

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO E PROTOTIPAGEM DE UMA TURBINA
EÓLICA DE ROTOR SAVONIUS.

Mauro Tuyoshi Imamura Junior

São Paulo

2017

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO E PROTOTIPAGEM DE UMA TUR-
BINA EÓLICA DE ROTOR SAVONIUS.**

Trabalho de formatura apresentado à Escola Po-
litécnica da Universidade de São Paulo para ob-
tenção do título de Graduação em Engenharia
Mecânica

Aluno: Mauro Tuyoshi Imamura Junior

Orientadores: Prof. Dr. Demetrio C. Za-
chariadis.

São Paulo

2017

Catálogo-na-
publicação

Imamura Junior, Mauro Tuyoshi

Projeto e prototipagem de uma turbina eólica de rotor Savonius /
M.T. Imamura Junior -- São Paulo, 2017.
46 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.TURBINA EÓLICA 2.SAVONIUS 3.TÚNEL DE VENTO
4.COEFICIENTE DE POTÊNCIA 5.CURVAS CARACTERÍSTICAS I.Uni-
versidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
Mecânica II.t.

RESUMO

O presente trabalho trata do desenvolvimento do projeto e fabricação de um protótipo de turbina eólica de eixo vertical, com rotor do tipo Savonius, para a realização de ensaios em túnel de vento, a fim de se levantar as curvas características desse equipamento. Neste documento, constam as considerações e observações feitas sobre as referências bibliográficas consultadas para a definição preliminar das características geométricas e construtivas do rotor. A partir das informações levantadas, pode-se selecionar o número de pás e de estágios, conforme as condições que propiciam uma turbina de alto rendimento. Ademais, são analisadas a curvatura e trecho de superposição das pás para identificação da influência desses parâmetros no desempenho do mecanismo. O ensaio do protótipo possibilitou o levantamento das curvas de potência do rotor.

Palavras – chave: turbina, Savonius, rotor, rendimento, potência, geometria

ABSTRACT

This work presents the registry of the design and fabrication of a wind turbine prototype. It is a vertical axis turbine with Savonius rotor, which will be tested in a wind tunnel in order to plot its characteristic curves. In the present document, it is related the main observations about the studies used as reference. They are related to the buckets' geometry and its effects on the turbine's efficiency. As a result, it was registered the number of buckets and stages that provide the highest power coefficient. Also, the influence of the bucket's aspect ratio and overlap were verified to determine the shape that gives the highest performance. This shape was specified using a mathematical modeling with a CFD system to verify the results. Finally, the power curves were defined by experimental methods.

Key – words: turbine, Savonius, rotor, efficiency, power, geometry.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – representação esquemática dos rotores.....	2
Figura 2.1 – rotores Savonius e Bach.....	6
Figura 2. 2. rotores com duas e três pás para ensaio.....	7
Figura 2.3 – rotores com 1, 2 e 3 estágios.....	8
Figura 3.1. Tubo de corrente para cálculo da potência disponível.....	12
Figura 3.2 – Curva de C_p em função da razão de velocidades.....	14
Figura 3.3 – Curvas C_{PR} versus λ para diversos tipos de rotor.....	15
Figura 4.1 – Seção transversal do rotor, com indicação das medidas de referência.....	17
Figura 4.2 – Campos de pressão e velocidade para rotores com ângulos α de a. 180°; b. 160°; c. 140°; d. 200°; e. 220°; e visão ampliada da escala de pressões (f.).....	18
Figura 4.3 – configuração de pás a. totalmente curva; b. face externa e interna achatadas; c. somente face interna achatada.....	19
Figura 4.4 – Campos de pressão e velocidade para diferentes rotores e ângulos de incidência.....	20
Figura 4.5 – Simulação para avaliar influência de instalar tampa e base no rotor.....	21
Figura 5.1 – Grandezas físicas da análise do rotor: velocidades (a) e forças (b).....	23

Figura 5.2 – Curva de comportamento do coeficiente de pressão em função da razão de velocidades.....	26
Figura 6.1. – Modelo CAD do rotor projetado para os ensaios.....	28
Figura 6.2. – Orientação do rotor para a) arrasto máximo e b) arrasto mínimo.....	28
Figura 6.3. – Montagem do suporte da turbina no interior do túnel.....	30
Figura 6.4. – Sistema completo com destaque para o conjunto de medição.....	32
Figura 7.1. Ventilador acionado para promover o escoamento no interior do túnel.....	33
Figura 7.2. Colmeia para estabilização do escoamento.....	33
Figura 7.3. Vista lateral e superior do túnel de vento do IPT.....	34
Figura 7.4. Instalação do eixo da turbina no interior do túnel de vento.....	35
Figura 7.5. Tampa do rotor fabricada em MDF.....	36
Figura 7.6. Rotor instalado no túnel para ensaio.....	36
Figura 7.7. Instalação do torquímetro.....	37
Figura 7.8. Equipamento de leitura do torquímetro.....	38
Figura 7.9. Conjunto para aquisição e leitura de dados.....	39
Figura 7.10. Aparato para medição do torque resistente.....	39
Figura 8.2. Curvas de coeficiente de potência para o rotor Savonius projetado.....	42

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 - Propriedades para cálculo do coeficiente de potência da turbina.....	25
Tabela 5.2. Valores obtidos para velocidade angular, torque, potência e coeficiente de potência.....	26
Tabela 8.1. Valores medidos de torque e rotação para as três velocidades de vento ensaiadas.....	41
Tabela 8.2. Valores de C_p e λ calculados para os pontos ensaiados.....	42

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 DEFINIÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DAS TURBINAS EÓLICAS.....	1
1.2 PRODUÇÃO DE ENERGIA EÓLICA.....	3
1.3 ESTRUTURA DO RELATÓRIO	4
2. ESTADO DA ARTE	5
3. PARÂMETROS FÍSICOS DE TURBINAS EÓLICAS	11
4. SIMULAÇÕES.....	17
5. MODELO MATEMÁTICO PARA ESTIMATIVA DAS CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO	23
6. PROJETO DO PROTÓTIPO	27
7. MONTAGEM E EXECUÇÃO DO ENSAIO	33
8. RESULTADOS.....	41
9. CONCLUSÕES	45
10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	47

1. INTRODUÇÃO

1.1 Definição e caracterização das turbinas eólicas

Turbinas eólicas são definidas como máquinas de fluxo que transformam a energia proveniente do movimento das massas de ar em eletricidade. Tal conversão se dá por meio do movimento do rotor, o qual é acionado pelo momento torçor gerado pela interação de suas pás com o fluido. Brito (2005) menciona os componentes básicos presentes em todo o sistema de conversão eólica:

- rotor, responsável pela conversão da energia cinética do vento em energia mecânica do eixo;
- transmissão e caixa multiplicadora, conjunto localizado entre o rotor e a carga, responsável pela transmissão da rotação e torque;
- gerador elétrico, o qual promove a conversão da energia mecânica do eixo em energia elétrica;
- mecanismo de controle, utilizado para alterar a direção do rotor e posicioná-lo em uma direção que permita o maior rendimento possível;
- torre, destinada à sustentação do equipamento;
- sistema de armazenamento, para acumular a energia produzida;
- transformador, que realiza o acoplamento elétrico da turbina com a rede elétrica local;
- acessórios, compostos pelos componentes periféricos.

Cabe mencionar que as turbinas eólicas são classificadas de acordo com a orientação do eixo de seu rotor, em turbinas de eixo horizontal ou turbinas de eixo vertical.

As turbinas de eixo horizontal apresentam maior resistência para partida, sendo necessários ventos com velocidades maiores que aqueles suficientes para acionar os rotores de eixo vertical. Em geral, possuem pás de grande porte e são instaladas em áreas reservadas para a produção de energia elétrica por aerogeradores, chamadas de fazendas eólicas.

As turbinas de eixo vertical, por sua vez, podem ser produzidas em dimensões bastante reduzidas em comparação com as de eixo horizontal, o que viabiliza sua instalação em locais de espaço limitado, como centros urbanos. Esta classe de turbinas é subdividida em dois grupos, conforme o princípio de acionamento do rotor. As máquinas acionadas por força de arrasto são chamadas de Savonius, ao passo que aquelas movidas pelo efeito de sustentação do ar são denominadas Darrieus.

A figura 1.1 mostra as diferentes categorias de turbinas eólicas.

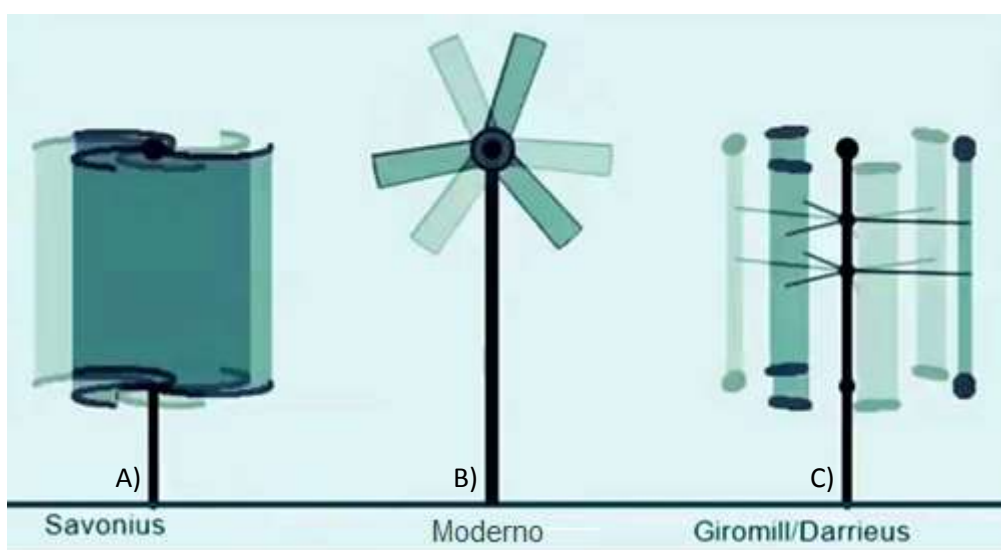


Figura 1. 1. representação esquemática dos rotores (a) Savonius, (b) Horizontal e (c) Darrieus

Fonte: Wind Turbine Generators 3 Primary Types, disponível em www.youtube.com

Os estudos atuais relacionados a turbinas eólicas já tratam de inúmeras formas construtivas diferentes, de acordo com formato e número de pás e princípio de funcionamento, mas a principal categorização empregada para esses equipamentos permanece sendo a orientação do eixo do rotor.

1.2 Produção de energia eólica

Em todo o mundo, a procura pelas fontes de energia renováveis tem se expandido, em decorrência de pressões legislativas e sociais, para redução da quantidade de poluentes emitidos ao ambiente. Em meio a esse cenário, as turbinas eólicas ganham destaque por não apresentarem restrições associadas ao relevo e ocupação local, como é o caso das usinas hidrelétricas, ou possuírem custos restritivos, como eram os painéis solares há alguns anos.

No Brasil, mesmo com a predominância da exploração das fontes hídricas, a geração de energia eólica tem aumentado significativamente. Segundo dados levantados pelo governo federal [16], em janeiro de 2016 o país possuía uma capacidade eólica instalada de 24 gigawatts, sendo a quarta nação que mais expandiu seu parque eólico em 2014. Grande parte dessa capacidade se encontra em fazendas eólicas, principalmente no Nordeste.

Contudo, o crescimento constante dos centros urbanos por todo o planeta, e o consequente aumento da demanda energética, impulsionou a busca por meios de geração de energia compatíveis com o limitado espaço das cidades e que pudessem atender demandas domésticas, de forma a propiciar o consumo sustentável.

Nesse contexto, as turbinas do tipo Savonius apresentam as características mais favoráveis para instalação, já que são mais compactas que turbinas de eixo vertical e podem operar mesmo com ventos de baixa velocidade, conforme Estanqueiro e Simões (2010).

1.3 Estrutura do relatório

O relatório está disposto em 9 sessões. A primeira indica a contextualização e caracterização do tipo de equipamento a ser estudado. A segunda contém uma breve revisão bibliográfica, destacando-se os pontos relevantes para determinação dos aspectos construtivos da máquina e as diretrizes de projeto referentes às consultas bibliográficas elencadas. A terceira sessão contempla a abordagem teórica usual para avaliação e estudo de turbinas eólicas. A quarta sessão trata das simulações desenvolvidas para definição da geometria do rotor. A quinta trata de uma estimativa da potência gerada pelo rotor projetado, baseado em modelos matemáticos extraídos da literatura. A sexta sessão descreve a etapa de projeto, dando ênfase para o dimensionamento e seleção dos elementos de máquina para confecção do protótipo. A sétima sessão aborda toda a montagem e execução do ensaio, descrevendo os equipamentos e métodos empregados para tomadas de medidas do experimento. A oitava sessão traz os resultados do experimentos e as discussões pertinente, ao passo que a sessão 9 consiste na conclusão do trabalho, onde são consolidadas todas as avaliações realizadas ao longo do trabalho.

2. ESTADO DA ARTE

Os estudos sobre turbinas eólicas de eixo vertical estão direcionados para a análise de rotores de configurações distintas. Para as turbinas do tipo Savonius, as modificações interferem, sobretudo, em três aspectos principais. O primeiro está relacionado com o formato das pás. Mantido o princípio de funcionamento por arrasto provocado pelo fluxo de ar, é possível adotar diferentes perfis para essa peça, o que interfere diretamente nas interações da máquina com o fluido. O segundo se refere à quantidade de pás do rotor. Em geral, esse tipo de turbina é construído com duas pás dispostas a um ângulo de 180° e com suas faces viradas para sentidos contrários. No entanto, muitos estudos se concentram na verificação dos efeitos decorrentes de se utilizar um número maior de pás. Por fim, o último aspecto consiste no acoplamento de vários rotores no mesmo eixo. Posto isso, esta sessão abordará uma revisão bibliográfica sobre as pesquisas relacionadas aos casos elencados.

Turbinas eólicas de eixo vertical são a opção mais adequada para áreas urbanizadas. Conforme Estanqueiro e Simões (2010), a existência de edifícios e demais construções ao longo da cidade cria zonas de separação do escoamento, alta turbulência e redução da velocidade dos ventos, que tornam economicamente inviável a determinação do potencial eólico, o qual é o parâmetro para mensurar a capacidade de se gerar energia no local por meio de turbinas eólicas. Dessa forma, as turbinas de eixo vertical mostram-se mais vantajosas pelo fato de não dependerem da direção do vento para serem acionadas, ao contrário das máquinas de eixo horizontal, as quais dependem de um sistema de controle para posicionar o rotor na direção em que o rendimento seja máximo, segundo Brito (2005). No entanto, Estanqueiro e Simões (2010) ressaltam que o fato de os modelos Savonius e Darrieus não serem otimizados para operarem em uma direção específica implica que seus rendimentos máximos sempre serão menores, cerca de 80% do rendimento das turbinas de eixo horizontal.

Dada a aplicabilidade das turbinas de arrasto nos centros urbanos, diversos estudos têm por finalidade explorar configurações de montagem e fabricação de peças que ofereçam rendimentos maiores. Uma das principais variantes do rotor Savonius é o de Bach, o qual difere daquele por possuir as pás fabricadas em uma única peça, conforme ilustrado na figura 2.1. O modelo de Savonius apresenta uma região de superposição das pás, por onde o fluxo de ar pode escoar.

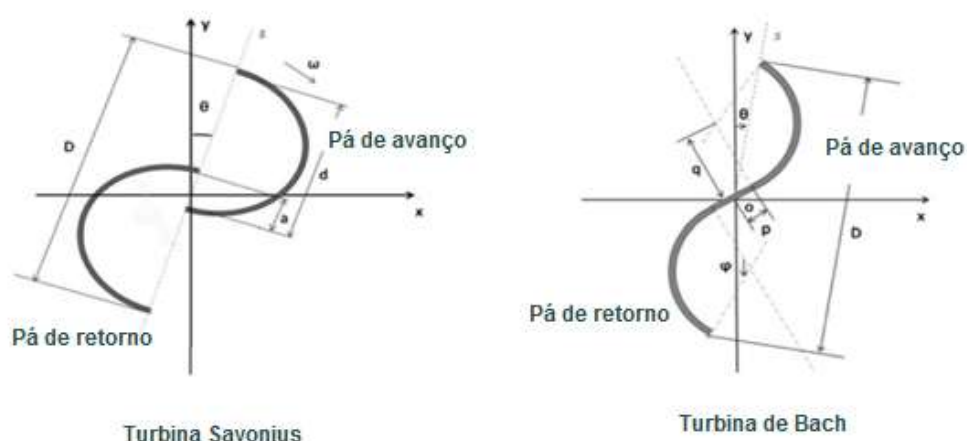


Figura 2. 1 - Rotores de Savonius e Bach

Fonte: Estanqueiro e Simões (2010)

Além dos exemplos mencionados, existem outras variações comuns de rotor, como o de pás elípticas. Zhol e Rampfer (2013) estabelecem comparações entre os dois tipos de rotores da figura 2.1, por meio de software CFD e cálculo dos coeficientes de potência. Os resultados indicam que a turbina Bach possui um melhor desempenho em relação à potência gerada, que se deve principalmente pela porção central não apresentar nenhuma abertura. Nessa análise, o rotor Savonius com espaçamento central apresentou coeficiente de potência de 18,90%, enquanto o modelo Bach atingiu coeficiente de 26,35%, ambos em razão de velocidades de 0,75. Isso se deve ao fato de o torque desenvolvido por este último ser superior ao primeiro.

Akwa, Vielmo e Petry (2005) destacam que o desempenho reduzido das turbinas com abertura central é devido ao fato de o escoamento não atingir a pá de retorno da forma esperada, no sentido de impulsioná-la, o que causa perdas significativas de potência devido à porção de ar não aproveitada. O mesmo estudo destaca que não há um consenso para a dimensão da abertura que tornaria essa configuração otimizada.

Uma observação similar é feita por Kacprzak, Liskiewicz e Sobczak (2013), os quais simularam rotores Savonius, elíptico e Bach, este último com desempenho melhor que o primeiro. O principal efeito observado é o fato do espaçamento para superposição das pás reduzir o torque produzido pela turbina, o que limita a geração de potência da máquina. No experimento mencionado, feito com protótipos de mesmo diâmetro e altura, os rotores Savonius e Elíptico testados possuem superposição de pás

de comprimento igual a 15% do tamanho da corda, e apresentaram C_p máximo de 0,17 e 0,15 respectivamente, enquanto o rotor de Bach alcançou C_p de 0,18.

Para estudar o efeito do número de pás, o trabalho de Ali (2013) baseou-se em ensaios realizados em túnel de vento para rotores com duas e três pás. Em posse dos dados, concluiu-se que rotores com menor número de pás oferecem torque maior em seus eixos, promovendo coeficiente de potência de 0,21, frente ao coeficiente de 0,17 do rotor de três pás. Isso se deve ao fato de as pás sofrerem arrasto no sentido contrário quando estão na zona de retorno. Assim, quanto maior o número de pás, maior será o torque resistente ao movimento do rotor.

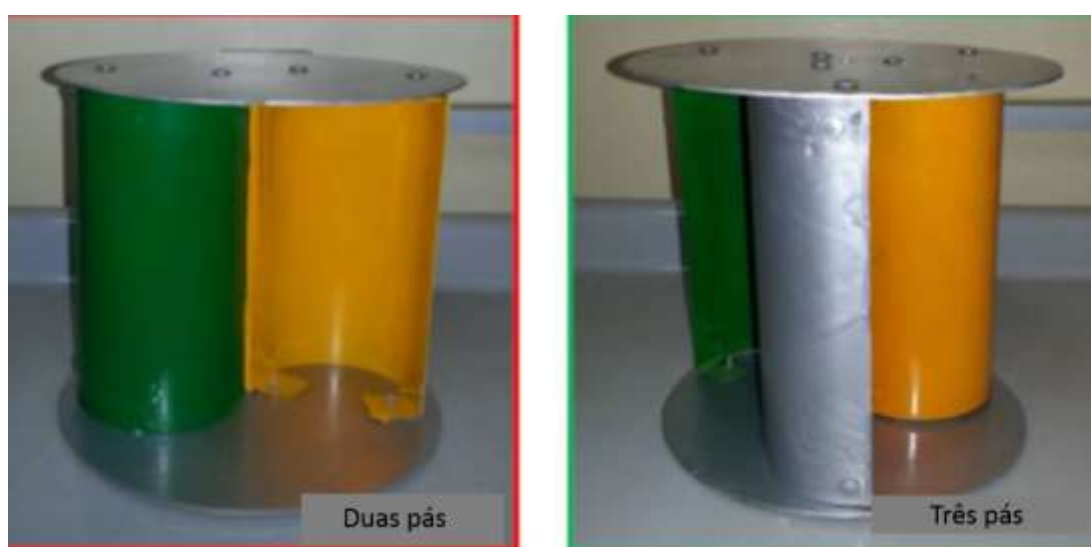


Figura 2. 2. rotores com duas e três pás para ensaio
Fonte: Ali (2013)

O efeito da associação de rotores pode ser observado no trabalho de Davoud, Amer e Gross (2007). Neste, foi constatado que o torque e a potência gerados têm o mesmo comportamento em função do número de Reynolds para as três configurações ensaiadas, mostradas na figura 2.2. No entanto, a montagem com apenas um estágio apresenta valores de torque e rendimento maiores. Um dos fatores determinantes para as diferenças constatadas é a diferença entre os momentos de inércia das máquinas. Entre os rotores de dois e três estágios, não há diferenças consideráveis.

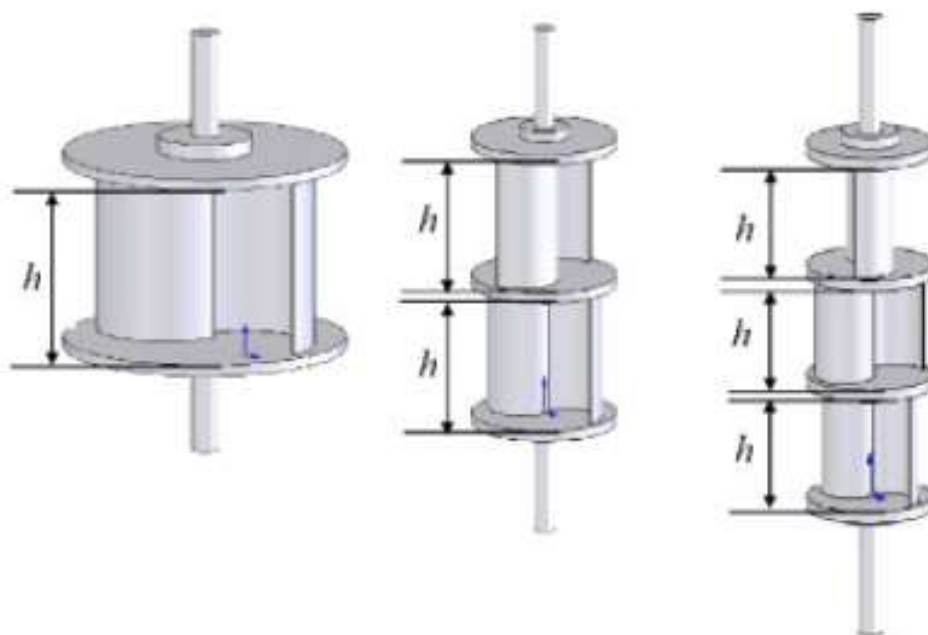


Figura 2. 3 -rotores com 1, 2 e 3 estágios
Fonte: Davoud, Amer e Gross (2007)

O trabalho de Kamoji, Kedere e Pradhu (2008) consiste na comparação experimental de rotores de um, dois e três estágios. Os protótipos ensaiados possuem a mesma altura, a mesma razão de aspecto e o mesmo número de pás, o que restringe a variável do estudo ao número de estágios. Os testes feitos para taxa de bloqueio de 20% indicaram coeficientes de potência de 15,4% para o rotor de um estágio, enquanto os modelos de dois e três estágios atingiram, respectivamente, 13,7% e 13,2%. Neste estudo, constatou-se a redução do coeficiente de torque para rotores com mais de um estágio, embora a configuração com três estágios tenha se mostrado favorável para velocidades de vento muito baixas, já que possibilita à turbina partir mais facilmente.

O uso de defletores em frente à turbina também se mostrou um método eficaz de aumento do coeficiente de potência. Conforme Altan e Atilgan (2008), essas peças reduzem o arrasto do vento sobre a pá de retorno. Ademais, pode-se provocar o aumento da velocidade do vento com a diminuição gradativa do espaço entre os defletores.

Como visto anteriormente, a execução correta das simulações computacionais e ensaios experimentais é fundamental para o estudo das turbinas eólicas. Assim, as

publicações referentes ao processo de montagem ou simulação do equipamento se mostra relevante para o desenvolvimento deste projeto.

Dobrev e Massouh (2011) detalham um estudo comparativo de vários modelos de simulação em CFD. Com isso, concluiu-se que as simulações no espaço tridimensional apresentam resultados mais plausíveis que as simulações bidimensionais

Os estudos mencionados forneceram o direcionamento inicial do projeto, já que as análises numéricas e experimentais mencionadas indicam as formas construtivas que produzem melhores resultados no que tange ao aproveitamento energético do escoamento de ar incidente. Dessa forma, o rotor a desenvolvido deveria possuir as seguintes características:

- Duas pás diametralmente opostas;
- Tampa e base nas pás;
- Um estágio;
- Nenhuma sobreposição entre as pás.

As características elencadas foram selecionadas com base nos estudos consultados, os quais apontaram que rotores com essas configurações atingem coeficientes de potência mais elevados.

Cabe frisar que o uso de defletores, embora tenha se mostrado benéfico para aumentar a eficiência da turbina, não será empregado neste projeto, já que sua instalação cria uma direção preferencial de incidência do vento para o funcionamento da máquina, o que contraria a característica de rotores de eixo vertical de não possuírem esse tipo de restrição.

3. PARÂMETROS FÍSICOS DE TURBINAS EÓLICAS

A potência gerada em uma turbina eólica é proveniente do escoamento de ar em suas pás. Portanto, é possível determinar valores de energia associados às características do escoamento e empregar esses valores na avaliação do desempenho da máquina. Esse método, desenvolvido por Betz (1946 apud HAU, 2006), denominado Teoria da Quantidade de Movimento Elementar, estabelece uma relação entre a energia aproveitada pela turbina e a energia cinética total do movimento do fluido. Nessa seção será mostrado o procedimento de Betz para obter a relação.

A princípio, observa-se que a energia cinética E de uma porção de ar de massa m e velocidade média v pode ser expressa segundo a eq.(1).

$$E = \frac{mv^2}{2} \quad (1)$$

A eq.(2) indica o cálculo da vazão mássica de ar $\dot{m}$, em função da densidade do fluido ρ , velocidade do escoamento v e área transversal A . Dessa forma, ao dividir membro a membro a eq.(1) pelo intervalo de tempo, obtém-se uma relação entre a potência P_f e os parâmetros anteriormente citados, conforme a eq.(3).

$$\dot{m} = \rho v A \quad (2)$$

$$E = \frac{mv^2}{2} \Rightarrow \frac{E}{\Delta t} = \frac{m}{\Delta t} \frac{v^2}{2} \Rightarrow P_f = \dot{m} \frac{v^2}{2}$$

$$P_f = \frac{\rho v^3 A}{2} \quad (3)$$

Cabe salientar que o desenvolvimento acima foi feito considerando as hipóteses de regime permanente e incompressibilidade do ar.

A potência do escoamento calculada acima é transferida à máquina. Todavia, há uma parcela remanescente dessa potência que deixa o rotor como energia cinética do fluido na saída do equipamento. Assim, a potência aproveitada pela turbina é dada pela eq.(4). A Figura 3.1 indica as seções 1 e 2 consideradas para essa equação.

$$P = \frac{\rho}{2}(A_1 v_1^3 - A_2 v_2^3) \quad (4)$$

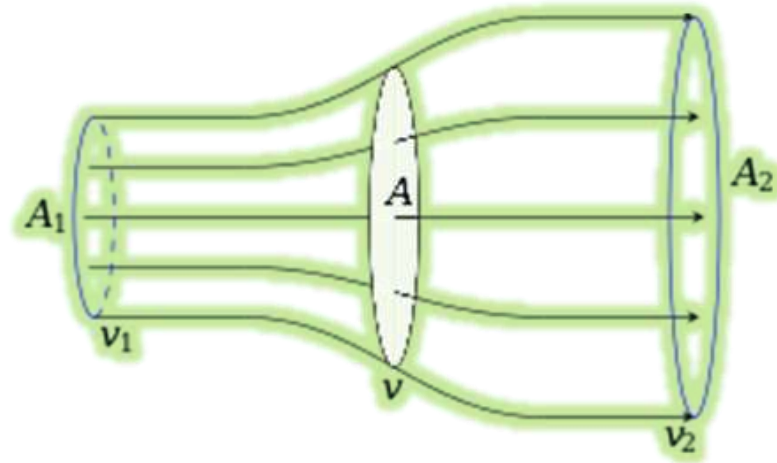


Figura 3.1. Tubo de corrente para cálculo da potência disponível
Fonte: autoria própria

A lei de conservação de massa no escoamento para o regime permanente assegura que a vazão mássica nas seções 1 e 2 são iguais. Com isso, pode-se obter uma relação de igualdade entre o produto Av nessas seções, a partir da eq.(1). Portanto, a eq.(4) pode ser desenvolvida considerando essa igualdade.

$$P = \frac{\rho A_1 v_1}{2}(v_1^2 - v_2^2) = \frac{\dot{m}}{2}(v_1^2 - v_2^2) \quad (5)$$

A massa de ar no rotor é movimentada com uma velocidade v' ao aplicar uma força F sobre as pás. Assim, pode-se calcular a potência por meio do produto entre essas grandezas. Ademais, a força F é dada pela aplicação da Segunda Lei de Newton à massa de ar, conforme a eq.(7).

$$P = Fv' \quad (6)$$

$$F = \dot{m}(v_1 - v_2) \quad (7)$$

$$\therefore P = \dot{m}v'(v_1 - v_2) \quad (8)$$

Ao confrontar as expressões eq.(5) e eq.(8), conclui-se que v' é a média aritmética de v_1 e v_2 . Com esse resultado, tem-se uma nova expressão para a vazão mássica, considerando a passagem do ar pelo rotor.

$$\dot{m} = \rho A v' = \frac{\rho A}{2} (v_1 + v_2) \quad (9)$$

A expressão eq.(9) permite desenvolver a eq.(5) para uma relação direta entre a potência e as velocidades de entrada e saída do escoamento da turbina.

$$P = \frac{\rho A}{4} (v_1^2 - v_2^2) (v_1 + v_2) \quad (10)$$

Por fim, a potência de referência é a potência do escoamento à mesma velocidade v_1 , de entrada na turbina, atravessando uma área A igual à área considerada para o contato da massa de ar com o rotor.

$$P_0 = \frac{\rho v_1^3 A}{2} \quad (11)$$

Em posse da potência P obtida e P_0 de referência, define-se o Coeficiente de Potência C_P pela razão entre esses valores. O parâmetro C_P é o que permite avaliar o comportamento de uma turbina em função da razão de velocidades de saída e entrada do escoamento, conforme indicado na Figura 3.2.

$$C_P := \frac{P}{P_0} = \frac{\frac{\rho A}{4} (v_1^2 - v_2^2) (v_1 + v_2)}{\frac{\rho v_1^3 A}{2}} = \frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right] \left(1 + \frac{v_2}{v_1} \right) \quad (12)$$

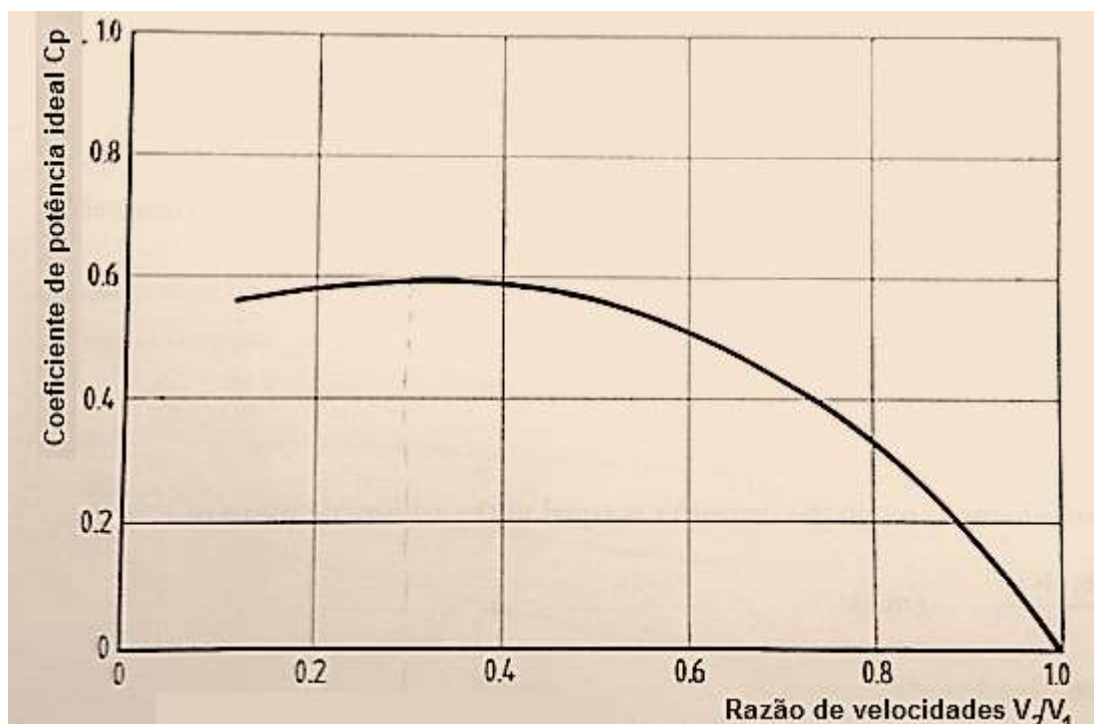


Figura 3.2 – Curva de C_p em função da razão de velocidades
Fonte: Hau (2006)

É comum, no estudo de turbinas eólicas, fazer uso de curvas de coeficiente de potência do rotor, C_{PR} , em função de um parâmetro λ , dado pela razão entre a velocidade tangencial da extremidade da pá do rotor e a velocidade do vento. O gráfico obtido nesse caso é análogo ao mostrado na Figura 3.2. O desenvolvimento algébrico para a relação entre essas grandezas é análogo ao feito para C_P . Para rotores do tipo Savonius, a razão de velocidades λ é calculada por meio da razão entre a velocidade tangencial das pás e a velocidade do escoamento incidente, como indicado abaixo.

$$\lambda = \frac{\omega R}{U_\infty} \quad (13)$$

O coeficiente de potência de rotor permite distinguir o comportamento de diferentes tipos de rotores e prever suas possíveis faixas de operação e patamares de potência alcançáveis. A Figura 3.3 mostra um diagrama comparativo de vários rotores de turbinas eólicas.

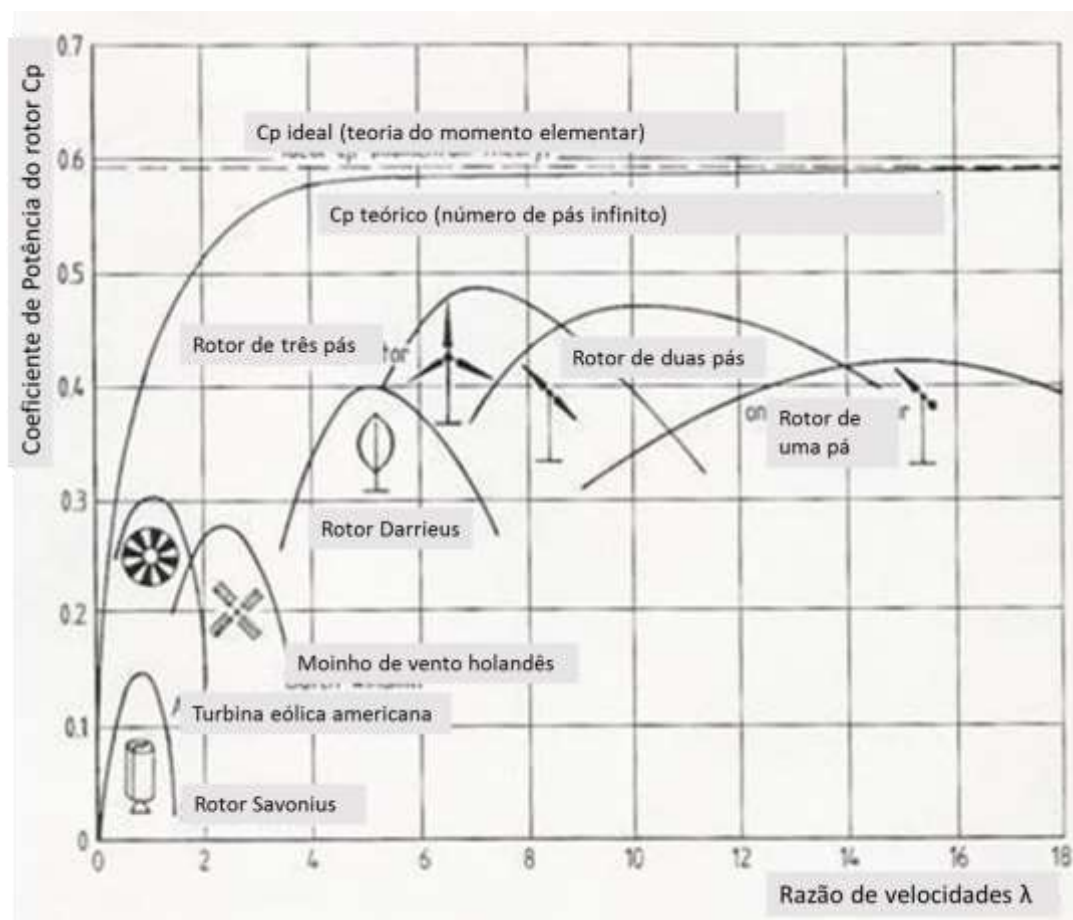


Figura 3.3. Curvas C_{PR} versus λ para diversos tipos de rotor.
Fonte: Hau (2006)

As curvas de coeficiente de potência mostradas nessa sessão são referências para se avaliar e validar os resultados experimentais a serem desenvolvidos nos ensaios do protótipo em túnel de vento. Ademais, a comparação com resultados da bibliografia consultada permite averiguar se o rotor projetado apresenta alguma melhoria em relação aos modelos já consagrados.

4. SIMULAÇÕES

A partir das diretrizes elencadas na sessão 2, fez-se uma série de simulações a fim de se definir uma geometria otimizada para as pás do rotor. Foi utilizado um software de C.F.D. e os diversos rotores foram modelados em sistema C.A.D.

A primeira etapa de simulações consistiu na avaliação do comprimento da porção externa do rotor. A comparação foi feita entre rotores de mesmo raio R e mesma altura, tendo sido variado somente o ângulo α indicado na Figura 4.1.

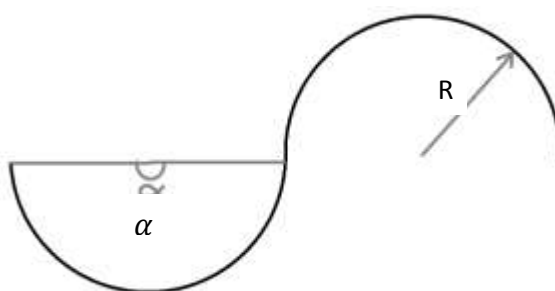


Figura 4.1 – Seção transversal do rotor, com indicação das medidas de referência

Fonte: autoria própria

Os rotores simulados foram gerados para valores de α entre 140° e 220° . O conjunto de figuras abaixo ilustra o campo de pressões obtido para cada um desses rotores. Em todas as figuras, o fundo de escala para pressões é o mesmo.

As simulações foram realizadas com o intuito de se fazer uma avaliação qualitativa dos perfis de rotor. Portanto, os valores de pressão observados nas simulações não foram considerados relevantes, uma vez que as dimensões da peça ainda não haviam sido definidas. A avaliação dos perfis se dá pela observação das regiões de maior e menor pressão e como essa distribuição afeta o funcionamento da turbina.

Dada as limitações de processamento para execução dessas simulações, a malha adotada não possuía refinamento significativo nas proximidades do rotor, condição que diminui a verossimilhança do resultado, mas ainda possibilitou a análise comparativa das geometrias testadas. As simulações também não contemplavam o movimento rotativo da turbina. Dessa forma, fez-se o estudo do campo de pressões em diferentes posições do rotor para que se pudesse avaliar como ocorre a interação do escoamento com a peça em diferentes cenários. Foi adotado o método de Equações de

Navier-Stokes para Média de Reynolds (RANS), com modelo de turbulência k- ϵ , usado em grande parte dos estudos consultados na etapa de revisão bibliográfica.

Nas imagens, a escala de cores indica o campo de pressões e as setas indicam o campo de velocidades. Para todos os casos, foi utilizado um vento incidente de 5 m/s perpendicular à face côncava do rotor. A peça modelada possui altura 12 vezes maior que o raio R , para que os efeitos das bordas não influenciassem os resultados. A avaliação das extremidades superior e inferior foi feita em outras etapas de simulação.

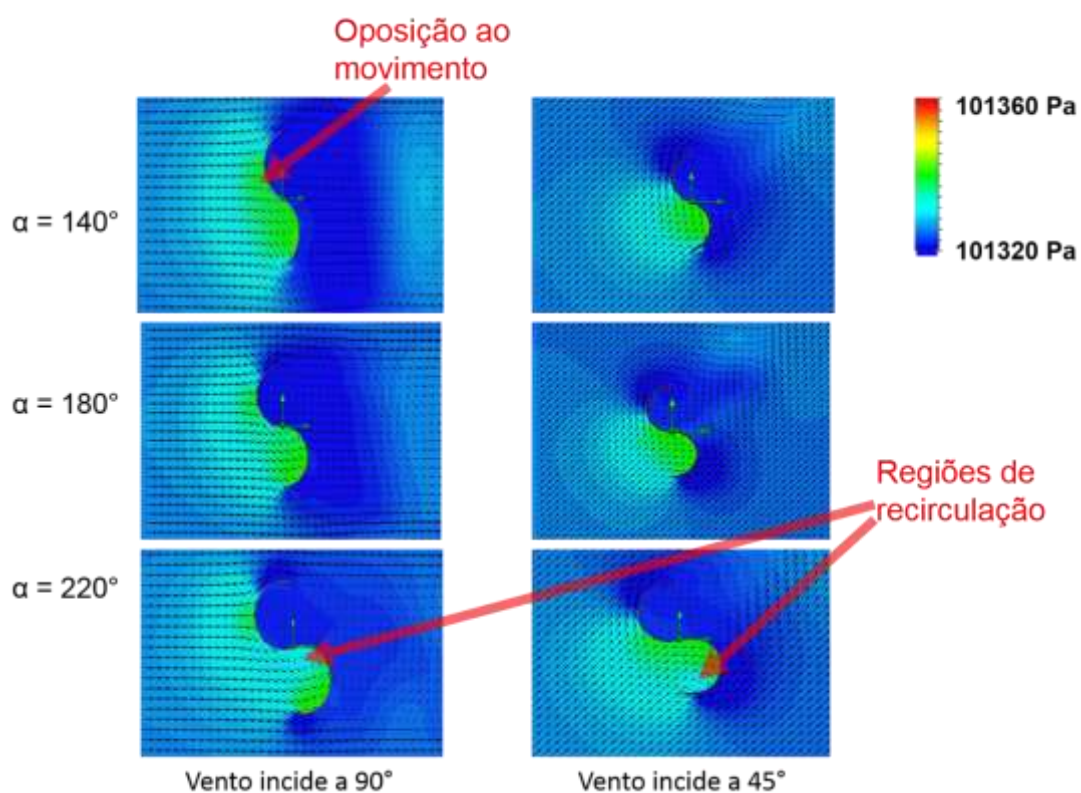


Figura 4.2 – Campos de pressão e velocidade para rotores com diferentes ângulos α .

Fonte: autoria própria

A Figura 4.2.a. mostra a formação de um gradiente de pressões crescente em direção à face côncava do rotor. A pressão é uniforme em toda a região compreendida pelo ângulo α da pá e se estende ligeiramente pela face convexa da pá oposta. Nota-se o aumento de pressão logo na região à frente do rotor, mesmo antes do contato direto do ar com a peça.

As figuras 4.2.b. e 4.2.c., nas quais o ângulo α é de 160° e 140° , respectivamente, apresentam um gradiente de pressão semelhante ao da figura 4.2.a. No entanto, pode-se observar que a diminuição do ângulo α promove um avanço da região de alta pressão sobre a face convexa da pá de retorno. Tal fato causa o surgimento de uma força de resistência ao movimento desejado do rotor, o que prejudica seu funcionamento e reduz sua eficiência.

Já as Figuras 4.2.d. e 4.2.e. indicam que o gradiente de pressões em direção à face côncava do rotor é menos acentuado conforme se aumenta o ângulo α . Para o rotor de 220° não se observa distinção entre a pressão à montante do rotor e a pressão nas regiões de contato do ar com as pás. Com isso, a força de arrasto gerada para mover o rotor é menor que o rotor 4.2.a. devido à pressão ser mais baixa. Ademais, o campo de pressões sobre a face convexa é de mesma magnitude do campo sobre a face côncava. Assim, a diferença entre a força de movimento do rotor e a força resistiva é menor que o esperado para esse tipo de turbina, o que promove um aproveitamento de potência abaixo do previsto.

Com base nas considerações anteriores, optou-se pelo rotor com α igual a 180° . Esse valor foi usado como base para as demais simulações.

A etapa seguinte foi a avaliação do encurtamento das pás do rotor, pela inserção de uma região plana. Nesse caso, foram testadas três configurações distintas, quais sejam o rotor totalmente curvo, como os mostrados na Figura 4.2, o rotor com face externa e interna achatadas, e rotor somente com face interna achatada. As três configurações estão indicadas na Figura 4.3.

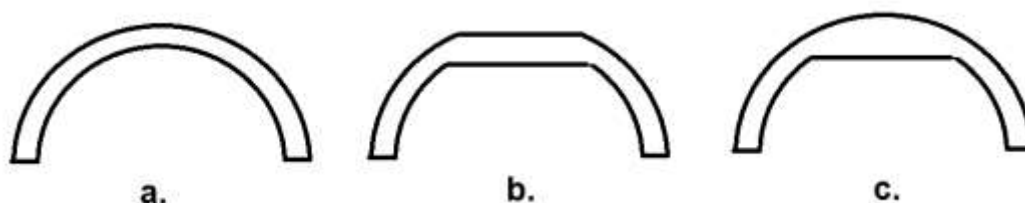


Figura 4.3 – configuração de pás a. totalmente curva; b. face externa e interna achatadas; c. somente face interna achatada.

Fonte: autoria própria

A motivação para o teste dessas geometrias foi o estudo de Kacprzak, Liskiewicz e Sobzak (2013), no qual verificou-se que o rotor elíptico possui coeficiente de

potência maior que o modelo Savonius clássico. Dessa forma, os perfis apresentados na Figura 4.3 foram usados para verificar se o encurtamento das pás no sentido longitudinal poderia causar aumento na geração de potência.

O comportamento dos três rotores foi simulado para três condições diferentes de escoamento, sendo elas para ângulos de vento incidente de 90° , 45° e 0° em relação a uma face côncava do rotor. Tal prática foi adotada pela impossibilidade de simular a peça se movendo junto às massas de ar. Assim, as condições apresentadas compõem três instantes diferentes do movimento do rotor, para os quais o vento incidente promove esforços diferentes na turbina. A Figura 4.4. indica os resultados das simulações realizadas.

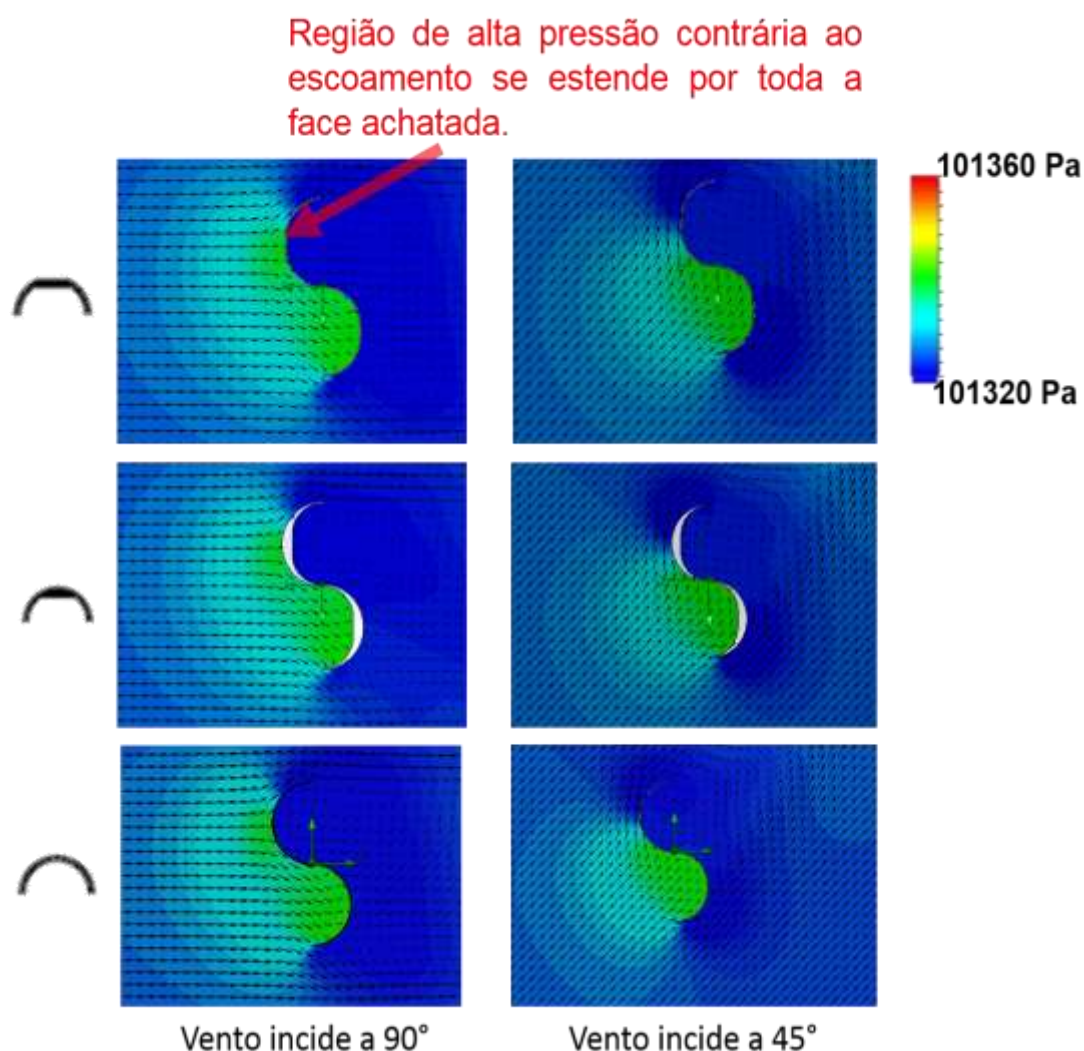


Figura 4.4 – Campos de pressão e velocidade para diferentes rotores e ângulos de incidência.
Fonte: autoria própria

A observação da Figura 4.4 indica que não há variação significativa no achatamento da face interna da turbina, dada que a magnitude das regiões de alta pressão é muito próxima. Todavia, o rotor com face externa achatada apresenta uma região de alta pressão mais expressiva sobre a face da pá de retorno, quando comparado com o rotor de face externa curva. Ademais, a simulação do escoamento a 45° mostra a formação de uma região de alta pressão sobre a pá de retorno mais acentuada, em relação aos outros rotores. Com isso, percebe-se que o achatamento da face convexa provoca o mesmo problema de aumento da força resistente notado na seleção do ângulo de abertura da pá.

Por fim, fez-se um conjunto de simulações para avaliar a influência de se utilizar tampa e base no rotor. A Figura 4.5 traz imagens das simulações realizadas. Nesses casos, foram modelados rotores com altura e raio de pá de mesma ordem de grandeza, a fim de se observar os efeitos das bordas do rotor. A imagem traz o campo de pressões levantado para duas alturas diferentes do rotor. Uma exatamente ao meio, onde a interferência das peças nas extremidades é menor, e outra mais próxima da base do rotor, onde as diferenças entre as duas montagens se mostrou mais significativa.

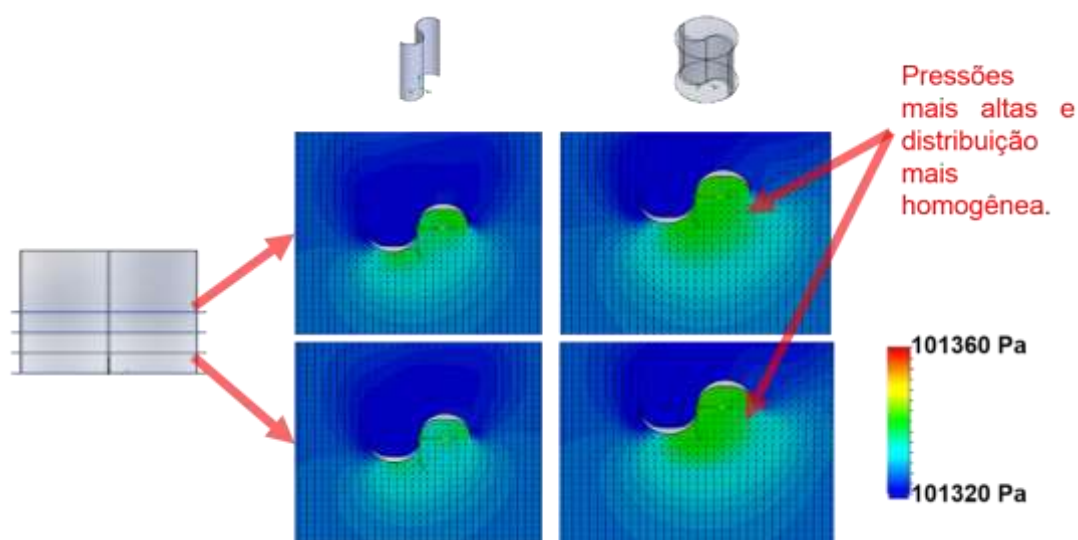


Figura 4.5 – Simulação para avaliar influência de instalar tampa e base no rotor.

Fonte: autoria própria

Com isso, pode-se dizer que o rotor com anteparos promove um campo de pressões mais elevadas na pá do rotor, o que implica em maior força de arrasto.

Com as simulações desenvolvidas nessa etapa, foi possível definir a geometria do rotor para execução do protótipo. Segundo os resultados das simulações apresentadas, a máquina deve possuir as seguintes características:

- Ângulo de abertura das pás de 180° ;
- Faces interna e externa arredondadas;
- Tampa e base.

Esses aspectos, juntamente ao apontados na sessão 2 durante o estudo do Estado da Arte, permitiram definir de forma completa a geometria do rotor a ser fabricado.

Cabe ressaltar que, conforme mencionado, as simulações, embora tenham possibilitado a avaliação comparativa dos diferentes rotores, não representavam de forma completa as condições reais de operação da máquina. Com isso, para estimativa dos valores de torque, potência e rendimento da turbina, optou-se pelo uso de modelos matemáticos retirados de obras literárias sobre o assunto, os quais estão descritos na sessão 5.

5. MODELO MATEMÁTICO PARA ESTIMATIVA DAS CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO

Para o dimensionamento das peças da turbina e estimativa da potência convertida pela máquina, fez-se o desenvolvimento de um modelo matemático.

A princípio, obtém-se uma expressão para o momento aplicado ao eixo do rotor em função das forças de arrasto existentes nas pás. Para esse desenvolvimento, será desprezada a interferência da turbina no escoamento incidente.

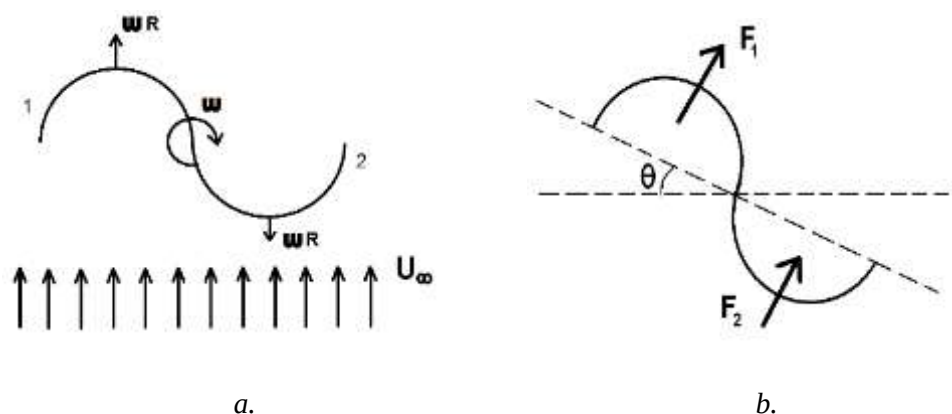


Figura 5.1 – Grandezas físicas da análise do rotor: velocidades (a) e forças (b)
Fonte: autoria própria

Como indicado na Figura 5.1, o rotor está sob ação de duas forças decorrentes das forças de arrasto em cada pá. Essa força pode ser calculada em função das propriedades do escoamento, da geometria e velocidades da turbina, como mostrado na eq.(14), onde C_1 e C_2 são os coeficientes de arrasto, definidos conforme a expressão eq.(15). O termo $U_{rel.escoam.}$ se refere à velocidade relativa do escoamento em relação à pá, ou seja, a velocidade com que o vento incide sobre o rotor, quando considerado o movimento rotativo do mesmo. As equações eq.(16) e eq.(17) indicam o cálculo dessa velocidade em termos das velocidades do escoamento ao longe e da rotação da turbina. A área A corresponde à projeção da pá perpendicularmente ao sentido do escoamento, resultante do produto do diâmetro da pá pela sua altura. A massa específica ρ do ar é tratado como constante ao longo da passagem do gás pela turbina.

$$F_D = \frac{1}{2} \rho A U_{rel.escoam.}^2 C_D \quad (14)$$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho A U_{rel.escoam.}^2} \quad (15)$$

$$F_1 = \frac{1}{2} \rho A (U_\infty - \omega R)^2 C_1 \quad (16)$$

$$F_2 = \frac{1}{2} \rho A (U_\infty + \omega R)^2 C_2 \quad (17)$$

É importante destacar que a força em cada pá depende da velocidade relativa do escoamento, ou seja, a força é proporcional à velocidade do escoamento ao longe menos a velocidade tangencial do rotor, para a pá 1 da Figura 5.1.a, e à velocidade ao longe mais a velocidade tangencial do rotor, no caso da pá 2. Com isso, concluímos que ao passo que a velocidade angular do rotor aumenta, a magnitude da força que se opõe ao movimento aumenta. Dessa forma, espera-se que haja um limite de rotação possível que a turbina possa atingir, já que a partir deste limite, o momento total gerado pelas forças de arrasto tende a desacelerar o rotor.

O equacionamento seguinte, desenvolvido para estimativa da potência da turbina, foi baseado no modelo de Gasch e Tvele (2012), que descreve brevemente o método para abordagem de rotores de arrasto e exemplifica com os casos de um moinho de vento persa e um anemômetro. Em suma, o cálculo da potência é feito a partir das forças e velocidades das pás no ponto de arrasto máximo, ou seja, para a situação na qual o rotor se encontra perpendicular ao escoamento incidente (θ igual a zero, na Figura 5.1.b), já que nessa situação a componente da velocidade do vento que incide perpendicularmente às pás coincide com a velocidade total do escoamento. Nesse cenário, a potência desenvolvida pelo rotor é representada pela eq.(18).

$$P = F_1 \omega R - F_2 \omega R$$

$$P = \frac{1}{2} \rho A (U_\infty - \omega R)^2 C_1 \omega R - \frac{1}{2} \rho A (U_\infty + \omega R)^2 C_2 \omega R$$

$$P = \frac{1}{2} \rho A \omega R [C_1 (U_\infty - \omega R)^2 - C_2 (U_\infty + \omega R)^2] \quad (18)$$

Os parâmetros utilizados para os cálculos são os indicados na Tabela 5.1. Para o levantamento da curva de coeficiente de potência, calculou-se a velocidade angular ω para diferentes razões de velocidades, estas variando de 0 a 0,5. A partir desse valor, a potência pode ser estimada por meio da eq.(18). Por fim, calcula-se o coeficiente de potência correspondente, pela razão entre a potência calculada e a potência de referência do escoamento, mostrada na eq.(3) e indicada na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Propriedades para cálculo do coeficiente de potência da turbina

Propriedade	Símbolo	Valor
Densidade do ar	ρ	1,1 kg/m ³
Diâmetro da pá do rotor	D	0,86 m
Altura do rotor	L	0,50 m
Coeficiente de arrasto da pá 1	C_1	2,5
Coeficiente de arrasto da pá 2	C_2	1,1
Velocidade do escoamento ao longe	U_∞	5 m/s

Fonte: autoria própria

A Tabela 5.2 indica os pontos calculados pelo procedimento descrito, e a Figura 5.2. mostra a curva levantada para o rotor com as dimensões apresentadas na Tabela 5.1.

Tabela 5.2. Valores obtidos para velocidade angular, torque, potência e coeficiente de potência.

λ	0	0.05	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45
C_p	0.05	0.09	0.12	0.14	0.15	0.16	0.15	0.13	0.10	0.04

Fonte: autoria própria

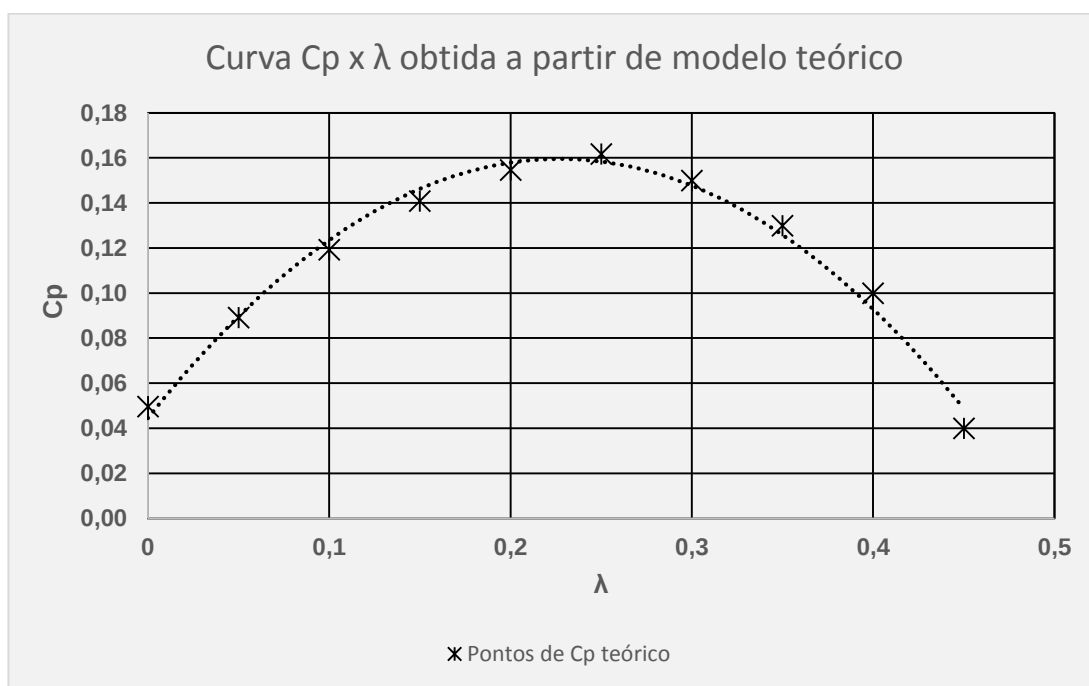


Figura 5.2 - Curva de comportamento do coeficiente de pressão em função da razão de velocidades.

Fonte: autoria própria

A curva apresentada na Figura 5.2 indica que o valor máximo de C_p é de 0,16 e ocorre para uma razão de velocidades de 0,25.

O modelo desenvolvido nessa sessão, embora seja bastante simplificado frente à complexidade do escoamento sobre a turbina, permite fazer uma estimativa das condições operacionais da turbina, para melhor dimensionamento dos componentes e parâmetros de medição para a etapa de ensaio experimental.

6. PROJETO DO PROTÓTIPO

Os estudos realizados na etapa de projetos conduziram ao conjunto de características necessárias à turbina para que apresente potência e rendimento desejáveis. A partir desses requisitos, elaborou-se o projeto do protótipo a ser confeccionado para os ensaios no túnel de vento do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT).

O rotor foi definido segundo as diretrizes apresentadas nas sessões 2 e 4, a saber:

- Rotor de duas pás diametralmente opostas;
- Tampa e base na parte superior e inferior do rotor para confinamento do escoamento incidente;
- Pás montadas lado a lado sem região de superposição;
- Pás com ângulo de abertura de 180° , sem achatamento nas faces interna ou externa.

Para as dimensões do protótipo, respeitou-se a região limite de ensaio no interior do túnel de vento, de 1 metro quadrado, para evitar problemas de bloqueio do escoamento causado pela turbina. Ademais, pensou-se em manter o rotor afastado das paredes do túnel para que não houvesse interferência da camada limite sobre o rotor. A altura da camada limite é estimada em 150 mm, segundo o IPT.

Feitas todas as considerações apresentadas, desenvolveu-se o modelo CAD do conjunto para ensaio. O rotor, mostrado na Figura 6.1, consiste em um par de pás de aço inoxidável fixado em chapas do mesmo material, presas por peças de fixação de alumínio, onde são presos parafusos M5. Cabe destacar que as chapas superior e inferior do rotor foram reforçadas com peças de alumínio ASTM 7075-T6 para garantir que não haja flexão do conjunto durante a montagem e o ensaio.

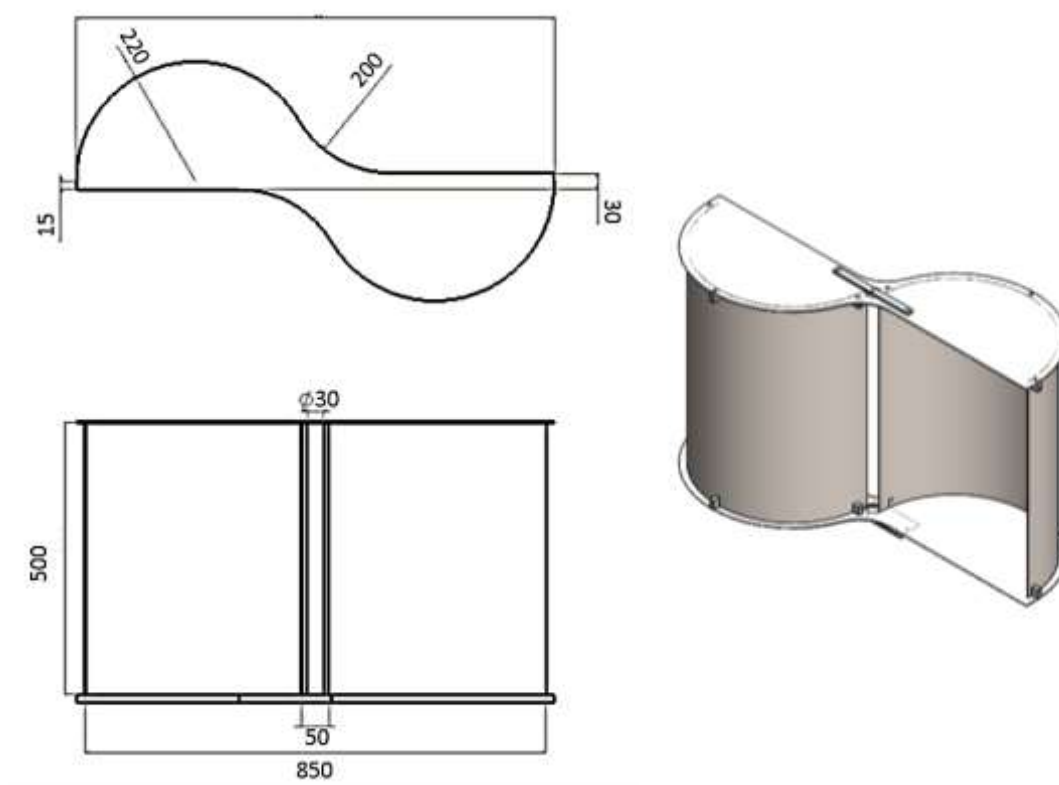


Figura 6.1 - Modelo CAD do protótipo para ensaio em túnel de vento.
Fonte: autoria própria

O rotor foi montado em um eixo de aço SAE 1045, o qual foi movimentado junto ao rotor. Para dimensionamento do eixo, foi considerado o momento fletor causado pelo escoamento incidindo sobre as pás. Destaca-se que a intensidade máxima do arrasto ocorre quando as pás estão perpendiculares ao sentido de deslocamento do fluido. Ademais, a força mínima de arrasto ocorre quando as pás se encontram alinhadas com a direção do vento incidente.

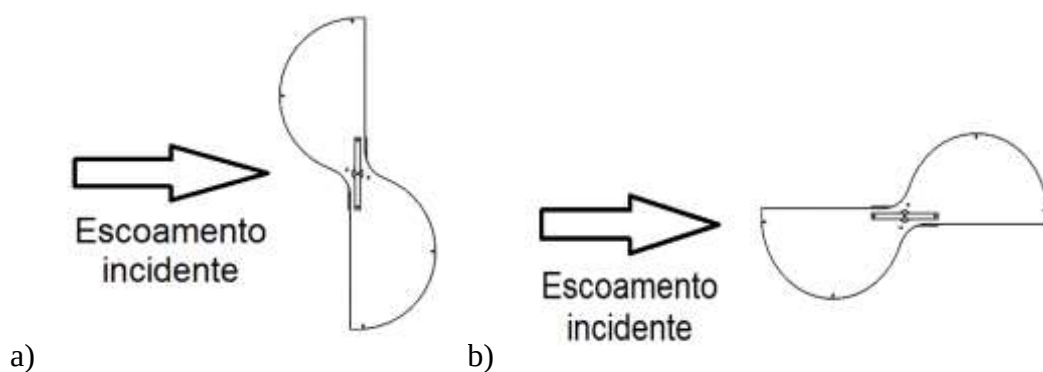


Figura 6.2 - Orientação do rotor para a) arrasto máximo e b) arrasto mínimo
Fonte: autoria própria

A estimativa da força de arrasto foi feita com base nos coeficientes de arrasto explicitados na sessão 5 e é apresentada no equacionamento a seguir.

$$F_{m\acute{a}x} = (C_{D1} + C_{D2})\rho AU^2_{\infty} \quad (25)$$

$$F_{m\acute{i}n} = C'_{D}\rho AU^2_{\infty} \quad (26)$$

Com isso, obteve-se os valores para força máxima de 180 N e força mínima de 135 N.

Fez-se a hipótese de que essas forças estão concentradas no centro do rotor. Com isso, existe um braço de 250 *mm* entre o ponto de aplicação e os mancais. A partir dessa informação, verificam-se as tensões média e alternada sobre o eixo, devido ao momento fletor, para dimensionamento do eixo segundo o Critério de Goodman de fadiga.

$$\sigma = \frac{F.b.\frac{d}{2}}{I} \quad (27)$$

$$I = \frac{\pi.d^4}{64} \quad (28)$$

$$F_m = \frac{F_{m\acute{a}x} + F_{m\acute{i}n}}{2} \quad (29)$$

$$F_a = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{m\acute{i}n}}{2} \quad (30)$$

Ao aplicar os valores de F_m e F_a obtidos pelas expressões eq.(29) e eq.(30) na expressão eq.(27), tem-se as relações abaixo.

$$\sigma_m = \frac{458,366}{d^3} \quad (31)$$

$$\sigma_a = \frac{343,775}{d^3} \quad (32)$$

As tensões média e alternada obtidas acima são empregadas para dimensionamento de vida em fadiga segundo o Critério de Goodman. Conforme mencionado anteriormente, o eixo é de aço SAE 1045, cuja tensão de escoamento é 310 MPa e a tensão de ruptura é 560 MPa. Dessa forma, obtém-se por meio da relação eq.(33) o diâmetro do eixo, para um fator de segurança FS 2 e fator de concentração de tensão k_c no rebaixo de encaixe nos mancais de 2.

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{rup}} + \frac{k_c \cdot \sigma_a}{\sigma_y} = \frac{1}{FS} \quad (33)$$

A partir desse cálculo, determinou-se que o diâmetro mínimo do eixo deve ser 18 mm. Em seguida, foram selecionados os mancais de rolamento para montagem do suporte da turbina que será fixado no interior do túnel de vento. A montagem pretendida está representada na Figura 6.3. Para esta seleção, foi considerada a força de esmagamento dos corpos rolantes devido ao momento fletor sobre o eixo. Com isso, obteve-se a carga equivalente sobre os rolamentos para seleção desses elementos em catálogos de fabricantes.

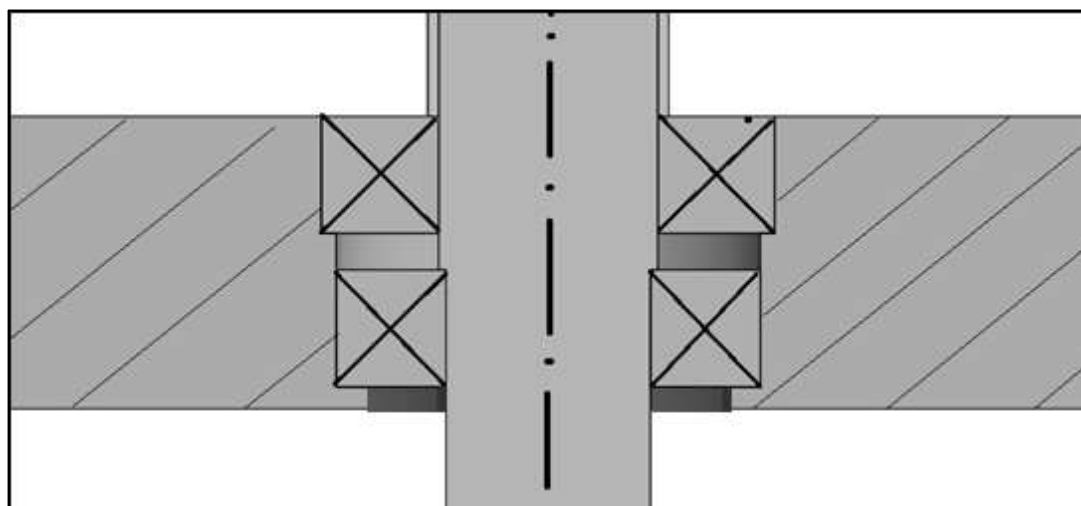


Figura 6.3 - Montagem do suporte da turbina no interior do túnel de vento.
Fonte: autoria própria

A força de esmagamento foi calculada considerando-se o binário atuante sobre o par de rolamento ilustrados na Figura 6.3. Para isso, estimou-se a distância entre os centros dos mancais 2x de 20 mm.

$$F_{m\acute{a}x} \cdot b = F \cdot x + F \cdot x \quad (34)$$

Isso resultou em uma força de 2250 N radial sobre os mancais. A partir desse valor, foi calculado a carga equivalente sobre o rolamento. Esse procedimento exige a estimativa da vida útil do rolamento, a qual foi adotada como 10 000 horas. Dessa forma, tem-se o desenvolvimento a seguir.

$$L_{10} = (10\,000 \text{ horas}) \cdot \left(3\,600 \frac{s}{\text{hora}}\right) \cdot \left(37,5 \frac{\text{rad}}{s}\right) \cdot \left(\frac{1}{2\pi} \frac{\text{ciclo}}{\text{rad}}\right) = 214 \cdot 10^6 \text{ ciclos} \quad (35)$$

$$n = 3 \quad (36)$$

$$C = F \cdot L_{10}^{1/n} \quad (37)$$

A expressão eq.(37) resulta em uma carga equivalente de 13 500 N. Com isso, foram selecionados os rolamentos de uma carreira de esferas para montagem da máquina.

Com a definição do conjunto que será instalado no interior do túnel de vento, foi elaborado o sistema de medição dos parâmetros experimentais para o levantamento das curvas características da máquina.

A Figura 6.4 ilustra a montagem pretendida para o conjunto de aquisição de dados. Nele, o eixo do rotor é ligado ao torquímetro por meio de um acoplamento flexível. O uso desse tipo de junção tem a finalidade de proteger o torquímetro de imprecisões de montagem, principalmente devido à excentricidade entre o eixo do rotor e o eixo do equipamento de medição. Por fim, o eixo do torquímetro na parte inferior é acionado por um freio mecânico para controle da rotação da turbina. A princípio, pretendia-se utilizar um motor elétrico não-escovado para controle da velocidade de rotação da turbina para levantamento da curva de potência, mas devido a problemas na eletrônica de controle do motor dias antes do ensaio impossibilitou seu uso.

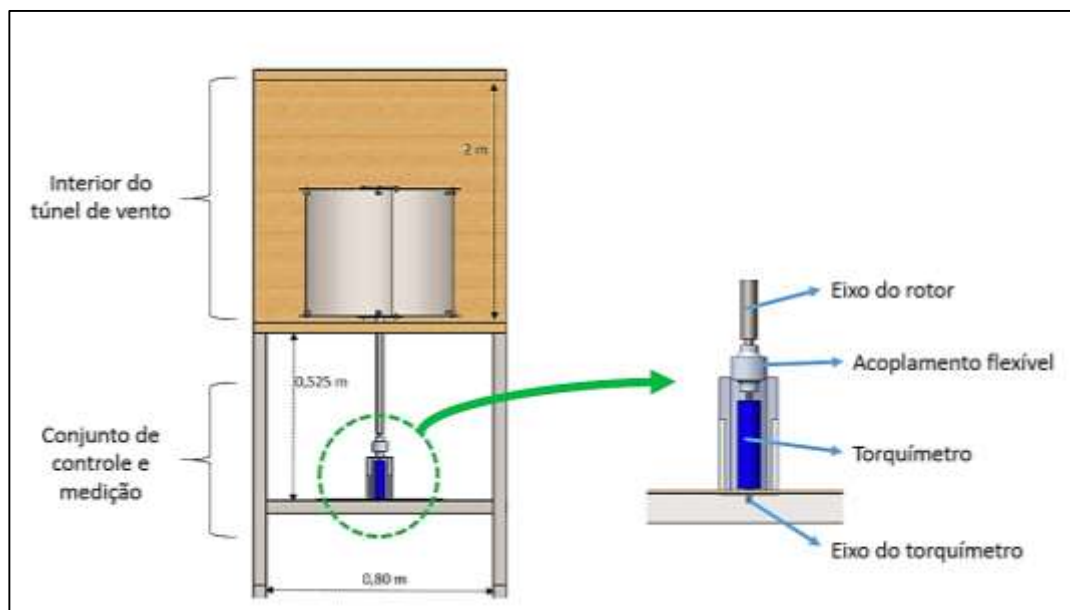


Figura 6.4 - Sistema para ensaio com destaque para o conjunto de medição.
Fonte: autoria própria.

O torquímetro foi disponibilizado pelo IPT para a realização desse ensaio. A partir dele, pode-se determinar o torque e a velocidade de rotação do eixo do rotor, para cálculo da potência de eixo desenvolvida pela turbina.

Com o ensaio, pretende-se levantar a curva de Coeficiente de potência em função da razão de velocidade para o protótipo, concluindo assim a avaliação do projeto com a caracterização quantitativa da turbina.

7. MONTAGEM E EXECUÇÃO DO ENSAIO

O ensaio foi feito no túnel de vento do Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT), o qual consiste em um túnel de sucção, ou seja, o ventilador está localizado a jusante da região de testes, com seção transversal de 2 m de altura por 3 m de largura na região de ensaio. O sistema é dotado de uma colmeia na região de entrada de ar, para promover a estabilização do escoamento. Em seguida, o ar passa por uma região de estreitamento onde o escoamento aumenta sua velocidade para, então, chegar ao trecho onde são feitos os testes. As Figuras 7.1, 7.2 e 7.3 ilustram a configuração do túnel de vento utilizado.

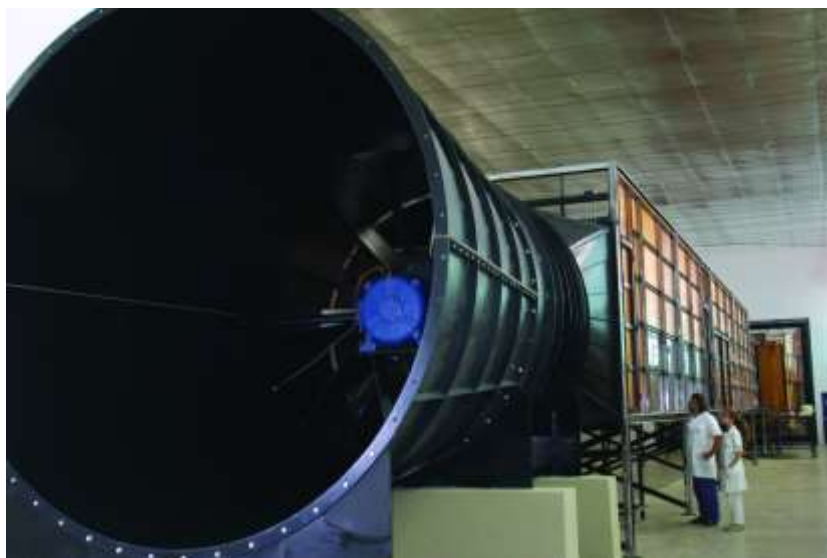


Figura 7.1. Ventilador acionado para promover o escoamento no interior do túnel
Fonte: Ensaio em túnel de vento, disponível em www.ipt.br



Figura 7.2. Colmeia para estabilização do escoamento
Fonte: autoria própria

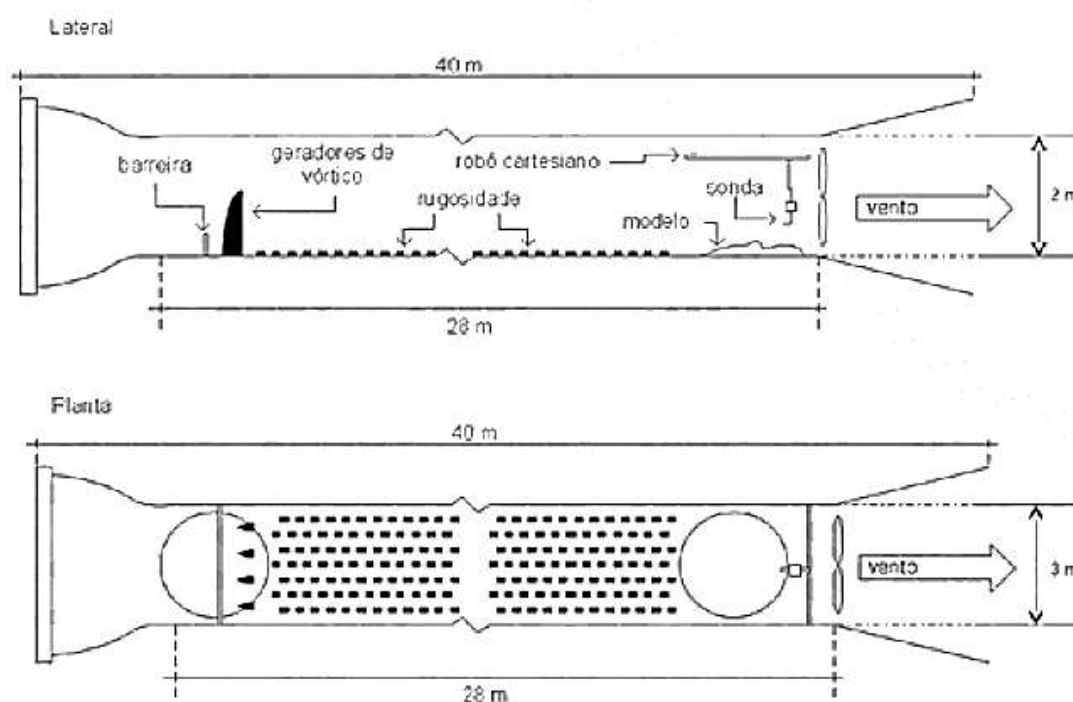


Figura 7.3. Vista lateral e superior do túnel de vento do IPT

Fonte: Ensaio em túnel de vento garantem segurança e economia a projetos com estruturas complexas, disponível em wwwo.metalica.com.br

Destaca-se que na Figura 7.3 estão indicados as barreiras e os geradores de vórtices usados para ensaios de maquetes de projeto de construção civil. No entanto, para o ensaio do protótipo tratado neste relatório, esses componentes foram desmontados para liberar a região a frente das rugosidades para a instalação da turbina.

Ademais, foi informado pelos responsáveis do túnel de vento que o protótipo deveria ter dimensão máxima de 1 m de altura por 1 m de largura para que não houvesse efeito de blocagem significativo no ensaio e que a camada limite desenvolvida nas paredes do túnel possuem altura máxima de 150 mm.

A confecção das peças da turbina foi realizada nos laboratórios de prototipagem do Departamento de Engenharia Mecatrônica da Escola Politécnica da USP.

O eixo consiste em uma peça de aço SAE 1045 usinada em torno. O eixo possui rasgos de chaveta para transmissão do movimento do rotor ao torquímetro. Sua instalação foi feita na plataforma móvel do túnel de vento, a qual podia ser furada para que o eixo pudesse ser acessado para as tomadas de medição. A fixação do mesmo foi feita com o conjunto de rolamentos esquematizado na Figura 6.3, os quais foram alocados

em uma caixa de alumínio presa à uma chapa de madeira parafusada ao chão do túnel, como indicado na Figura 7.4.

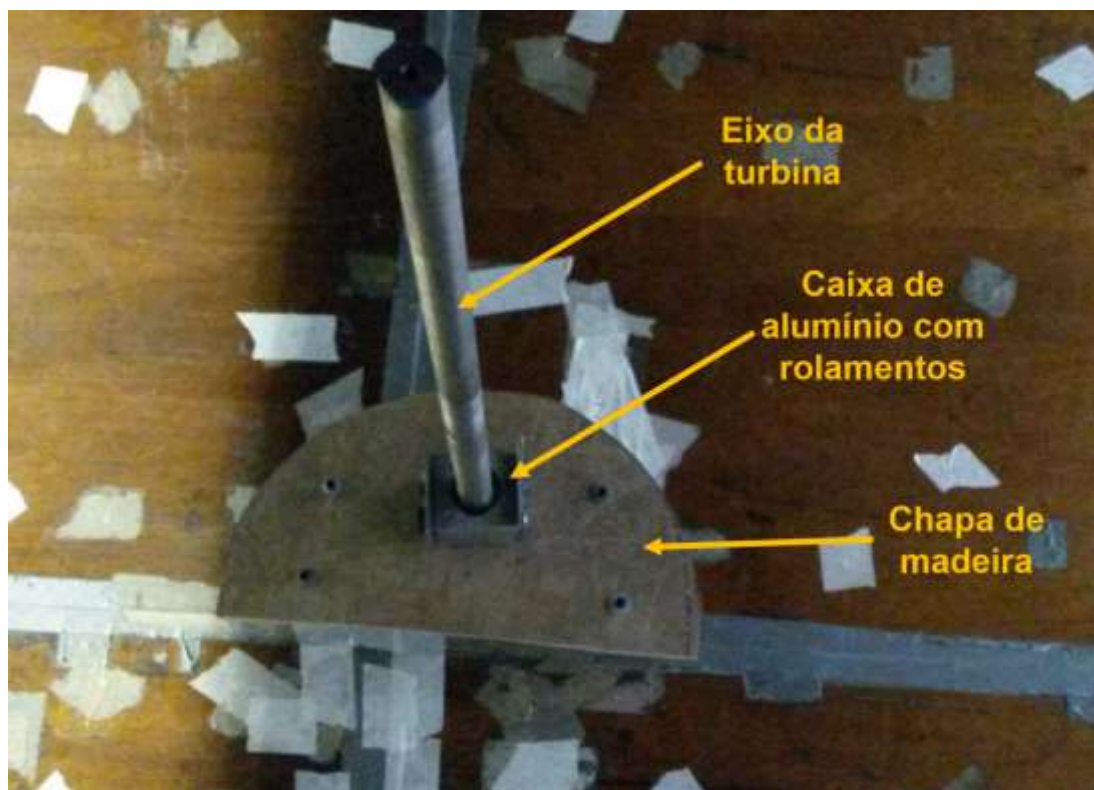


Figura 7.4. Instalação do eixo da turbina no interior do túnel de vento.

Fonte: autoria própria.

Cabe ressaltar que nos primeiros testes realizados, a máquina apresentou vibração elevada devido ao fato de o eixo estar em balanço. Isso exigiu que a base de madeira e as caixas de alumínio com rolamentos fossem colocados mais para cima, por meio de espaçadores entre a base de madeira e o chão do túnel, para diminuir o trecho em balanço do eixo da turbina, reduzindo assim a amplitude das vibrações causadas.

O rotor foi montado a partir de um tubo de aço inoxidável de 500 mm de altura e 800 mm de diâmetro, com 2 mm de espessura de parede, cortado ao meio e preso em uma tampa feita de MDF cortado com serra tico-tico, para adequação à forma projetada, como indicado na Figura 7.5. A base foi feita com chapas de aço inoxidável unidas por uma placa de MDF para garantir a rigidez do rotor, evitando deformações durante a operação da máquina. As partes de aço inoxidável foram unidas entre si e às peças de madeira por meio de parafusos e rebites.



Figura 7.5. Tampa do rotor fabricada em MDF
Fonte: autoria própria

Na Figura 7.5 é possível visualizar a fixação do rotor ao eixo, feita por meio de um parafuso Allen M8 preso axialmente à turbina, de forma a restringir o movimento vertical das pás. Para a transmissão do torque das pás ao restante do conjunto, foi utilizado um acoplamento de alumínio preso por parafusos Allen M6 à tampa e ligado ao eixo por chaveta.

A montagem completa do rotor no túnel de vento é indicada na Figura 7.6.



Figura 7.6. Rotor instalado no túnel para ensaio
Fonte: autoria própria

O torquímetro empregado no ensaio foi o MCRT Non-Contact modelo 28002T(1-3)NF2, com capacidade para medir até 100 Nm de torque e rotação de até 15 000 RPM. A figura 7.7 mostra o torquímetro já instalado para as tomadas de medição.

Para instalação do torquímetro, foi feito um suporte de madeira, de forma a permitir sua fixação na direção vertical, por meio de parafusos presos em sua base. Conforme indicado na Figura 6.4, o torquímetro é alocado abaixo do túnel de vento, onde existe um pórtico para apoiar os instrumentos de medição. A Figura 7.7 mostra a base confeccionada para instalação do torquímetro, bem como a ligação deste ao eixo da turbina, por meio do acoplamento flexível. Salienta-se que estes acoplamentos foram cedidos pelo IPT para execução do ensaio. A transmissão de movimento é feita com uso de chavetas entre os eixos e as partes do acoplamento.

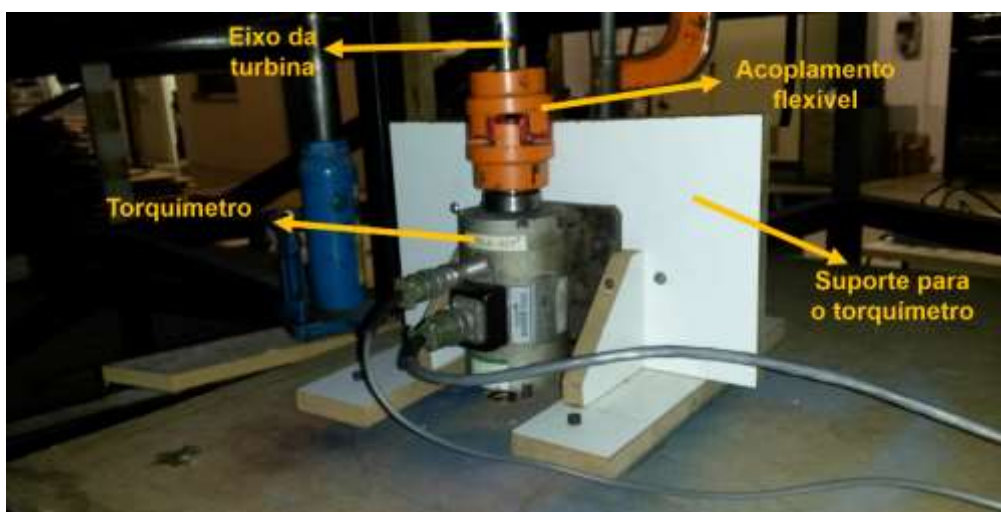


Figura 7.7. Instalação do torquímetro
Fonte: autoria própria

Por fim, foi desenvolvido um sistema de freio mecânico para que se pudesse controlar a rotação da máquina, de forma a se fazer a leitura dos valores de torque e rotação em diferentes razões de velocidades para, então, realizar o levantamento da curva de coeficiente de potência da turbina. A princípio, pretendia-se fazer esse controle com um motor elétrico acoplado ao torquímetro. O motor atuaria como um motor-freio, oferecendo um torque resistente ao conjunto para estabilizar a rotação da máquina nos valores desejáveis. No entanto, devido à problemas na placa de controle do motor que seria emprestado para o ensaio, não foi possível utilizar esse sistema. Dessa

forma, foi desenvolvido um mecanismo de freio manual para substituir o motor. Esse mecanismo consiste em duas chapas de alumínio fixadas à uma dobradiça, de forma a compor um conjunto articulado. Esse conjunto foi revestido com borracha para garantir maior atrito com o eixo do torquímetro. Assim, o freio era posicionado ao redor do eixo inferior do torquímetro e apertado manualmente para reduzir a rotação do conjunto.

O ensaio foi conduzido para três velocidades de vento diferentes: 4 m/s, 8 m/s e 12 m/s. Cabe dizer que para escoamentos de velocidade mais alta a turbina apresentava vibração alarmante, o que impossibilitou o ensaio para velocidades mais altas.

Para medição dos parâmetros e aquisição dos dados, foram usados dois sistemas, sendo o primeiro o conjunto do torquímetro, o qual possibilitou fazer a medida o torque e da rotação da máquina para os pontos de operação escolhidos, e o segundo, o conjunto do tubo de Pitot, o qual forneceu o valor da velocidade do escoamento ao longo do experimento.

A leitura do torquímetro foi feita por meio do seu próprio visor, mostrado na Figura 7.8, que ligado diretamente ao aparelho, disponibilizava os valores de torque em Newton-metro e de rotação em RPM. Já a leitura do Pitot foi feita por meio de um sensor de pressão digital Scanivalve Corp modelo DSA3217/16Px, cuja leitura foi feita com o auxílio de um script em R para aquisição de uma amostragem ao longo de 10 s e cálculo da velocidade média ao longo desse intervalo de tempo. O conjunto completo de aquisição e leitura das medidas está ilustrado na Figura 7.9.



Figura 7.8. Equipamento de leitura do torquímetro
Fonte: autoria própria



Figura 7.9. Conjunto para aquisição e leitura de dados.

Fonte: autoria própria

Por fim, tendo em vista os valores de torque registrados para vento de 4 m/s , da ordem de $0,1 \text{ Nm}$, foi elaborado um aparato para estimar o torque resistente do conjunto, sobretudo proveniente dos mancais de rolamento, indicado na Figura 7.10. O aparato consiste em uma haste com polia na qual é passado um fio, preso ao eixo, no qual é pendurada uma carga. Essa carga é variada gradativamente até o momento em que o momento gerado por ela no eixo é suficiente para fazê-lo se movimentar, indicando que o momento resistente foi superado. Com isso, tem-se a estimativa do torque necessário para superar os atritos internos da turbina. O valor de torque resistente registrado foi de $0,2 \text{ Nm}$.

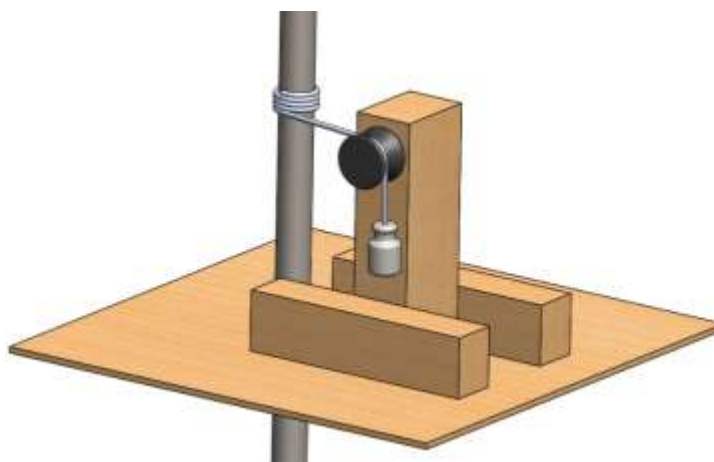


Figura 7.10. Aparato para medição do torque resistente

Fonte: autoria própria

8. RESULTADOS

A partir dos procedimentos descritos na sessão 7, foram registrados os pontos de operação para o rotor Savonius projetado nas três velocidades de vento ensaiadas. A tabela abaixo mostra os valores medidos para torque e rotação em cada uma das velocidades de escoamento.

Tabela 8.1. Valores medidos de torque e rotação para as três velocidades de vento ensaiadas

$U_{\infty} = 4 \text{ m/s}$		$U_{\infty} = 8 \text{ m/s}$		$U_{\infty} = 12 \text{ m/s}$	
Torque (Nm)	Rotação (RPM)	Torque (Nm)	Rotação (RPM)	Torque (Nm)	Rotação (RPM)
0,00	47	0,00	102	0,00	155
0,06	41	0,10	97	0,19	150
0,10	35	0,32	87	0,43	143
0,18	28	0,40	82	1,22	121
0,20	26	0,56	76	1,57	115
0,25	20	0,66	72	2,00	97
-	-	0,85	62	2,35	86
-	-	0,96	54	2,84	68
-	-	1,10	43	3,15	42

Fonte: autoria própria

Para o escoamento de 4 m/s, os pontos de rotação abaixo de 20 RPM não foram coletados pelo fato de a turbina parar por completo nas tentativas de se acionar o freio para obter uma rotação mais baixa. Isso posto, foram considerados apenas os 6 pontos indicados para estudo do rotor nessa velocidade.

Os valores de torque registrados na tabela ainda não levam em consideração o torque resistente devido ao atrito do conjunto. Essa resistência foi considerada para o levantamento das curvas de potência.

Em posse desses dados, foram calculados os valores de coeficiente de potência e razão de velocidades, conforme o procedimento descrito na sessão 3. Com isso, foram levantadas as curvas características do rotor para cada velocidade. A Tabela x+1 traz os valores de C_p e λ calculados, e a Figura 8.1 mostra as curvas resultantes.

Tabela 8.2. Valores de C_p e λ calculados para os pontos ensaiados.

$U_{\infty} = 4 \text{ m/s}$		$U_{\infty} = 8 \text{ m/s}$		$U_{\infty} = 12 \text{ m/s}$	
λ	C_p	λ	C_p	λ	C_p
0,68	0,0989	0,7874	0,0582	0,8525	0,0151
0,5932	0,1109	0,7488	0,0677	0,825	0,0256
0,5064	0,1087	0,6716	0,085	0,7865	0,0378
0,4051	0,1094	0,633	0,0884	0,6655	0,0691
0,3762	0,1068	0,5867	0,0974	0,6325	0,0813
0,2894	0,0922	0,5558	0,1014	0,5335	0,0848
-	-	0,4786	0,1023	0,473	0,0868
-	-	0,4169	0,0966	0,374	0,0816
-	-	0,3319	0,0846	0,231	0,0555

Fonte: autoria própria

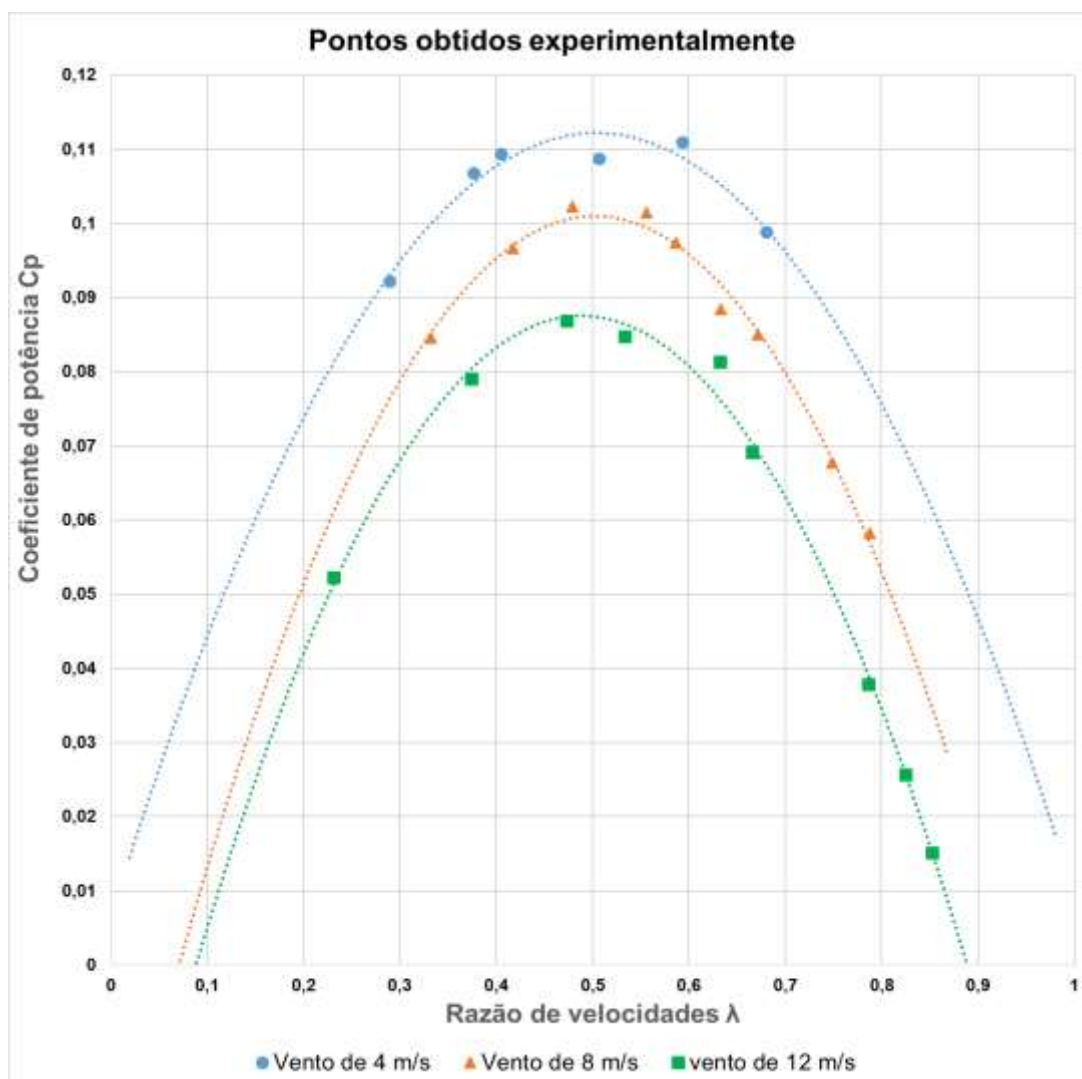


Figura 8.2. Curvas de coeficiente de potência para o rotor Savonius projetado

Fonte: autoria própria

A Figura 8.2 indica que a condição de operação para a qual o coeficiente de potência é mais alto ocorre para ventos de 4 m/s. Como se pode ver nas curvas levantadas, o aumento da velocidade do escoamento incidente causa a redução do percentual de potência captada pela turbina. Nas três condições o ponto de máxima eficiência ocorre para a razão de velocidades em torno de 0,50. A projeção da curva de potência forneceu os valores máximos de C_p em cada situação, sendo esse valor para vento de 4 m/s igual a 0,112 quando λ vale 0,50, para vento de 8 m/s igual a 0,101 quando λ vale 0,50 e para vento de 12 m/s igual a 0,881 quando λ vale 0,49. Destaca-se que para esse último valor, as medidas realizadas podem ter sido influenciadas pela vibração do eixo da turbina, que nessa velocidade de escoamento apresentava amplitude considerável.

A abertura das parábolas indica a constância na geração de potência pela máquina quando esta é sujeita a perturbações. Parábolas com menor coeficiente dominante, em módulo, representam menor diminuição do coeficiente de potência quando a razão de velocidades oscila ao redor do ponto ótimo. A Figura 8.2 mostra que para o ensaio em vento de 4 m/s a curva de C_p obtida possui abertura maior que nos demais casos. Com isso, pode-se dizer que a geração de energia em escoamentos de velocidades mais baixas é mais estável. Para vento de 4 m/s, uma variação de 0,10 na razão de velocidade a partir do ponto ótimo causa uma redução de aproximadamente 0,002 no coeficiente de potência, ao passo que para os escoamentos de 8 m/s e 12 m/s a diminuição sofrida é respectivamente de 0,005 e 0,008.

Por fim, o rotor apresentou taxa de conversão menor que a prevista pelo modelo teórico. Isso se deve ao fato de a estimativa feita pelo modelo matemático da sessão 5 não considerar a perturbação do escoamento incidente causada pelo movimento rotativo das pás. Esse fenômeno provoca alterações no campo de velocidades ao redor da turbina, fazendo com que o escoamento que atinge o rotor na realidade esteja em uma velocidade menor que a velocidade do vento ao longe.

É importante frisar que os resultados obtidos indicam que a turbina apresenta melhor aproveitamento da energia do escoamento para ventos de baixa velocidade, em torno de 5 m/s, fato que é condizente com os estudos prévios de rotores Savonius, os quais são usualmente empregados em ambientes de ventos reduzidos.

9. CONCLUSÕES

O trabalho desenvolvido objetivou ao projeto de uma turbina eólica de rotor Savonius para fabricação de um protótipo a partir do qual seriam determinadas as curvas de coeficiente de potência da máquina.

A revisão bibliográfica realizada possibilitou o direcionamento inicial do projeto, tendo em vista os estudos anteriores realizados sobre as turbinas de rotor Savonius em diferentes formas construtivas. A etapa de simulações numéricas conduziu o projeto para a caracterização final da geometria do rotor. O modelo teórico empregado para estimativa da potência produzida, embora tenha apresentado discrepância em relação ao resultado obtido experimentalmente, forneceu uma estimativa das condições de operação da máquina, a qual auxiliou na escolha dos equipamentos adequados para execução do ensaio e medição dos parâmetros de avaliação do projeto. Cabe ressaltar que, mesmo não sendo possível o uso do motor elétrico para controle da rotação da turbina, devido aos problemas com a eletrônica de controle, a escolha desse componente se fez baseada nessa estimativa de potência máxima fornecida pelo modelo teórico.

O ensaio em túnel de vento possibilitou a determinação do coeficiente de potência do rotor com maior verossimilhança, já que as condições do experimento se encontravam mais próximas das condições reais de funcionamento. Todavia, os problemas detectados durante o ensaio, atrelados à vibração do eixo da turbina e ao atrito entre os componentes da máquina, não permitem dizer que os resultados obtidos correspondem totalmente ao caso de aplicação real dessa turbina.

Por fim, cabe ressaltar que a análise das curvas características obtidas indica que o comportamento da máquina está condizente com o esperado. O rotor apresentou maior eficiência para baixas velocidades de vento incidente, o que corrobora a aplicação de rotor Savonius para ambientes de ventos escassos.

10.REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] AKWA, J. V.; VIELMO, H. A.; PETRY, A. P. **A review on the performance of Savonius Wind turbines.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v.16, n.5, p. 3054- 3064, 2012.
- [2] ALI, M. **Experimental Comparison Study for Savonius Wind Turbine of Two & Three Blades at Low Wind Speed.** *International Journal of Modern Engineering Research*, v.3, n.5, p.2978 – 2986, 2013.
- [3] ALTAN, B.; ATILGAN, M. **An Experimental and Numerical Study on the Improvement of the performance of Savonius Wind Rotor.** *Energy Conversion and Management*, v.49, n.12, p 3425 – 3432, 2008.
- [4] BRITO, S. S. **Energia Eólica Princípios e Aplicações.** *CEPEL*. 2005.
- [5] CARNEIRO, F.; LOPES, A. **Montagem e Testes de uma Bancada para Medição de Desempenho de Aerogeradores em Escala.** *Revista Brasileira de Ensino de Física*, v.32, n.2, p. 2309 – 2314, 2011.
- [6] DAWOUD, B.; AMER, E.; GROSS, D. **Experimental Investigation of an Adsorptive Thermal Energy Storage.** *International Journal of Energy Research*, v. 31, p 135 – 147, Agosto de 2007.
- [7] DECOSTE, J.; McKAY, D.; ROBINSON, B. **MECH 4010 Design Project: Vertical Axis Wind Turbine.** 2005.
- [8] DEISADZE, L.; DIGESER, D.; CHRISTOPHER, D. **Vertical Axis Wind Turbine Evaluation and Design.** 2013.
- [9] DOBREV, I.; MASSOUH, F. **CFD and PIV Investigation of Unsteady Flow Through Savonius Wind Turbine.** *Energy Procedia*, v.6, p. 711 – 720, 2011.
- [10] ESTANQUEIRO, A.; SIMÕES, T. **Aproveitamento de Energia Eólica em Ambiente Urbano e Construído.** *Renováveis Magazine*, n.2, p. 44 – 49, 2010.
- [11] FUJISAWA, N. **Velocity Measurements and Numerical Calculations of Flow Fields in and Around Savonius Rotor.** *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 59, n. 1, p. 39 – 50, 1996.
- [12] GARCIA, S.; SIMIONI, G.; ALÉ, J. **Aspectos de Desenvolvimento de Turbina Eólica de Eixo Vertical.** *IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*. 2006.

- [13] GASH, R.; TWELE, J. **Wind Power Plant, Fundamentals, Design, Construction and Operation**, 2ª edição, Editora Springer, 2012.
- [14] GUPTA, R.; BISWAS, K.; SHARMA, K. **Comparative Study of a Three-Bucket Savonius Rotor With a Combined Three-Bucket Savonius-Three-Bladed Darrieus Rotor**. *Renewable Energy*, v. 33, n. 9, p. 1974 – 1981, 2008.
- [15] HAU, E. **Wind Turbines – fundamentals, technologies, application, economics**, 2ª edição, Editora Springer, 2006.
- [16] KACPRZAK, K.; LISKIEWICZ, G.; SOBCZAK, K. **Numerical Investigation of Conventional and Modified Savonius Wind Turbines**. *Renewable Energy*, v. 60, p. 578 – 585, 2013.
- [17] Portal Brasil. **Brasil é o quarto país em que energia eólica mais cresce no mundo**. Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/infraestrutura/2016/01/brasil-e-um-dos-principais-geradores-de-energia-eolica-do-mundo>>. Acessado em 19 de outubro de 2016.
- [18] SAHA, U.; THOTLA, S.; MAITY, D. **Optimum Design Configuration of Savonius Rotor Through Wind Tunnel Experiments**. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 96, n. 8, p. 1359 – 1375, 2008.
- [19] SARGOLZAEI, J.; KIANIFAR, A. **Modeling and Simulation of Wind Turbine Savonius Rotor Using Artificial Neural Networks for Estimation of the Power Ratio and Torque**. *Simulation Modeling Practice and Theory*, v. 17, n. 7, p. 1290 – 1298, 2009.
- [20] SHARMA, K.; GUPTA, R.; SINGH, S. **Experimental Investigation of the Characteristics of a Savonius Wind Turbine**, *Wind Engineering*, v. 29, n. 1, p. 77 – 82, 2005.
- [21] WENZEL, G. **Projeto Aerodinâmico de Pás de Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal**. Porto Alegre, Novembro de 2007.
- [22] ZHOU, T.; REMPFER, D. **Numerical Study of Detailed Flow Field and Performance of Savonius Wind Turbine**. *Renewable Energy*, v. 51, p. 373 – 381, 2013.