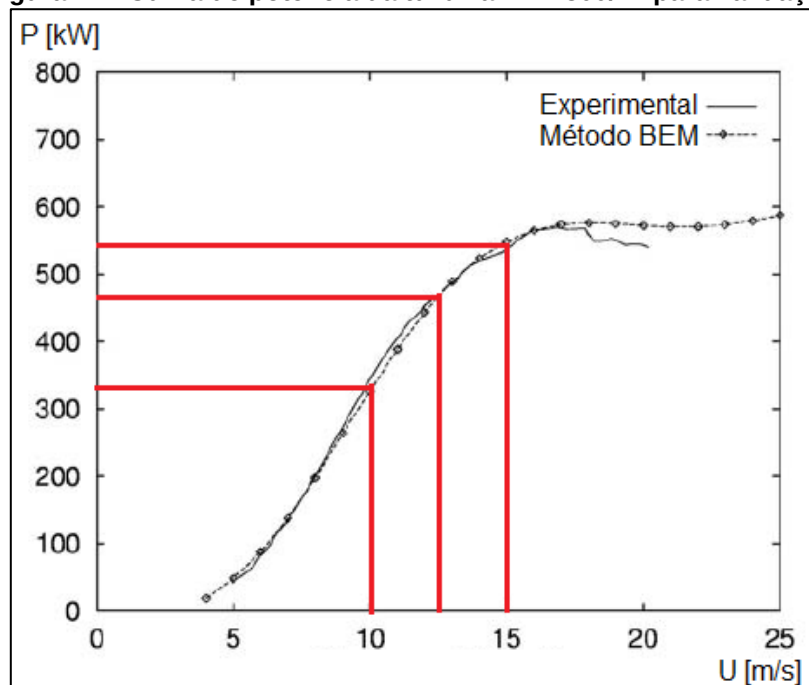
2.5 VALIDAÇÃO DO CÓDIGO

A validade do código foi comprovada através do exemplo apresentado na obra de Hansen (2008), com a turbina eólica Nordtank NTK 500/41, cujos principais parâmetros de operação, a geometria das pás e o perfil aerodinâmico utilizado são fornecidos.

O código desenvolvido para validação é apresentado no Apêndice D, e apenas algumas alterações foram realizadas em relação ao código deste projeto. Neste trabalho, foram utilizados dois perfis aerodinâmicos, e a turbina para validação foi considerada com apenas um. Além disso, alguns dados de entrada foram colocados de forma diferente, pois uma adequação foi feita em relação aos dados obtidos através de Hansen (2008). Contudo, toda a lógica do processo iterativo foi mantida.

E então, foi possível validar o código através da curva de potência em função da velocidade do vento, apresentada na Figura 14. As linhas em vermelho mostram as velocidades utilizadas para a validação.

Figura 14 - Curva de potência da turbina NTK 500/41 para validação.



Fonte: Adaptado de Hansen (2008).

Na Tabela 5, é possível observar os valores de potência aproximados obtidos na análise da curva e os obtidos pelo código de validação.

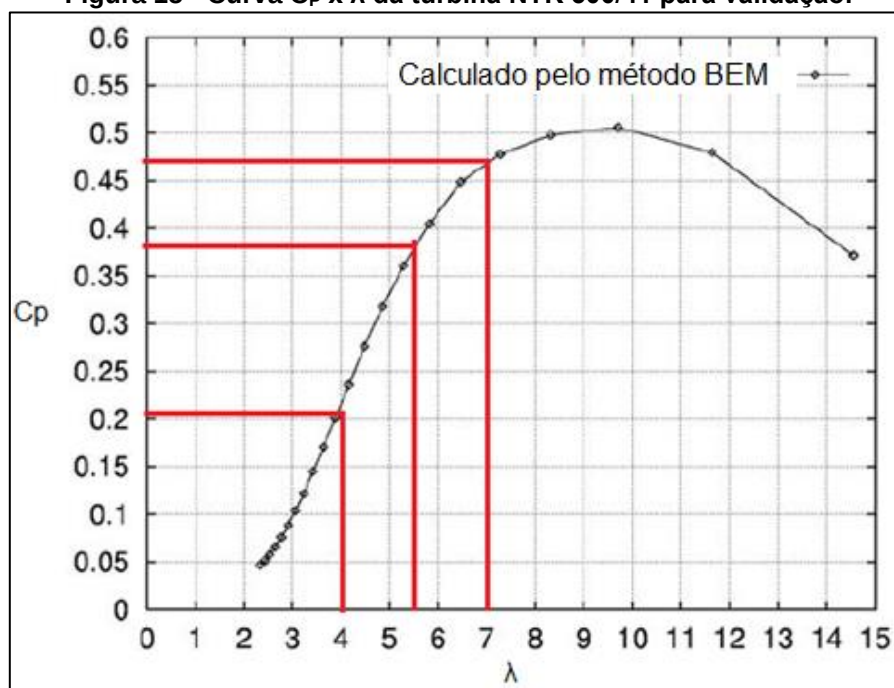
Tabela 5 - Parâmetros da turbina NTK 500/41 – P vs U.

U [m/s]	Potência [kW]	
	Curva	Código
10	335	319,15
12,5	470	473,06
15	540	549,25

Fonte: Produzido pelo autor (2019).

Através dos dados apresentados por Hansen (2008), também foi possível validar a concepção da curva $C_P \times \lambda$, desenvolvida neste projeto. A Figura 15 mostra a curva onde as linhas vermelhas indicam os valores de λ utilizados para a validação.

Figura 15 - Curva $C_p \times \lambda$ da turbina NTK 500/41 para validação.



Fonte: Adaptado de Hansen (2008).

E por fim, na Tabela 6, são apresentados os valores de coeficiente de potência aproximados obtidos através do gráfico e os obtidos por meio do código de validação.

Tabela 6 - Parâmetros da turbina NTK 500/41 – C_p vs λ

λ	Coeficiente de potência	
	Curva	Código
4	0,2	0,2182
5,5	0,37	0,3725
7	0,46	0,4559

Fonte: Produzido pelo autor (2019).

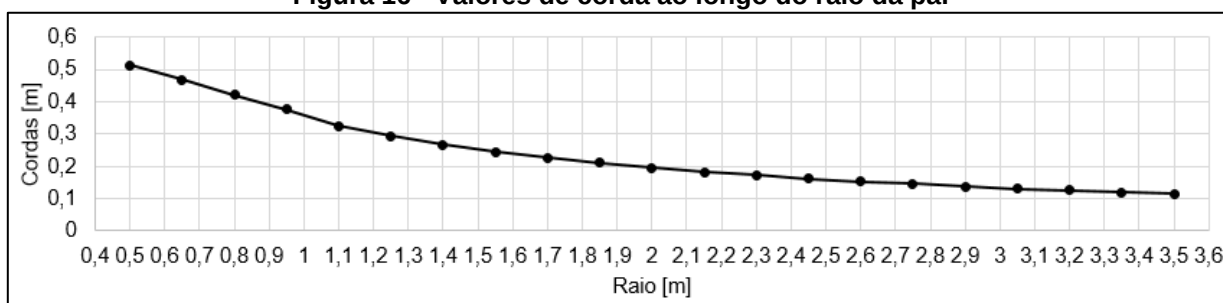
3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção, serão apresentados todos os resultados adquiridos através dos cálculos para a obtenção da geometria do rotor e análises do desempenho da turbina.

3.1 GEOMETRIA DO ROTOR

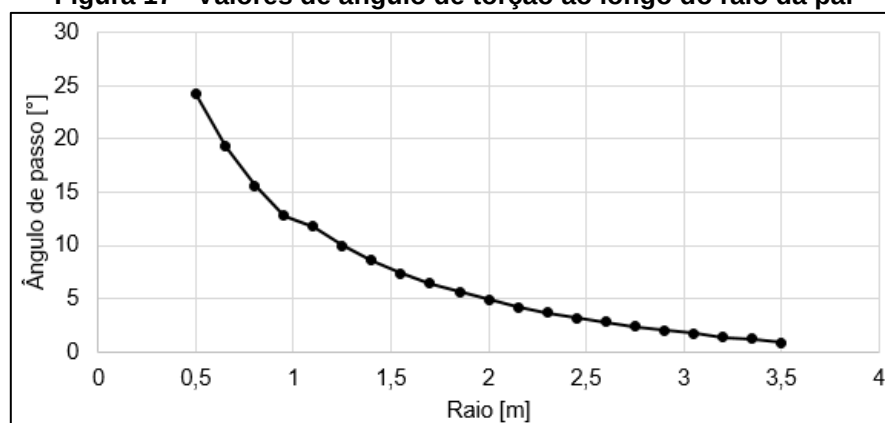
Através do código desenvolvido em MatLab®, foi possível obter a relação de cordas e ângulos de torção ao longo da pá, apresentada no Apêndice E. Os valores de corda e ângulo de torção ao longo do raio da pá podem ser visualizados nas Figuras 16 e 17, respectivamente.

Figura 16 - Valores de corda ao longo do raio da pá.



Fonte: Produzido pelo autor (2019).

Figura 17 - Valores de ângulo de torção ao longo do raio da pá.

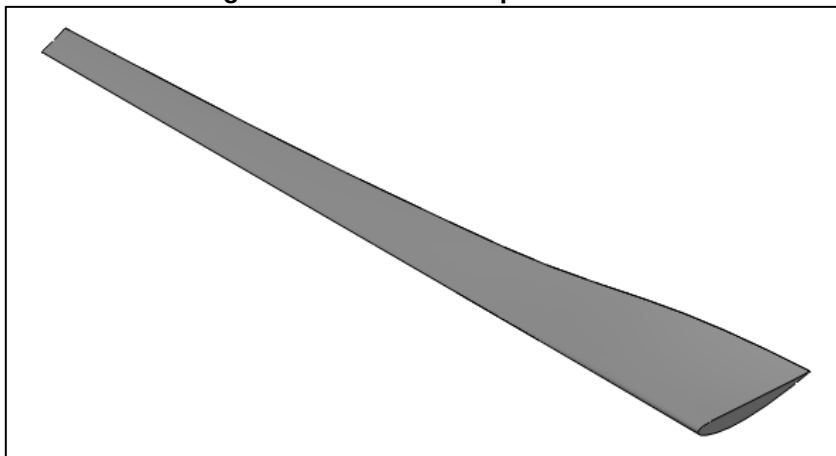


Fonte: Produzido pelo autor (2019).

Analisando a Figura 17, é possível observar uma pequena alteração da continuidade da curva nas proximidades de 1 m de raio. Isso se deve ao fato de a pá ser composta por dois perfis com ângulos de ataque ótimos distintos.

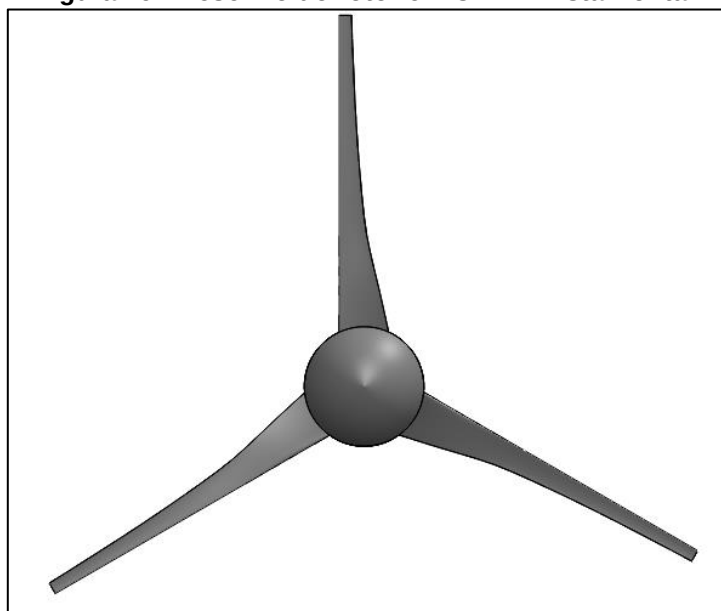
E então, foi possível realizar o desenho em CAD da pá e do rotor completo, apresentados nas Figuras 18 e 19, respectivamente.

Figura 18 - Desenho da pá em CAD.



Fonte: Produzido pelo autor (2019).

Figura 19 - Desenho do rotor em CAD – Vista frontal.



Fonte: Produzido pelo autor (2019).

3.2 DESEMPENHO DAS TURBINAS

A fim de avaliar a performance das turbinas, o código desenvolvido foi executado com as velocidades de corrente livre (U) inicialmente obtidas na Tabela 1. Os resultados de força normal sobre o rotor (F_n), torque (Q) e potência (P) gerada por cada turbina para

a razão de velocidade na ponta da pá (λ) de projeto, 7, são apresentados na Tabela 7, onde ω é a velocidade de rotação do rotor. Como as turbinas B e C operam nas mesmas velocidades, foram agrupadas na tabela, e o mesmo acontece para as turbinas D e E.

Tabela 7 - Resultados obtidos através do código.

Turbina	U [m/s]	ω [rpm]	F_n [kN]	Q [kN·m]	P [kW]
A	1,003	19,2	15,1	4,7	9,2
	1,649	30,5	40,9	12,8	42,2
	2,092	39,9	65,8	20,6	86,2
B e C	0,802	15,3	9,7	3,1	4,9
	1,484	28,3	33,1	10,4	30,8
	1,883	35,9	53,3	16,7	62,9
D e E	0,802	15,3	9,7	3,1	4,9
	1,319	25,2	26,2	8,2	21,6
	1,883	35,9	53,3	16,7	62,9

Fonte: Produzido pelo autor (2019).

Para avaliar a potência das turbinas considerando o gerador e a caixa de transmissão, os valores apresentados na tabela acima devem ser multiplicados pelas eficiências desses equipamentos. Para este trabalho, considerou-se os valores 93,7% e 98% para as eficiências do gerador e multiplicador, respectivamente, como propõe Holanda (2017). E então, os valores de potência das turbinas são apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 - Valores de potência gerados pelas turbinas.

Turbina	U [m/s]	P [kW]
A	1,003	8,4
	1,649	38,8
	2,092	79,1
B e C	0,802	4,5
	1,484	28,3
	1,883	57,8
D e E	0,802	4,5
	1,319	19,8
	1,883	57,8

Fonte: Produzido pelo autor (2019).

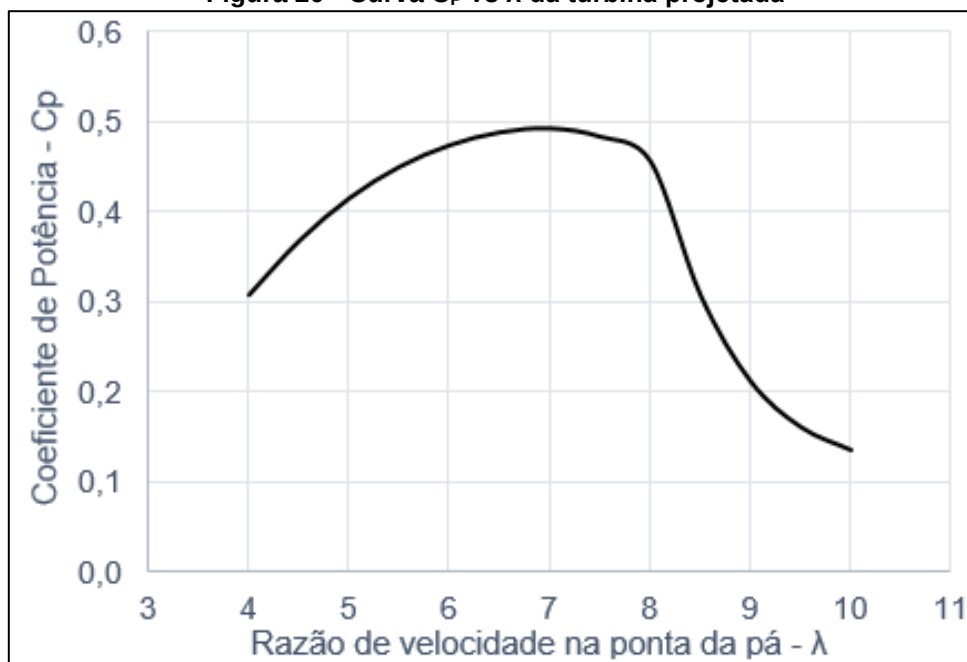
Estes resultados foram comparados com os parâmetros de desempenho da turbina apresentada no trabalho de Holanda (2017), que possui 10 m de diâmetro total e

1,5 m de diâmetro de cubo. Os valores de potência gerada para a faixa de velocidade de 1,5 a 2 m/s variam de 50 a 120 kW, aproximadamente. Considerando que as dimensões são maiores e o perfil aerodinâmico não é o mesmo, é possível afirmar que a turbina calculada neste trabalho possui valores potência compatíveis com o apresentado na literatura.

A partir da velocidade média de corrente livre da região, dada por 1,63 m/s segundo Holanda (2017), foi calculada a potência instalada do parque de cinco turbinas, sendo 195 kW. Este valor pode aumentar de acordo com a velocidade do fluxo.

Em seguida, para que as turbinas sejam avaliadas em qualquer condição de velocidade de corrente livre em relação à velocidade de rotação do rotor, dentro da faixa de operação para geração de energia elétrica ($4 < \lambda < 10$), foi desenvolvida uma curva de C_P em função de λ , apresentada na Figura 20. Nota-se que o C_P atinge seu valor máximo quando a razão de velocidade na ponta da pá é 7, valor para o qual a turbina foi projetada. Já que as turbinas possuem a mesma geometria, a curva abaixo é válida para todas.

Figura 20 - Curva C_P vs λ da turbina projetada



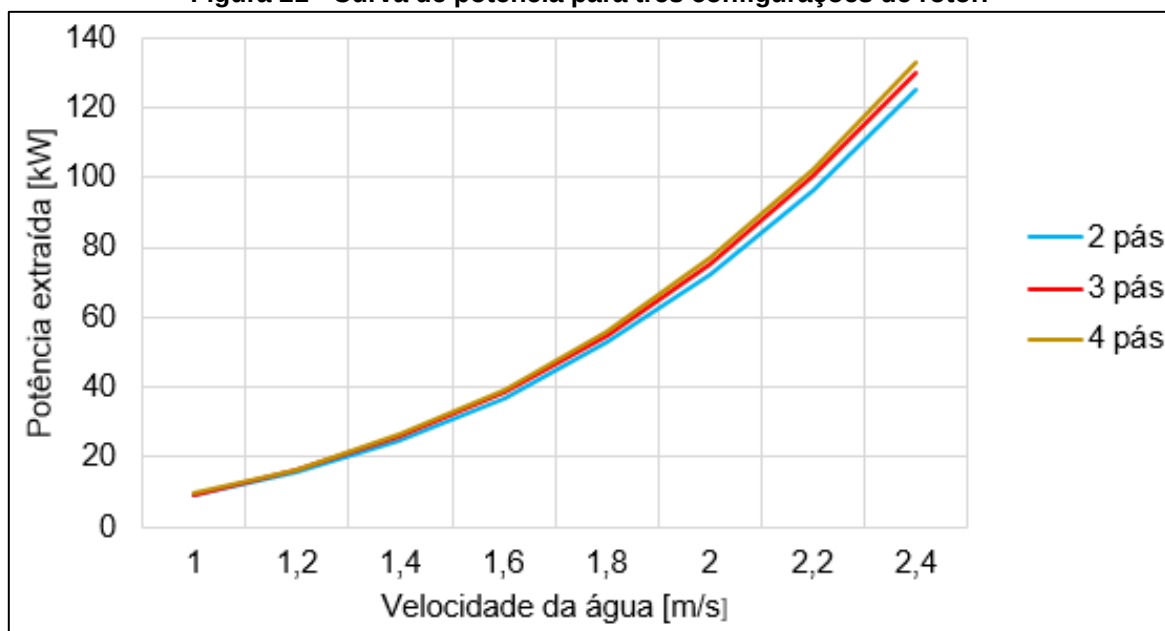
Fonte: Produzido pelo autor (2019).

3.3 VARIAÇÕES NO PROJETO DA TURBINA

O código desenvolvido neste trabalho é válido gerar geometria e analisar turbinas de geometrias diferentes, variando os dados de entrada.

Inicialmente, foram avaliadas as alterações na potência gerada com duas variações para o projeto mantendo o mesmo raio de pá e de cubo no desenvolvido neste trabalho, alterando apenas o número de pás. O resultado é apresentado na Figura 21.

Figura 21 - Curva de potência para três configurações de rotor.



Fonte: Produzido pelo autor (2019).

Os percentuais de melhoria no desempenho foram calculados e, alterando de 2 para 3 pás, obteve-se 4% de aumento na potência extraída. Esse valor justifica a decisão inicial por um rotor de 3 pás, pois além de expressivo, projetos de rotores de 3 pás vem sendo mais explorados pela bibliografia. E, alterando de 3 para 4 pás, o aumento calculado foi de 1,8%, valor que também corrobora a decisão inicial por um rotor de 3 pás.

Também, foi realizada uma avaliação alterando os raios da pá (R) e do cubo (r'), proporcionalmente aos valores do projeto deste trabalho, mantendo a configuração de 3 pás. Essa avaliação teve o objetivo de mostrar como a redução ou aumento em escala do rotor projetado interfere nos valores de potência, caso ele seja instalado em outros locais que restrinjam sua dimensão ou permitam que seja aumentada. Para a sua

simplificação, a análise foi feita mantendo constante o valor da velocidade da água em 1,5 m/s. Os resultados são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 - Variação da potência com a variação da dimensão do rotor.

Escala	r' [m]	R [m]	P [kW]
1:3	0,17	1,17	3,25
1:2	0,25	1,75	7,3
1:1	0,5	3,5	29,19
2:1	1	7	116,75
3:1	1,5	10,5	262,7

Fonte: Produzido pelo autor (2019).

4 CONCLUSÃO

A geração de energia elétrica a partir da correnteza de rios é uma solução bastante interessante para a redução da dependência de combustíveis fósseis e para a redução do nível de poluição e destruição do meio ambiente causado pela utilização dessas fontes. É importante que estudos sejam cada vez mais incentivados para que essa fonte renovável de energia seja aproveitada.

Ao mesmo tempo em que o Brasil possui uma grande bacia hidrográfica, possui uma grande quantidade de comunidades ribeirinhas sem acesso à energia elétrica, ou com acesso restrito. Neste sentido, projetos como o desenvolvido nesse trabalho também se tornam úteis para o atendimento desta demanda.

No desenvolvimento deste trabalho, foi possível entender como ocorre a extração de energia hidrocínética de rios, a influência de rotores no escoamento, e como o projeto de um rotor pode ser desenvolvido e analisado. Com este projeto, seria possível obter uma potência instalada de 195 kW através de 5 rotores com apenas 7 metros de diâmetro. Entretanto, através de melhorias no projeto do rotor e estudos mais sofisticados para sua geometria, é possível que este valor ainda aumente.

Através do código desenvolvido, foi possível obter os valores de força normal, que são usados para o projeto estrutural das pás e de toda a estrutura da turbina; o torque gerado, para o projeto dos eixos e caixa multiplicadora, juntamente com a velocidade angular do rotor, que também é obtida pelo código; e, o valor da potência gerada influencia na escolha do gerador para a conversão da energia mecânica em elétrica. O código também é válido para o projeto de rotores eólicos.

Contudo, é importante frisar que este trabalho consiste apenas no começo de um extenso estudo para o desenvolvimento de turbinas hidrocínéticas. Como o foco foi o projeto hidrodinâmico, alguns componentes não foram citados. Portanto, para as próximas etapas do projeto, sugerem-se o dimensionamento dos componentes mecânicos e do nacele, simulações estruturais e o desenvolvimento de um modelo em menor escala para testes e validação dos resultados apresentados neste trabalho.

REFERÊNCIAS

ANDERSON, J. D. **Fundamentals of aerodynamics**. 5th ed. McGraw-Hill, 2011.

ANEEL. Agência Nacional De Energia Elétrica. **Usinas hidrelétricas em operação até a data de 18/12/2015**. 2016. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/workshop-seguranca-de-barragem/-/asset_publisher/flqSq0sN5ibP/content/usinas-hidreletricas-em-operacao-ate-a-data-de-18-12-2015/656877?inheritRedirect=false>. Acesso em: 09 jan. 2019.

BARROS, A. A. T. S., Estudo numérico de um aerogerador projetado com a metodologia BEM e da utilização de um intensificador de potência. 2017. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Natal.

BOLAÑOS, G. A. I. **Estudo e melhoramento de uma turbina hidrocínética multiestágio**. Dissertação Mestrado (Engenharia de Energia). Universidade Federal de Itajubá (MG), 2015.

Empresa de Pesquisa Energética. **Balanco Energético Nacional 2017: Ano base 2016**. Rio de Janeiro, 2017.

GOLDEMBERG, J.; LUCON, O. **Energia e meio ambiente no Brasil**. Estudos Avançados. [online]. 2007, vol.21, n.59, pp.7-20. ISSN 0103-4014.

HANSEN, M. O. L. **Aerodynamics of wind turbines**. 2nd ed. Earthscan, 2008, 192p.

HAU, E. **Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics**. 3rd, translated edition. Springer, London, 2006. 888p.

HOLANDA, P. S. **Avaliação de potencial hidrocínético à jusante de Centrais Hidrelétricas**. 2017. Tese de Doutorado - Universidade Federal do Pará, Instituto de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais da Amazônia, Belém.

LEMKE, C. **Combustíveis fósseis e seus Impactos ambientais, sociais e geopolíticos**. Disponível em: <<http://www.engenharia-sustentavel.com/combustiveis-fosseis-e-seus-impactos-ambientais-sociais-e-geopolitico/>>. Acesso em: 01/10/2018.

MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J. G.; ROGERS, A. L., **Wind energy explained – Theory, design and application**. 2nd ed. John Wiley & Sons, 2009.

MANYARI, W. V. **Impactos ambientais a jusante de hidrelétricas, o caso da usina de Tucuruí, PA**. 2007. Tese (D.Sc., Planejamento Energético) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, Rio de Janeiro.

NETO, R. A. S., **Modelagem e análise de turbina hidrocínética por estágio cinético Curtis**. 2015. Trabalho de conclusão de curso. Universidade de Brasília - Faculdade UnB Gama – FGA, Brasília.

RODRIGUES, A. P. S. P., **Parametrização e Simulação Numérica da Turbina Hidrocínética – Otimização via Algoritmos Genéticos**. 2007. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Publicação ENM.DM-119^a/07, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 94p.

SANTOS, I. F. S.; FILHO, G. L. T.; BOTAN, A. C.; GALHARDO, C.; LOBÃO, P. H.; RAMIREZ, R. G. **Prospecção do potencial hidrocínético em trechos fluviais via modelagem numérica**. Revista Brasileira de Energia, vol. 23, 1º trim. 2017.

SANTOS, S.M. *et al.* **Turbina Hidrocínética Axial**. 10th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, 2004, Rio de Janeiro. Proceedings. Rio de Janeiro: ABCM, 2004. 5 p.

SCHUBEL, P. J.; CROSSLEY, R. J. **Wind Turbine Blade Design**. Energies, [s.l.], v. 5, n. 9, p. 3425-3449, 6 set. 2012.

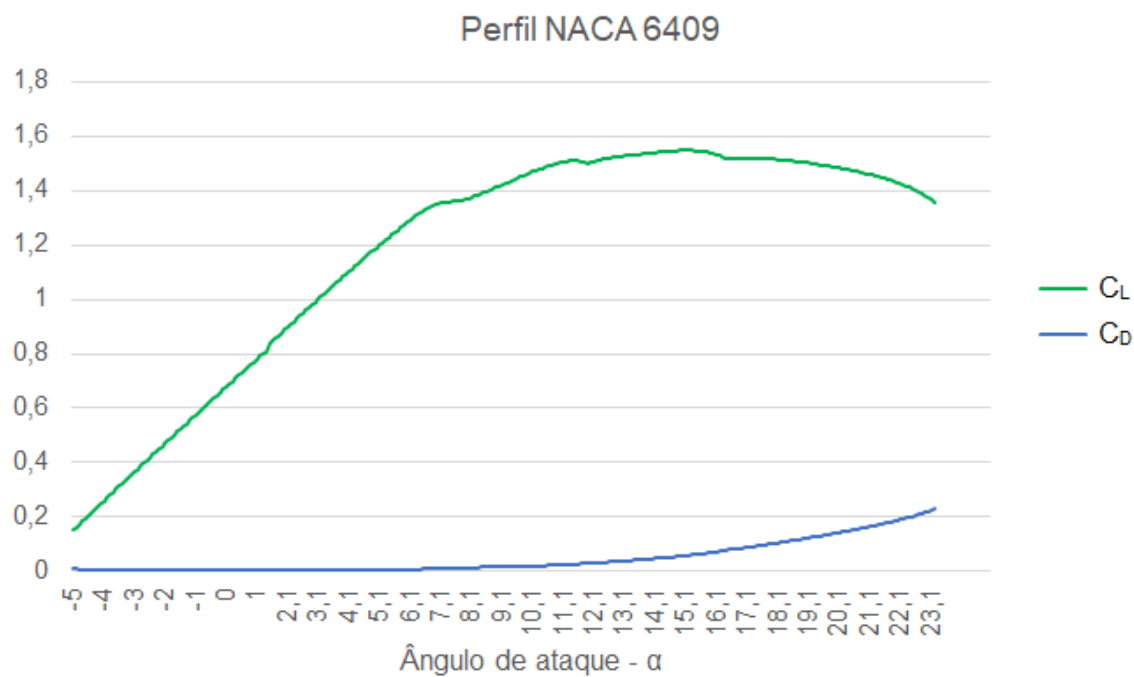
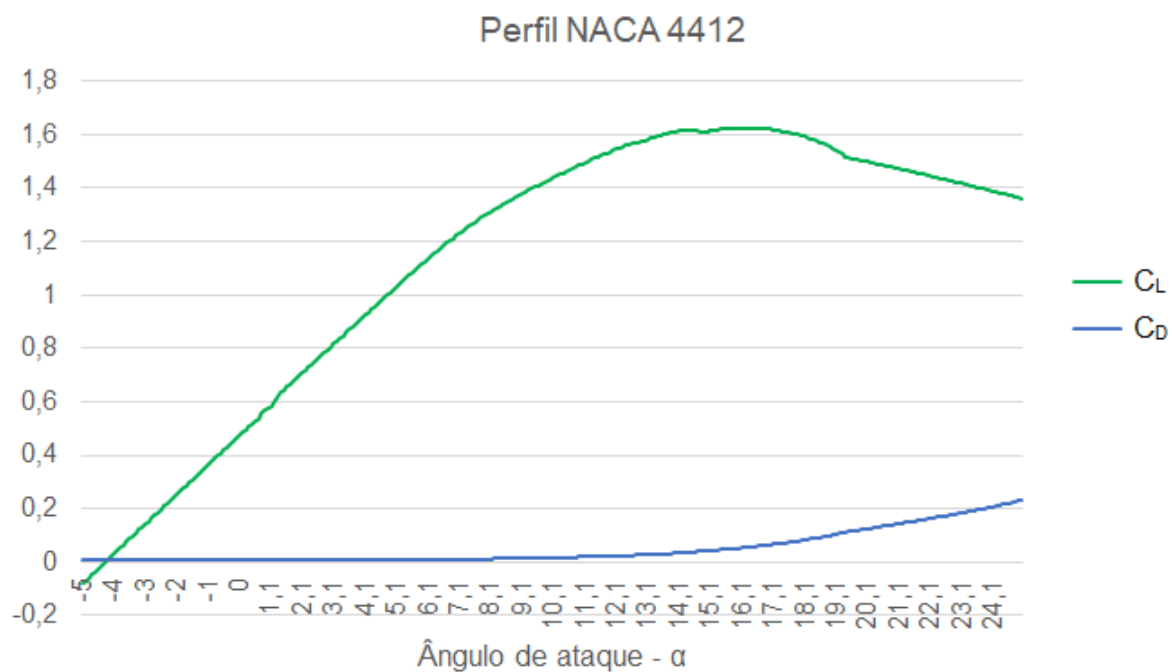
VAN ELS, R. H., CAMPOS, C. O., HENRIQUES, A. M. D., BALDUINO, L. F. **Hydrokinetic propeller type turbine for the electrification of isolated householders or community and social end-users**. 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo – SP, 2003.

VELOSO, G. G.; CLEMENTE, R. E. B., **Estudo comparativo entre perfis hidrodinâmicos de rotores de turbinas hidrocínéticas**. 2013. Trabalho de conclusão de curso. Universidade de Brasília – Faculdade de Tecnologia: Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília.

APÊNDICE A – RESUMO DA ANÁLISE DE PERFIS

AEROFÓLIO	α [°]	C_L	C_D
AG 04	4,9	0,828	0,008
AG 37	3,5	0,763	0,008
AH 93 W 145	7,1	1,254	0,008
AH 93 W 174	9	1,431	0,010
CLARK Y	3	0,807	0,007
COANDA 1	4,5	0,685	0,011
GM 15	4,5	1,143	0,008
MH 92	10	1,089	0,012
MH114	2,5	1,123	0,007
NACA 0012	7	0,825	0,011
NACA 0015	9	1,040	0,013
NACA 4412	5,7	1,094	0,008
NACA 6409	4,5	1,142	0,008
NACA 23018	10	1,289	0,014
NACA 634221	7,4	1,025	0,009
NACA 653218	5,2	0,764	0,008
S 1223	5,4	1,790	0,015
S 7055	5	0,923	0,007
NACA 63415	4	0,786	0,007
SG 6043	2,3	1,009	0,006

Fonte: Produzido pelo autor (2019).

APÊNDICE B – CURVAS DE DESEMPENHO DOS PERFIS

APÊNDICE C – ALGORITMO PARA O PROJETO DO ROTOR

% Parte 1. Inserção dos dados de entrada:

% 1.1. Relativos ao fluxo:

U = 1.63; % velocidade de corrente livre [m/s]

d = 997; % densidade do fluido [kg/m³]

% 1.2. Relativos ao rotor:

R = 3.5; % raio do rotor [m]

Rh = 0.5; % raio do cubo [m]

B = 3; % número de pás

N = 20; % número de elementos de pá

lambda = 7; % razão de velocidade local da pá de projeto

lambdav = 7; % razão de velocidade na ponta da pá para curva Cp vs lambda

% 1.3. Relativos ao perfil de raiz:

alpha_deg_ot_r = 5.7; % ângulo de ataque ótimo do perfil [°]

cl_ot_r = 1.094; % coeficiente de sustentação ótimo

load naca4412.txt

alpha_deg_r = naca4412(:,1); % ângulos de ataque do perfil [°]

cl_linha_r = naca4412(:,2); % coeficientes de sustentação

cd_linha_r = naca4412(:,3); % coeficientes de arrasto

% 1.4. Relativos ao perfil de meio vão à ponta:

alpha_deg_ot_m = 4.5; % ângulo de ataque ótimo do perfil [°]

cl_ot_m = 1.142; % coeficiente de sustentação ótimo

load naca6409.txt

alpha_deg_m = naca6409(:,1); % ângulos de ataque do perfil [°]

cl_linha_m = naca6409(:,2); % coeficientes de sustentação

cd_linha_m = naca6409(:,3); % coeficientes de arrasto

% 1.5. Relativos ao processo iterativo:

an_0 = 1/3; % suposição inicial para a

at_0 = 0; % suposição inicial para a'

Dn_0 = 1; % suposição inicial para erro de a

Dt_0 = 1; % suposição inicial para erro de a'

E = 0.0001; % tolerância

% Parte 2. Cálculo de variáveis auxiliares:

dr = (R-Rh)/N; % espessura do elemento de pá [m]

r = Rh:dr:R; % raio local [m]

omega = lambda*U/R; % rotação de operação do rotor [rad/s]

alpha_rad_ot_r = deg2rad(alpha_deg_ot_r); % ângulos de ataque ótimo do perfil de raiz [rad]

alpha_rad_ot_m = deg2rad(alpha_deg_ot_m); % ângulos de ataque ótimo do perfil de meio vão à ponta [rad]

alpha_rad_r = deg2rad(alpha_deg_r); % ângulos de ataque do perfil de raiz [rad]

alpha_rad_m = deg2rad(alpha_deg_m); % ângulos de ataque do perfil de meio vão à ponta [rad]

```

% Parte 3. Cálculo da geometria das pás:

% 3.1. Para a raiz:
for i = 1:N/5
    lambdar(i) = lambda*r(i)/R; % razão de velocidade local da pá
    phil(i) = (2/3)*atan(1/lambdar(i)); % ângulo de fluxo ideal [rad]
    c(i) = (8*pi*r(i)*(1-cos(phil(i))))/(B*cl_ot_r); % corda local [m]
    beta_rad(i) = phil(i) - alpha_rad_ot_r; % ângulo de torção [rad]
end

% 3.1. Para o meio vão até a ponta:
for i = (N/5)+1:N+1
    lambdar(i) = lambda*r(i)/R; % razão de velocidade local da pá
    phil(i) = (2/3)*atan(1/lambdar(i)); % ângulo de fluxo ideal [rad]
    c(i) = (8*pi*r(i)*(1-cos(phil(i))))/(B*cl_ot_m); % corda local [m]
    beta_rad(i) = phil(i) - alpha_rad_ot_m; % ângulo de torção [rad]
end

format short
elemento = (0:N)';
raio_mm = r';
corda_mm = c'.*1000;
torcao_deg = rad2deg(beta_rad)';
GEOMETRIA = table(elemento,raio_mm,corda_mm,torcao_deg)

% Parte 4. Cálculo dos fatores de indução normais e tangenciais locais:

for i = 1:N+1

    % 4.1. Suposições iniciais:
    an(i) = an_0; % a inicial
    at(i) = at_0; % a' inicial

    Dn = Dn_0; % erro de a inicial
    Dt = Dt_0; % erro de a' inicial

    % 4.2. Processo iterativo:
    while (Dn>E) || (Dt>E)
        phi(i) = real(atan((1-an(i))/(lambdar(i)*(1+at(i))))); % ângulo de fluxo
        real [rad]
        alpha(i) = phi(i) - beta_rad(i); % ângulo de ataque real [rad]
        if alpha(i)>alpha_rad_r(end)
            alpha(i)=alpha_rad_r(end);
        end

        % Interpolação para determinar cl e cd
        if i <= N/5
            cl(i) = interp1(alpha_rad_r,cl_linha_r,alpha(i));
            cd(i) = interp1(alpha_rad_r,cd_linha_r,alpha(i));
        else
            cl(i) = interp1(alpha_rad_m,cl_linha_m,alpha(i));
            cd(i) = interp1(alpha_rad_m,cd_linha_m,alpha(i));
        end

        ct(i)=cl(i)*sin(phi(i))-cd(i)*cos(phi(i)); % coeficiente de força normal
    end
end

```

```

        cn(i)=cl(i)*cos(phi(i))+cd(i)*sin(phi(i)); % coeficiente de força
tangencial
        sigma(i) = (B*c(i))/(2*pi*r(i)); % solidez
        an_new = 1/((4*sin(phi(i))*sin(phi(i))/(sigma(i)*cn(i)))+1); % novo valor
de a
        at_new = 1/((4*sin(phi(i))*cos(phi(i))/(sigma(i)*ct(i)))-1); % novo valor
de a'
        Dn = abs(an_new-an(i)); % novo valor do erro de a
        Dt = abs(at_new-at(i)); % novo valor do erro de a'

        an(i) = an_new; % substituição de a
        at(i) = at_new; % substituição de a'

    end
end

% Parte 5. Cálculo da força normal, do torque e da potência do rotor:

dlambdar = (lambda-lambdar(1))/N;
for i = 1:N+1
F(i) = (2/pi)*acos(exp(-1*((B/2)*((R-r(i))/(r(i)*sin(phi(i))))))); % fator de
Prandtl
dFn(i) = dF(i)*(U^2)*4*an(i)*(1-an(i))*pi*r(i)*dr;
dQ(i) = 4*F(i)*d*at(i)*(1-an(i))*U*pi*((r(i))^3)*omega*dr;
dP(i) = dQ(i)*omega;
dCp(i) = F(i)*at(i)*(1-an(i))*lambdar(i)^3*dlambdar;
end

format short
omega_rpm = omega*60/(2*pi);
Fn_kN = (1/1000)*trapz(r,dFn./dr); % Força normal exercida sobre o rotor [kN]
Q_kNm = (1/1000)*trapz(r,dQ./dr); % Torque gerado pelo rotor [kNm]
P_kW = (1/1000)*trapz(r,dP./dr); % Potência gerada pelo rotor [kW]
Cp = (8/lambda^2)*trapz(lambdar,dCp./dlambdar); % Coeficiente de potência

DESEMPENHO = table(omega_rpm,Fn_kN,Q_kNm,P_kW, Cp)

% Parte 6. Determinação de Cp para determinado lambda

for i = 1:N+1
lambdar_v(i) = lambdav*r(i)/R; % razão de velocidade local da pá para curva Cp
vs lambda
end

% 6.1. Cálculo dos fatores de indução normais e tangenciais locais para curva
Cp vs lambda
for i = 1:N+1

    % 6.1.1. Suposições iniciais:
    anv(i) = an_0; % a inicial
    atv(i) = at_0; % a' inicial

    Dnv = Dn_0; % erro de a inicial
    Dtv = Dt_0; % erro de a' inicial

```

```

% 6.1.2. Processo iterativo:
while (Dnv>E) || (Dtv>E)
    phiv(i) = real(atan((1-anv(i))/(lambdar_v(i)*(1+atv(i))))); % ângulo de
fluxo real [rad]
    alphav(i) = phiv(i)- beta_rad(i); % ângulo de ataque real [rad]
    if alphav(i)>alpha_rad_r(end)
        alphav(i)=alpha_rad_r(end);
    end
    if i <= N/5
        cl(i) = interp1(alpha_rad_r,cl_linha_r,alphav(i));
        cd(i) = interp1(alpha_rad_r,cd_linha_r,alphav(i));
    else
        cl(i) = interp1(alpha_rad_m,cl_linha_m,alphav(i));
        cd(i) = interp1(alpha_rad_m,cd_linha_m,alphav(i));
    end

    Fv(i) = (2/pi)*acos(exp(-1*((B/2)*((R-r(i))/(r(i)*sin(phiv(i))))))); %
fator de Prandtl
    ctv(i)=cl(i)*sin(phiv(i))-cd(i)*cos(phiv(i)); % coeficiente de força
normal
    cnv(i)=cl(i)*cos(phiv(i))+cd(i)*sin(phiv(i)); % coeficiente de força
tangencial
    sigmav(i) = (B*c(i))/(2*pi*r(i)); % solidez
    an_newv = 1/((4*sin(phiv(i))*sin(phiv(i))/(sigmav(i)*cnv(i)))+1); % novo
valor de a
    at_newv = 1/((4*sin(phiv(i))*cos(phiv(i))/(sigmav(i)*ctv(i)))-1); % novo
valor de a'
    Dnv = abs(an_newv-anv(i)); % novo valor do erro de a
    Dtv = abs(at_newv-atv(i)); % novo valor do erro de a'

    anv(i) = an_newv; % substituição de a
    atv(i) = at_newv; % substituição de a'

end
end

% 6.2. Cálculo do coeficiente de potência em função de lambda
dlambdar_v = (lambdav-lambdar_v(1))/N;
for i = 1:N+1
    dCp_v(i) = Fv(i)*atv(i)*(1-anv(i))*lambdar_v(i)^3*dlambdar_v;
end

Cpv = (8/lambdav^2)*trapz(lambdar_v,dCp_v./dlambdar_v)% Coeficiente de
potência para Cp vs lambda

```

APÊNDICE D – ALGORITMO PARA A VALIDAÇÃO DO MÉTODO

```
% 1. Dados de entrada:

% 1.1. Relativos ao fluxo:
U = 15; % velocidade de corrente livre [m/s]
d = 1.225; % densidade do fluido [kg/m³]

% 1.2. Relativos ao rotor:
R = 20.5; % raio do rotor[m]
Rh = 4.5; % raio do hub [m]
B = 3; % número de pás
dr = 1; % diferencial de raio
N = 16; % número de elementos de pá
omega = 2.84; % velocidade angular de projeto [rad/s]

% 1.3. Relativos ao perfil:
load airfoil.txt
alpha_deg = airfoil(:,1); % ângulos de ataque do perfil [°]
alpha_rad = deg2rad(alpha_deg); % ângulos de ataque do perfil [rad]
cl_linha = airfoil(:,2); % coeficientes de sustentação
cd_linha = airfoil(:,3); % coeficientes de arrasto

% 1.4. Relativas ao processo iterativo:
an_0 = 1/3; % suposição inicial para a
at_0 = 0; % suposição inicial para a'
Dn_0 = 1; % suposição inicial para erro de a
Dt_0 = 1; % suposição inicial para erro de a'
E = 0.0001; % tolerância

% 1.5. Geometria da pá:
load data.txt
r = data(:,1); % raio local
beta_deg = data(:,2); % ângulo de torção local [°]
beta = deg2rad(beta_deg); % ângulo de torção local [rad]
c_linha = data(:,3); % chord

lambdan = omega*R/U;

for i = 1:N+1
    lambdar(i) = lambdan*r(i)/R; % razão de velocidade local da pá
end

% 2. Cálculo dos fatores de indução normais e tangenciais locais:
format long

for i = 1:N+1

    % 2.1. Suposições iniciais:
    an(i) = an_0; % a inicial
    at(i) = at_0; % a' inicial

    Dn = Dn_0; % erro de a inicial
    Dt = Dt_0; % erro de a' inicial
```

```

    % 2.2. Processo iterativo:
    while (Dn>E) || (Dt>E)
        phi(i) = real(atan((1-an(i))/(lambdar(i)*(1+at(i))))); % ângulo de fluxo
        real [rad]
        alpha(i) = phi(i)- beta(i); % ângulo de ataque real [rad]

        cl(i) = interp1(alpha_rad,cl_linha,alpha(i));
        cd(i) = interp1(alpha_rad,cd_linha,alpha(i));
        F(i) = (2/pi)*acos(exp(-1*((B/2)*((R-r(i))/(r(i)*sin(phi(i))))))); % fator
        de Prandtl
        ct(i)=cl(i)*sin(phi(i))-cd(i)*cos(phi(i)); % coeficiente de força normal
        cn(i)=cl(i)*cos(phi(i))+cd(i)*sin(phi(i)); % coeficiente de força
        tangencial
        sigma(i) = (B*c_linha(i))/(2*pi*r(i)); % solidez

        an_new(i) = 1/((4*sin(phi(i))*sin(phi(i))/(sigma(i)*cn(i)))+1); % novo
        valor de a
        at_new(i) = 1/((4*sin(phi(i))*cos(phi(i))/(sigma(i)*ct(i)))-1); % novo
        valor de a'

        Dn = abs(an_new(i)-an(i)); % novo valor do erro de a
        Dt = abs(at_new(i)-at(i)); % novo valor do erro de a'

        an(i) = an_new(i); % substituição de a
        at(i) = at_new(i); % substituição de a'

    end
end
format short

% 3. Cálculo da força normal, do torque e da potência:
for i = 1:N+1
    dFn(i) = d*F(i)*(U^2)*4*an(i)*(1-an(i))*pi*r(i)*dr;
    dQ(i) = 4*F(i)*d*at(i)*(1-an(i))*U*pi*((r(i))^3)*omega*dr;
    dP(i) = dQ(i)*omega;
end

Fn_N = trapz(r,dFn./dr);
Q_Nm = trapz(r,dQ./dr);
P_W = (1/1000)*trapz(r,dP./dr);
DESEMPENHO = table(Fn_N,Q_Nm,P_W)

% 4. Determinação da curva Cp vs lambda

dlambdar = (lambdan-lambdar(1))/N+1;
for i = 1:N+1
    dCp(i) = F(i)*at(i)*(1-an(i))*lambdar(i)^3*dlambdar;
end

Cp = (8/lambdan^2)*trapz(lambdar,dCp./dlambdar);

CURVA = table(lambdan,Cp)

```

APÊNDICE E – GEOMETRIA DA PÁ

Plano	Raio [m]	Corda [mm]	Ângulo de torção [°]
0	0,5	513,0	24,3
1	0,65	468,0	19,3
2	0,8	419,9	15,6
3	0,95	376,2	12,8
4	1,1	324,2	11,8
5	1,25	293,5	10,0
6	1,4	267,4	8,6
7	1,55	245,1	7,4
8	1,7	226,1	6,4
9	1,85	209,6	5,6
10	2	195,2	4,9
11	2,15	182,6	4,2
12	2,3	171,5	3,7
13	2,45	161,6	3,2
14	2,6	152,8	2,8
15	2,75	144,8	2,4
16	2,9	137,7	2,0
17	3,05	131,1	1,7
18	3,2	125,2	1,4
19	3,35	119,8	1,2
20	3,5	114,8	0,9

Fonte: Produzido pelo autor (2019).