



Programa de Pós-Graduação em Engenharia
de Recursos Naturais da Amazônia

**CARACTERIZAÇÃO FÍSICA, ASPECTOS MORFOLÓGICOS,
COMPORTAMENTOS TÉRMICO E MECÂNICO DO PECÍOLO DO MIRITI
COMO UM MATERIAL POTENCIAL PARA APLICAÇÕES EM PÁS DE
TURBINAS EÓLICAS**

Igor dos Santos Gomes

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

Orientadores: Jerson Rogério Pinheiro Vaz

David Howe Wood

Belém

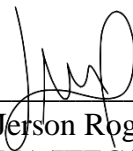
Outubro de 2024

**CARACTERIZAÇÃO FÍSICA, ASPECTOS MORFOLÓGICOS,
COMPORTAMENTOS TÉRMICO E MECÂNICO DO PECÍOLO DO MIRITI
COMO UM MATERIAL POTENCIAL PARA APLICAÇÕES EM PÁS DE
TURBINAS EÓLICAS**

Igor dos Santos Gomes

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

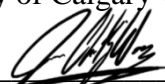
Examinada por:



Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz
(PRODERNA/ITEC/UFPA-Orientador)



Prof. Dr. David Howe Wood
(University of Calgary-Coorientador)



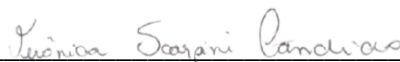
Prof. Dr.ª Joanna Wong
(University of Calgary-Membro)



Prof. Dr. João Nazareno Nonato Quaresma
(PRODERNA/ITEC/UFPA-Membro)



Prof. Dr. Roberto Tetsuo Fujiyama
(PPGEM/ITEC/UFPA-Membro)



Prof.ª Dr.ª Verônica Scarpini Candido
(PRODERNA/ITEC/UFPA-Membro)

BELÉM, PA - BRASIL

OUTUBRO DE 2024

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

D722c dos Santos Gomes, Igor.
Caracterização física, aspectos morfológicos, comportamentos térmico e mecânico do pecíolo do miriti como um material potencial para aplicações em pás de turbinas eólicas / Igor dos Santos Gomes. — 2024.
220 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz
Coorientador(a): Prof. Dr. David Howe Wood
Tese (Doutorado) - Universidade Federal do Pará, Instituto de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais na Amazônia, Belém, 2024.

1. Sustentabilidade. 2. Mauritia flexuosa. 3. Ochroma pyramidale. 4. Aero geradores. 5. Caracterização de materiais.
I. Título.

CDD 621.042

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço a minha família, por todo o apoio e suporte, sem os quais nada disto seria possível. Agradeço ao Professor Jerson Vaz, pelas orientações, oportunidades concedidas e por possibilitar o desenvolvimento deste trabalho. À Universidade Federal do Pará (UFPA), ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais da Amazônia (PRODERNA) e a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo suporte, bem como por seu incentivo e fomento a esta pesquisa e pela bolsa de doutorado sanduíche na Universidade de Calgary. Agradeço ao Prof. David Wood, uma vez que suas contribuições foram cruciais e muitos importantes a este trabalho, desde a concepção até os testes de materiais e em túnel de vento na Universidade de Calgary (UC). À Professora Joanna Wong, pelo suporte prestado aos testes realizados em seus laboratórios na UC. Agradeço a todos os amigos da UC, especialmente Hussam, Milena, Julia, Amir, Amin, Nick, Nicko, Muhammad, Anastasha, Erfan, entre outros, em especial ao amigo e Professor Eric Limacher e ao amigo André Popinhak. Agradeço também ao CEO da *startup* DCO Energia Verde, Davi Cavalcante, por toda a ajuda prestada durante esta pesquisa. Agradeço ao meu caro amigo Edil Vilhena e família, por ter possibilitado o contato com a Comunidade N. Sra. do Perpétuo Socorro, no Rio Arapapú, em Abaetetuba, para a aquisição e transporte do PMP usado nesta pesquisa. Meus agradecimentos à essa comunidade do Rio Arapapú e às outras, que me receberam muito bem e dispuseram-se a ajudar-me na aquisição desse material. Agradeço também a minha namorada Agnes Brenda, por toda a força, apoio e incentivo, essenciais durante a reta final de meu trabalho. Por fim, agradeço a todas as demais pessoas que estiveram próximas de mim e ajudaram-me ao longo desta trajetória.

Resumo da Tese apresentada ao PRODERNA/UFPA como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Doutor em Engenharia de Recursos Naturais (Dr. Eng.)

**CARACTERIZAÇÃO FÍSICA, ASPECTOS MORFOLÓGICOS,
COMPORTAMENTOS TÉRMICO E MECÂNICO DO PECÍOLO DO MIRITI
COMO UM MATERIAL POTENCIAL PARA APLICAÇÕES EM PÁS DE
TURBINAS EÓLICAS**

Igor dos Santos Gomes

Outubro/2024

Orientadores: Jerson Rogério Pinheiro Vaz

David Howe Wood

Área de concentração: Uso e Transformação de Recursos Naturais

Em muitas pás de turbinas eólicas de pequeno porte, o espaço interno entre as cascas laminadas é preenchido por um núcleo de material. Neste contexto, com o objetivo de possibilitar a aplicação em pás de pequeno e grande porte, nesta tese é apresentado o pecíolo da palmeira do miriti (PMP), como um material potencial para esse tipo de aplicação. O PMP é abundante na região amazônica e sua colheita não destrói a palmeira porque o pecíolo cresce novamente, então a colheita é totalmente sustentável e pode muito bem ter um papel importante no aumento da sustentabilidade na fabricação de turbinas eólicas. Foi realizada a determinação das propriedades físicas, aspectos morfológicos, comportamento térmico e mecânico do PMP em comparação à madeira balsa (BW). Além disso, foram considerados os benefícios de usar o pecíolo facilmente trabalhado para o núcleo em termos de fabricação, conforme demonstrado pela construção de uma pá de 0,598 m e desempenho de partida da turbina em simulação computacional e em túnel de vento. Os resultados mostraram que o PMP é cerca de 50% menos denso que a BW. Como consequência disto, a simulação de partida da turbina mostrou que a baixa massa específica da pequena pá feita usando pecíolo de miriti reduz o tempo de partida em 10% quando comparado ao poliestireno expandido (EPS) e 42% quando comparado à BW. Ainda que o PMP e a BW possuam aspectos

morfológicos semelhantes por tratam-se de materiais naturais, a BW tende a absorver cerca de 3,60 % mais umidade e cerca de 9% mais água que o PMP. O comportamento térmico do PMP mostra que este material possui estabilidade térmica até cerca de 200 °C e não compromete o seu uso em boa parte dos processos e métodos de fabricação de turbinas eólicas. Em relação às propriedades mecânicas de tração, compressão, flexão e cisalhamento, foi observado que tanto a BW quanto a PMP mostraram ter comportamento elasto-plástico. A maioria das propriedades mecânicas da BW são maiores do que as da PMP, mas as propriedades específicas do PMP, no entanto, são maiores do que as da BW, exceto aquelas em que a aplicação da carga não coincide com a direção dos feixes vasculares. A este exemplo, a resistência elástica específica e módulo de elasticidade específico em tração com carga aplicada 90° em relação ao feixe vascular e tração com carga aplicada 0° em relação ao feixe vascular do PMP são cerca de 13,5 %, 3 %, 30 % e 61 % maiores que as da BW. Já resistência elástica específica em compressão GS do PMP é cerca de 18,5% maior que a da BW. No que se refere ao cisalhamento, a resistência elástica específica e o módulo de elasticidade específico são na faixa de 20 % e 54,5 % maiores em comparação aos da BW. Os resultados de fadiga mostram que o PMP possui uma vida útil em fadiga de cerca de 10⁶ ciclos. Os testes em túnel de vento mostraram que, independentemente da velocidade do vento, os melhores resultados para coeficientes de potência, torque e empuxo são observadas nas configurações de 6 pás, cujos valores são, respectivamente, 0,3083, 0,1224 e 2,2993 para 6 pás, sendo a λ_{opt} igual a 2,519. Na análise dos resultados experimentais rotação, empuxo, torque e razão de energia cinética durante a partida da turbina foram observados os períodos pelos quais esta passa ao longo dos estados transientes e estacionários em consonância com resultados encontrados na literatura. Os resultados apresentados neste trabalho mostram que o PMP tem potencialidade para aplicação em pás de turbinas eólicas, na medida em que neste tipo de aplicação combinação de materiais sustentáveis, com propriedades mecânicas específicas significativas, dentre outras, tais como a baixa massa específica, tem o potencial de melhorar o projeto da turbina para reduzir significativamente o comportamento de partida e aumentar a faixa operacional de alta eficiência.

Abstract of Thesis presented to PRODERNA/UFGA as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Natural Resource Engineering (D. Eng.)

**PHYSICAL CHARACTERIZATION, MORPHOLOGICAL ASPECTS,
THERMAL AND MECHANICAL BEHAVIOR OF MIRITI PETIOLE AS A
POTENTIAL MATERIAL FOR APPLICATIONS IN WIND TURBINE BLADES**

Igor dos Santos Gomes

October/2024

Supervisors: Jerson Rogério Pinheiro Vaz

David Howe Wood

Research area: Use and Transformation of Natural Resources

In many small wind turbine blades, the internal space between the laminated shells is filled with a core material. In this context, with the aim of enabling the application in both small and large blades, this thesis presents the petiole of the miriti palm (PMP) as a potential material for such applications. PMP is abundant in the Amazon region, and its harvesting does not harm the palm, as the petiole regrows, making the process fully sustainable. This could play an important role in enhancing the sustainability of wind turbine manufacturing. The physical properties, morphological aspects, and thermal and mechanical behaviors of PMP were determined and compared to balsa wood (BW). Additionally, the advantages of using the easily worked petiole for the core in manufacturing were considered, as demonstrated by the construction of a 0.598 m blade and starting performance tests of the turbine in both computational simulations and wind tunnel experiments. The results showed that PMP is about 50% less dense than BW. Consequently, turbine starting simulations indicated that the low density of the small blade made from PMP reduces starting time by 10% compared to EPS and by 42% compared to BW. While PMP and BW have similar morphological aspects as they are natural materials, BW tends to absorb about 3.6% more moisture and around 9% more water than PMP. The thermal behavior of PMP shows stability up to approximately 200°C, making it suitable for most wind turbine manufacturing processes. Regarding mechanical properties such as tensile, compression, bending, and

shear strength, both BW and PMP exhibited elastoplastic behavior. Although BW generally possesses higher mechanical properties than PMP, the specific properties of PMP are greater than those of BW, except in cases where the load application does not align with the vascular bundle direction. For instance, the specific elastic strength and specific elastic modulus in tensile with a load applied at 90° in relation to the vascular bundle and in tensile with a load applied at 0° in relation to the vascular bundle of the PMP are approximately 13.5%, 3%, 30% and 61% higher than those of the BW, respectively. PMP's specific elastic strength in GS compression is approximately 18.5% higher than BW. In shear strength, the specific elastic strength and specific modulus of elasticity of PMP are 20% and 54.5% higher compared to BW. Fatigue results indicate that PMP has a fatigue life of around 10^6 cycles. Wind tunnel tests showed that, regardless of wind speed, the best results for power coefficient, torque, and thrust were observed in 6-blade configurations, with values of 0.3083, 0.1224, and 2.2993 for λ_{opt} equal to 2.519. In analyzing the experimental results for rotation, thrust, torque, and kinetic energy ratio during turbine starting, the periods through which the turbine transitions between transient and steady states were observed, aligning with literature findings. The results presented in this work show that PMP has potential for application in wind turbine blades, as the combination of sustainable materials with significant specific mechanical properties, such as low density, has the potential to improve turbine design, reduce starting time, and extend the high-efficiency operating range.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1. MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS	3
1.2. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	7
CAPÍTULO 2 - REVISÃO DA LITERATURA	8
2.1. TURBINAS EÓLICAS	8
2.1.1. Projeto de pás de turbinas eólicas através do BEMT (Blade Element Momentum Theory)	12
2.1.1.1. Definições do escoamento sobre aerofólios	12
2.1.1.2. Teoria do disco atuador	14
2.1.1.3. Teoria do elemento de pá	16
2.1.1.4. Teoria do momentum do elemento de pá.....	20
2.1.2. Materiais sintéticos usados nas pás	23
2.1.3. Materiais sustentáveis aplicados às pás	27
2.1.3.1. Madeira balsa.....	30
2.1.3.2. Pecíolo da palmeira do miriti.....	31
2.2. TESTE EM PÁS DE TURBINAS EÓLICAS.....	34
2.2.1. Teste de materiais e subcomponentes.....	36
2.2.2. Teste em túnel de vento	39
CAPÍTULO 3 - MATERIAIS.....	42
3.1. MATERIAIS DE NÚCLEO.....	42
3.2. FABRICAÇÃO DAS PÁS	42
3.3. ENSAIOS MORFOLÓGICOS E FÍSICOS	44
3.4. ENSAIOS TÉRMICOS E MECÂNICOS	46
3.5. TÚNEL DE VENTO E TESTE DE PARTIDA DA TURBINA	47
CAPÍTULO 4 - MÉTODOS	49
4.1. FABRICAÇÃO DAS PÁS	50
4.1.1. Fabricação das cascas	52
4.1.2. Fabricação do núcleo	54
4.1.3. Fabricação das longarinas.....	55
4.1.4. Montagem dos componentes	56
4.1.5. Comparação das pás com diferentes materiais	57
4.2. ASPECTOS MORFOLÓGICOS.....	58

4.2.1. Estrutura física, aspecto das superfícies dos materiais	58
4.2.2. Diâmetro e área da seção transversal da fibra	59
4.3. PROPRIEDADES FÍSICAS	61
4.3.1. Massa específica e teor de umidade	61
4.3.2. Absorção de água.....	63
4.4. PROPRIEDADES TÉRMICAS	64
4.4.1. Comportamento termogravimétrico	64
4.4.2. Calorimetria exploratória diferencial.....	65
4.5. PROPRIEDADES MECÂNICAS	66
4.5.1. Testes mecânicos no núcleo	66
4.5.1.1. <i>Ensaio de tração</i>	66
4.5.1.2. <i>Ensaio de compressão</i>	68
4.5.1.3. <i>Ensaio de flexão</i>	70
4.5.1.4. <i>Ensaio de cisalhamento</i>	71
4.5.1.5. <i>Ensaio de fadiga</i>	73
4.5.2. Teste mecânico nas fibras do núcleo	79
4.5.2.1. <i>Ensaio de tração de filamento</i>	79
4.5.3. Análise das propriedades	80
4.6. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TURBINA	82
4.6.1. Simulação de partida	83
4.7. TESTE EM TÚNEL DE VENTO	86
4.7.1. Segurança do teste em túnel de vento.....	86
4.7.1.1. <i>Teste de tração na longarina</i>	86
4.7.1.2. <i>Chechagem da segurança do teste em túnel de vento</i>	88
4.7.2. Configuração experimental do teste em túnel de vento.....	89
4.7.3. Coeficientes de desempenho da turbina	92
4.7.4. Efeito de bloqueio.....	95
4.7.5. Teste de partida.....	96
CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÃO	101
5.1. FABRICAÇÃO DAS PÁS	101
5.1.1. Comparação das pás com diferentes materiais	101
5.1.2. Melhorias ao processo de fabricação.....	102
5.2. ASPECTOS MORFOLÓGICOS.....	104
5.2.1. Estrutura física e aspecto das superfícies dos materiais	104

5.2.2. Diâmetro e área da seção transversal dos feixes vasculares	110
5.3. PROPRIEDADES FÍSICAS	112
5.3.1. Massa específica e teor de umidade	112
5.3.2. Absorção de água.....	114
5.4. PROPRIEDADES TÉRMICAS	116
5.4.1. Comportamento termogravimétrico	116
5.4.2. Calorimetria exploratória diferencial.....	118
5.5. PROPRIEDADES MECÂNICAS	119
5.5.1. Testes mecânicos no núcleo	119
5.5.1.1. <i>Ensaio de tração</i>	119
5.5.1.2. <i>Ensaio de compressão</i>	125
5.5.1.3. <i>Ensaio de flexão</i>	131
5.5.1.4. <i>Ensaio de cisalhamento</i>	134
5.5.1.5. <i>Ensaio de fadiga</i>	136
5.5.2. Teste mecânico nas fibras do núcleo	138
5.5.2.1. <i>Ensaio de tração de filamento</i>	138
5.6. NÚCLEOS DE PÁS DE TURBINAS EÓLICAS.....	140
5.7. SIMULAÇÃO DO TEMPO DE PARTIDA DA TURBINA.....	149
5.8. TESTE EM TÚNEL DE VENTO	152
5.8.1. Segurança do teste em túnel de vento.....	152
5.8.2. Coeficientes de desempenho da turbina	154
5.8.3. Teste de partida.....	156
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	166
6.1. CONCLUSÕES	166
6.2. SUGESTÕES	170
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	172

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Turbinas eólicas de eixo (a) vertical e (b) de eixo horizontal.....	9
Figura 2.2 – (a) Principais componentes de uma turbina e (b) nacele em detalhes.	10
Figura 2.3 – As definições e terminologias de um aerofólio.....	13
Figura 2.4 – As forças atuando sobre um aerofólio.	14
Figura 2.5 – Volume de controle referente à teoria do disco atuador.	15
Figura 2.6 – Forças e suas projeções em um elemento de pá.....	17
Figura 2.7 – Pás de turbinas eólicas de (a) grande e (b) pequeno porte.	23
Figura 2.8 – Madeira balsa (<i>Ochroma pyramidale</i>).	30
Figura 2.9 – Detalhes da madeira balsa, (a) árvore, (b) tronco, (c) detalhes do tronco e (d) a direção dos grãos na madeira balsa.	31
Figura 2.10 – Palmeira do Miriti (<i>Mauritia flexuosa</i>).	32
Figura 2.11 – Detalhes da palmeira do miriti, (a) palmeira, (b) folha, (c) detalhes do pecíolo e (d) a direção dos grãos.	33
Figura 2.12 – Comercialização do (a) pecíolo da palmeira do miriti no (b) mercado do Ver-o-Peso, Belém-PA.	34
Figura 2.13 – Níveis de testes em componentes e subcomponentes de pás de turbinas eólicas.	36
Figura 3.1 – (a) Microscópio óptico e (b) Micro-CT.	45
Figura 3.2 - (a) Serra de bancada, (b) balança de precisão, (c) paquímetro digital e (d) forno elétrico.....	45
Figura 3.3 – Equipamentos usados no experimentos de (a) TGA e (b) DSC.....	46
Figura 3.4 – (a) Máquina de ensaio usada nos testes de tração, compressão, flexão e cisalhamento e (b) máquina para ensaio de fadiga.	47
Figura 3.5 – Túnel vento.	47
Figura 3.6 – (a) Freio de partículas magnéticas, (b) codificador, (c) transdutor de força, (d) caixa de potência, (e) assistente DAQ e (f) controlador de voltagem.	48
Figura 4.1 – Seção transversal do protótipo da pá fabricada como perfil NACA 653-618.	51
Figura 4.2 – Esquema da infusão a vácuo: (1) base de vidro, (2) molde coberto pela bolsa de vácuo, (3) tubos espirais, (4) conexão em T, (5) mangueiras conectadas à bomba de vácuo e (6) fitas selando a bolsa de vácuo.	52
Figura 4.3 - Sequência de empilhamento para fabricação das cascas.	53

Figura 4.4- (a) Modelo 3D da pá e (b) perfis das seções, (c) corte transversal de um bloco de PMP, (d) perfil colado nas laterais do bloco para (e) cortar, (f) lixar e (g) fazer um furo para a longarina.....	54
Figura 4.5 - (a) O formato da longarina, (b) o arranjo interno e (c) externo das fibras de carbono.	55
Figura 4.6 - (a) União das seções PMP na longarina, (b) aplicação de resina de poliéster na superfície interna das cascas para a (c) ancoragem do núcleo e o (d) esquema do molde fechado.....	56
Figura 4.7 – Detalhes do diâmetro da fibra do PMP.	60
Figura 4.8 – Corpos de prova de PMP e BW para massa específica, teor de umidade e absorção de água.....	61
Figura 4.9 – Amostras no forno a vácuo.	62
Figura 4.10 – Amostras submersas em água destilada.	64
Figura 4.11 – Método de teste usado no experimento de DSC.	66
Figura 4.12 – (a) Geometria do corpo de prova na orientações <i>edgewise</i> conforme a norma ASTM C297 e (b) detalhamento da colagem na superfície de placas de metal. .	67
Figura 4.13 – Geometria e detalhes do corpo de prova para o ensaio de tração <i>flatwise</i> , segundo a norma ASTM D3039.....	68
Figura 4.14 – Detalhes do corpo de prova conforme as normas ASTM C365.	69
Figura 4.15 – Detalhes do corpo de prova conforme a norma ASTM C364.	69
Figura 4.16 – Orientação e geometria dos corpos de prova conforme a ASTM D7250.	71
Figura 4. 17 – Detalhe e geometria do CP conforme as normas.	72
Figura 4.18 – CP montado na máquina de teste de fadiga.	74
Figura 4.19 – Comportamento tensão de flexão vs massa específica do pecíolo do PMP.	76
Figura 4.20 – Rotina do ensaio de fadiga.	77
Figura 4.21 – Detalhes e geometria do CP para o ensaio de tração de filamento.	80
Figura 4.22 – Fluxograma com os passos e procedimentos para determinar o momento rotacional de inércia e o tempo de partida da turbina.....	82
Figura 4.23 – Fixação da longarina, (a) caso i e (b) caso ii.....	88
Figura 4.24 – O rotor da turbina eólica projetada em escala de teste.....	90
Figura 4.25 – Configuração experimental montada no túnel de vento.....	90
Figura 4.26 – As combinações de pás testadas em túnel de vento.	91

Figura 5.1 – Visão geral da estrutura física do PMP.....	104
Figura 5.2 – (a) Detalhes do (2) córtex do PMP e (b) detalhes do (3) feixe vascular, rodeado por células do córtex.....	105
Figura 5.3 – Células do córtex observadas a partir de (a) corte transversal, (b) corte longitudinal do PMP.....	106
Figura 5.4 – Células do córtex observadas a partir de (a) corte transversal, (b) corte longitudinal do BW.	106
Figura 5.5 – Seção longitudinal e transversal do feixe vascular do PMP.	107
Figura 5.6 – Evidência de ar no interior das células do córtex.	107
Figura 5.7 – Secionamento s-s na seção transversal do PMP.....	108
Figura 5.8 – Secionamento s-s na seção transversal do BW.	108
Figura 5.9 – Feixe vascular (12) evidenciando o xilema como um canal contínuo. ...	109
Figura 5.10 – Distribuição do feixe vascular no córtex do PMP.	109
Figura 5.11 – (a) Diâmetros do feixe vascular do PMP e (b) área da seção transversal dos feixes vasculares.	110
Figura 5.12 – Massa específica de PMP e BW à temperatura ambiente.....	112
Figura 5.13 – Comparativo (a) massa específica e (b) teor de umidade em dois ambientes diferentes.	113
Figura 5.14 – Comparativo de absorção de água pelo PMP e BW, (a) aumento da massa em g e (b) aumento da massa em %.	115
Figura 5.15 – Curvas TGA de DTGA do PMP.	116
Figura 5.16 – Curvas DSC do PMP e BW.	119
Figura 5.17 – Comportamento em tração GE do PMP e BW.	120
Figura 5.18 – Resistência específica em tração GE do PMP e BW.	120
Figura 5.19 – Aspecto da fratura em tração GE do PMP.	122
Figura 5.20 – Aspecto da fratura em tração GE da BW.	122
Figura 5.21 - Comportamento em tração GS do PMP e BW.	123
Figura 5.22 - Resistência específica em tração GS do PMP e BW.	124
Figura 5.23 – Aspecto da fratura em tração GS do PMP.	124
Figura 5.24 – Aspecto da fratura em tração GS da BW.	125
Figura 5.25 - Comportamento em compressão GS do PMP e BW.	126
Figura 5.26 - Resistência específica em compressão GS do PMP e BW.	126
Figura 5.27 – Aspecto da fratura em compressão GS do PMP.	127
Figura 5.28 – Aspecto da fratura em compressão GS da BW.	128

Figura 5.29 - Comportamento em compressão GE do PMP e BW.....	128
Figura 5.30 - Resistência específica em compressão GE do PMP e BW.....	129
Figura 5.31 – Aspecto da fratura em compressão GE do PMP.....	130
Figura 5.32 – Aspecto da fratura em compressão GE da BW.....	131
Figura 5.33 – Resistência à flexão de PMP e BW.....	131
Figura 5.34 – Resistência à flexão específica de PMP e BW.....	132
Figura 5.35 – Aspecto da fratura em flexão do PMP.....	133
Figura 5.36 – Aspecto da fratura em flexão da BW.....	133
Figura 5.37 - Comportamento em cisalhamento do PMP e BW.....	134
Figura 5.38 - Resistência específica em cisalhamento do PMP e BW.....	134
Figura 5.39 – Aspecto da fratura em cisalhamento do PMP.....	136
Figura 5.40 – Aspecto da fratura em cisalhamento da BW.....	136
Figura 5.41 – Comportamento em fadiga do PMP.....	137
Figura 5.42 – Aspecto da fratura do PMP.....	138
Figura 5.43 – Comportamento em tração dos feixes vasculares do PMP.....	139
Figura 5.44 - Dependência do torque em relação ao tempo para pás feitas com (a) PMP, EPS, PU e BW; (b) AD, RP, DF e LKR.....	150
Figura 5.45 - Comportamento de partida da turbina com pás fabricadas usando diferentes materiais de núcleo.....	151
Figura 5.46 – Comportamento em tração dos dois casos de testes na longarina.....	153
Figura 5.47 – Fraturas na fixação da longarina ao cubo, (a) caso i) e (b) caso ii).	153
Figura 5.48 – Curvas do coeficiente de empuxo em relação à TSR, para as velocidades de vento de (a) 3 m/s, (b) 4 m/s, (c) 5 m/s e (d) 6 m/s.....	155
Figura 5.49 – Curvas da velocidade angular da turbina em relação ao tempo, para as velocidades de vento de (a) 3 m/s, (b) 4 m/s, (c) 5 m/s e (d) 6 m/s.....	156
Figura 5.50 – Curvas do empuxo atuando na turbina ao longo do tempo, para as velocidades de vento de (a) 3 m/s, (b) 4 m/s, (c) 5 m/s e (d) 6 m/s.....	157
Figura 5.51 – Curvas do torque do rotor em relação ao tempo, para as velocidades de vento de (a) 3 m/s, (b) 4 m/s, (c) 5 m/s e (d) 6 m/s.	158
Figura 5.52 – Curvas de variação da KER, para as velocidades de vento de (a) 3 m/s, (b) 4 m/s, (c) 5 m/s e (d) 6 m/s.	159
Figura 5.53 – Curvas de rotação, torque, empuxo e razão de energia cinética.	162
Figura 5.54 – Comparativo entre as acelerações angulares.....	164

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Classificação das turbinas eólicas de eixo horizontal com base no diâmetro do rotor e na potência nominal.	11
Tabela 3.1 – Materiais e equipamentos utilizados na fabricação das pás.....	43
Tabela 4.1 – Ensaio realizados para a obtenção das propriedades do PMP e pás.	50
Tabela 4.2 – Parâmetros de projeto para a simulação de partida da turbina.	83
Tabela 4.3 – As características das pás e do rotor da turbina.	91
Tabela 4.4 - O intervalo de números de Reynolds para cada configuração de pá e velocidade do vento.	94
Tabela 5.1 – Propriedades da pá fabricada (#1) e da pá conceitual (#2) de PMP.	101
Tabela 5.2 – Comparação entre os diâmetros e seções transversais dos feixes vasculares do PMP.	110
Tabela 5.3 – Comparativo entre as propriedades físicas médias do PMP e BW.....	113
Tabela 5.4 – Comparativo entre as propriedades físicas médias do PMP e BW.....	115
Tabela 5.5 – Comparação das propriedades médias em tração GE do PMP e BW.....	121
Tabela 5.6 – Comparação das propriedades médias em tração GS do PMP e BW.....	124
Tabela 5.7 – Comparação das propriedades médias em compressão GS do PMP e BW.	127
Tabela 5.8 – Comparação das propriedades médias em compressão GE do PMP e BW.	129
Tabela 5.9 – Comparação das propriedades médias em flexão do PMP e BW.....	132
Tabela 5.10 – Comparação das propriedades médias de cisalhamento do PMP e BW.	135
Tabela 5.11 - BW e PMP em diferentes tipos de pás de turbinas eólicas.	146
Tabela 5.12 - Massa e inércia de pás fabricadas com diferentes materiais.	149
Tabela 5.13 - Fatores de segurança de acordo com as variáveis do teste.....	154
Tabela 5.14 – Valores máximos dos coeficientes empuxo, torque, razão de energia cinética na partida e torques aerodinâmico e resistivo no estado estacionário.....	161

LISTA DE SÍMBOLOS

C_l, C_d	Coeficientes de sustentação e arrasto
L, D	Força de sustentação e arrasto
ρ	Massa específica do fluido (g/cm ³)
W	Velocidade relativa do fluido (m/s)
c	Comprimento de corda (m)
C_Q	Coeficiente de momento
Q	Torque aerodinâmico ou momento (N.m)
Re	Número de Reynolds
μ	Viscosidade dinâmica do fluido (Pa.s)
α	Ângulo de ataque (rad)
U_0, U_∞	Velocidade livre de escoamento ou velocidade do fluido (m/s)
U_1	Velocidade do fluido chegando ao plano do rotor (m/s)
U_2	Velocidade do fluido saindo do rotor (m/s)
U_3	Velocidade na esteira (m/s)
u	Componente axial da velocidade do fluido (m/s)
v	Componente radial da velocidade do fluido (m/s)
T	Força de empuxo (N)
P	Potência mecânica do rotor (W)
C_T	Coeficiente de empuxo
C_P	Coeficiente de potência
A	Área varrida pelo rotor (m ²)
Δr	Comprimento de um elemento de pá (m)
φ	Ângulo de escoamento (rad)
θ	Ângulo de torção (rad)
a, a'	Fator de indução axial e tangencial
Ω	Velocidade angular do rotor (rpm)
r	Distância radial de cada elemento de pá em relação ao centro de rotação da turbina (m)
F_n	Força normal (N)
F_t	Força tangencial (N)
C_n	Coeficiente de força normal

C_t	Coeficiente de força tangencial
N	Número de pás
λ	TSR
σ	Solidez
r_h	Raio do cubo (m)
R	Raio do rotor (m)
n	Número de elementos anelares
dr	Espessura do elemento de pá
F	Fator correspondente às funções de pás infinitas
F_p	Fator de Prandtl
F_u	Função de pás infinitas axial
\bar{u}	Velocidade axial induzida média
u_m	Velocidade axial induzida máxima
F_w	Função de pás infinitas circunferencial
\bar{w}	Velocidade circunferencial induzida média
w_m	Velocidade circunferencial induzida máxima
\bar{d}	Diâmetro médio (mm)
d_M	Diâmetro maior (mm)
d_m	Diâmetro menor (mm)
CS_{elipse}	Área da seção transversal das fibras consideradas na forma de elipse (mm ²)
t	Espessura (mm)
w	Largura (mm)
l	Comprimento (mm)
v_{cp}	Volume do corpo de prova (cm ³)
ρ_{pc}	Massa específica do corpo de prova (g/cm ³)
m_{cp}	Massa do corpo de prova (g)
m_s	Massa seca (g)
v_s	Volume seco (g)
ρ_s	Massa específica do corpo de prova sem umidade (g/cm ³)
m_u	Massa úmida (g)
$T\%$	Teor de umidade (%)

$A\%$	Percentual de absorção de água
N_2	Gás nitrogênio
σ_t	Resistência mecânica à tração (MPa)
F_a	Carga aplicada ao corpo de prova (N)
A_s	Área da seção transversal do corpo de prova (mm ²)
ε_t	Deformação em tração (%)
Δt	Variação da espessura do corpo de prova
t_i	Espessura inicial do corpo de prova (mm)
E_t	Módulo de elasticidade em tração (MPa)
$\Delta\sigma_t$	Variação da resistência mecânica à tração
$\Delta\varepsilon_t$	Variação da deformação em tração
σ_c	Resistência mecânica à compressão (MPa)
ε_c	Deformação em compressão (%)
E_c	Módulo de elasticidade em compressão (MPa)
$\Delta\sigma_c$	Variação da resistência mecânica à compressão
$\Delta\varepsilon_c$	Variação da deformação em compressão
s	Distância entre os apoios (mm)
σ_b	Resistência à flexão (MPa)
ε_b	Deformação de flexão (mm/mm)
E_b	Módulo de flexão (MPa)
d_{max}	Deflexão máxima (mm)
d	Deflexão (mm)
m	Região mais linear da curva carga vs deflexão (N/mm)
w_s	Largura da área cisalhada (mm)
l_s	Comprimento da área cisalhada (mm)
σ_s	Tensão de cisalhamento (MPa)
ε_s	Deformação em cisalhamento (%)
E_s	Módulo de cisalhamento (MPa)
Δw_s	Variação da largura da área cisalhada
$w_{s,i}$	Largura da área cisalhada inicial (mm)
$\Delta\sigma_s$	Variação da tensão de cisalhamento
$\Delta\varepsilon_s$	Variação da deformação em cisalhamento
l_t	Comprimento total do corpo de prova (mm)

s_1	Distância entre os pontos de apoio do corpo de prova
s_2	Distância entre os pontos de aplicação das cargas de flexão
σ_f	Tensão de flexão máxima no ensaio de fadiga (MPa)
$\sigma_{f,max}$	Tensão de flexão máxima no ensaio de fadiga (MPa)
ρ_c	Massa específica do corpo de prova de PMP ou núcleo (g/cm ³)
$\sigma_{max,t}$	Máxima tensão de teste (MPa)
$\sigma_{min,t}$	Tensão mínima de teste (MPa)
n	Nível de estresse (%)
R_t	Razão de tensão
F_{max}	Carga máxima (N)
F_{min}	Carga mínima (N)
A_a	Amplitude
$C\%$	Diferença entre os valores de rigidez (%)
V_a	Valor atual de rigidez (N/mm)
V_b	Valor anterior de rigidez (N/mm)
P_{max}	Carga máxima aplicada ao EPM
Δ_p	Diferença entre as propriedades (%)
PMP_p	Propriedade do Pecíolo da Palmeira do Miriti
BW_p	Propriedade da Madeira Balsa
A'	Área adimensional do aerofólio
A_c	Área da seção transversal do núcleo (m ²)
A_l	Área da seção transversal do laminado (m ²)
A_{sp}	Área da seção transversal da longarina (m ²)
ρ_l	Massa específica do laminado (g/cm ³)
ρ_{sp}	Massa específica da longarina (g/cm ³)
J_c	Momento rotacional de inércia do núcleo (kg.m ²)
J_l	Momento rotacional de inércia do laminado (kg.m ²)
J_{sp}	Momento rotacional de inércia da longarina (kg.m ²)
J_b	Momento rotacional de inércia da pá (kg.m ²)
J_{total}	Momento rotacional de inércia total (kg.m ²)
ρ_{ar}	Massa específica do ar (g/cm ³)
Q_R	Torque resistivo (N.m)

Q_G	Torque resistivo do gerador (N.m)
Q_D	Torque resistivo dos rolamentos (N.m)
J_R	Momento rotacional de inércia do rotor (kg.m ²)
J_G	Momento rotacional de inércia do gerador (kg.m ²)
J_h	Momento rotacional de inércia do cubo (kg.m ²)
m_i	Massa de cada elemento de pá (g)
r_i	Raio de cada elemento de pá (m)
J_B	Momento rotacional de inércia estimado (kg.m ²)
CL_b	Cargas centrífugas nas pás (N)
CL_r	Cargas centrífugas nas raízes das pás (N)
m_b	Massa da pá (kg)
R_{cg}	Raio do centro de massa da pá (m)
SF_b	Fator de segurança em relação à carga centrífuga na pá
SF_r	Fator de segurança em relação à carga centrífuga na raiz da pá
L_f	Carga necessária para fraturar as fixações em tração (N)
ρ_b	Massa específica da pá (g/cm ³)
m_R	Massa do rotor (g)
m_h	Massa do cubo (g)
ρ_m	Massa específica do material (g/cm ³)
A_m	Área dos componentes rotativos em relação ao raio r (m ²)
J_{mpb}	Momento rotacional de inércia do freio de partículas (kg.m ²)
J_{cp}	Momento rotacional de inércia do acoplamento (kg.m ²)
J_{sce}	Momento rotacional de inércia do eixo conectando o acoplamento ao codificador de rotação (kg.m ²)
J_e	Momento rotacional de inércia do codificador de rotação (kg.m ²)
λ_{opt}	TSR ótima
R_B	Razão ou taxa de bloqueio
A_R	Área da seção transversal do rotor (m ²)
A_T	Área da seção transversal do túnel de vento (m ²)
γ	Fator de bloqueio
F_d	Força de arrasto experimentada pelos discos
U'_∞	Velocidade de fluxo livre de ar corrigida (m/s)

A_d	Área do disco (m ²)
C'_T	Coefficiente de empuxo corrigido
C'_Q	Coefficiente de torque corrigido
C'_P	Coefficiente de potência corrigido
λ'	TSR corrigida
α_s	Aceleração angular inicial (rad/s ²)
Q_{mpb}	Torque de arrasto constante do freio de partículas magnéticas (N.m)
Ω_{st}	Velocidade de rotação de Stribeck (rad/s)
T_s	Empuxo inicial (N)
Q_s	Torque inicial (N.m)
λ_r	TSR local
V	Volume dos componentes da pá (cm ³)
Δm_b	Contribuição da massa dos componentes da pá para a massa total da pá (%)
ΔV_b	Contribuição do volume dos componentes da pá para o volume total da pá (%)
ΔJ_b	Contribuição da inércia dos componentes da pá para a inércia total da pá (%)
t_c	Espessura do núcleo (mm)
t_f	Espessura da face (mm)
δ	Deflexão central (mm)
E_f	Módulo de elasticidade da face (MPa)
G_c	Módulo de cisalhamento do núcleo (MPa)
ρ_f	Massa específica da face (g/cm ³)
Δ_d	Diferença entre o diâmetro maior e menor
ρ_{PMP}	Massa específica do Pecíolo da Palmeira do Miriti (g/cm ³)
ρ_{BW}	Massa específica da Madeira Balsa (g/cm ³)
$t (s)$	Tempo em segundos

LISTA DE ABREVIATURAS

PMP	Pecíolo da Palmeira do Miriti
PVC	Cloreto de Polivinila
PET	Tereftalato de Polietileno
PU	Poliuretano
EPS	Poliestireno Expansível
BW	Madeira Balsa
BEMT	Teoria do Momento de Elemento de Pá
BEM	Momento de Elemento de Pá
TSR	Razão de velocidade na ponta da pá (<i>Tip speed ratio</i>)
VAWT	Turbinas Eólicas de Eixo Vertical
HAWT	Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal
WT	Turbina eólica
CNC	Máquina Fresadora de Comando Numérico
GE	Grãos da Extremidade (<i>End grains</i>)
GS	Grãos da Superfície (<i>Face grains</i>)
IEC	Comissão Eletrotécnica Internacional
FEA	Análise por Elementos Finitos
ABS	Acrilonitrila Butadieno Estireno
NACA	Comitê Consultivo Nacional para a Aeronáutica
FAST	Fadiga, Aerodinâmica, Estrutura e Turbulência
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
MEK	Metil Etil Cetona
PEAD	Polietileno de Alta Densidade
CFM	Pés Cúbicos por Minuto
TBO	Azul de Toluidina O
TGA	Análise Termogravimétrica
DSC	Calorimetria Exploratória Diferencial
LTRAC	Laboratório de Pesquisa de Turbulência em Aerodinâmica e Controle de Fluxo
ASTM	Sociedade Americana de Testes e Materiais
AD	<i>Alder</i>

RP	<i>Radiata pine</i>
DF	<i>Douglas fir</i>
LKR	<i>Lakuri</i>
CP	Corpo de Prova
UR	Umidade relativa (%)
CERC	Cátedra de Pesquisa de Excelência do Canadá
EEEL	Prédio de Aprendizagem Experiencial de Ambiente Energético
DP	Desvio padrão
OSM	Método do Deslocamento
MPB	Freio de Partículas Magnéticas
BET	Teoria dos Elementos da Pá
KER	Razão de energia cinética
DTGA	Derivada das Curvas Termogravimétricas
FOB	Livre a Bordo

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

No estado da arte de pás de turbinas eólicas, o uso de madeira como material sustentável é um tema muito discutido. Este material é considerado boa opção, pois possuem tem longa vida à fadiga e seu custo como matéria-prima para fabricação é aceitável (POURRAJABIAN *et al.*, 2019). No entanto, a madeira não é o material mais conveniente para a fabricação de pás de formas mais complexas, necessárias para obter alta eficiência aerodinâmica. Esse efeito é percebido quando é necessário introduzir concavidades na face inferior, bastante comuns nos cortes de muitas pás de alto rendimento, dificultando sua reprodução na madeira.

Ainda que a madeira seja potencialmente interessante por causa de sua baixa massa específica, defeitos podem ocorrer neste material, principalmente à medida que o comprimento das peças aumenta, o que limita a sua aplicação. Isso significa que, de acordo com Clausen, Reynal e Wood (2013), a madeira é um material ideal para pás curtas quando é possível obter peças sem defeitos.

Referências contundentes acerca da fabricação de pás de pequeno porte, como os trabalhos de Clausen, Reynal e Wood (2013), Gómez *et al.* (2014) e Wood (2011), informam que qualquer que seja a técnica e o material utilizado para fabricar pás, um bom desempenho operacional requer a conformidade da forma construída com a forma de projeto. Estas pás, por exemplo, requerem altas tolerâncias na região da ponta onde o comprimento de corda é menor.

A conformidade dimensional é necessária para que o desempenho da pá esteja de acordo com os requisitos de projeto e não afete negativamente o desempenho da turbina. Mas, além disso, o uso de materiais de baixa massa específica nas pás é também interessante para o desempenho da turbina, na medida em que conferem baixo momento rotacional de inércia e reduzem o tempo de partida da máquina. Outra maneira de reduzir o momento de inércia destes componentes, além de usar materiais de baixa massa específica, sem um impacto significativo em sua rigidez é torná-la oca.

Porém, no caso de pás ocas, unir as cascas da pá usando o método de laminação ou infusão a vácuo, pode fazer com que a pá fique muito fina em relação à geometria de

projeto. Por conta deste motivo e nestes casos é essencial que as pás sejam sólidas ou preenchidas por um núcleo, uma vez que este é capaz de manter o formato da pá durante a fabricação e na medida em que é fabricado de um material de baixa massa específica, não altera de maneira significativa a massa final da pá fabricada.

Logo, tendo em vista estas questões, este trabalho apresenta o pecíolo da Palmeira do Miriti (*Mauritia flexuosa*) como matéria-prima sustentável aplicada em núcleo de pá de turbina eólica de pequeno porte e busca preencher lacunas ainda existem em relação ao desempenho da turbina atuando com este tipo de material. Estas lacunas estão especificamente relacionadas a este material ainda não ter sido usado neste tipo de aplicação e nem ter sido avaliado desempenho em túnel de vento de turbina com pás fabricadas com tal material. Para isto, uma série de etapas necessitou ser seguidas, dentre as quais a caracterização física, análise dos aspectos morfológicos, comportamento térmico e mecânico, além do desempenho em túnel de vento do pecíolo do miriti.

Sendo assim, o protótipo de uma pá de comprimento de 0,598 m foi projetado usando o aerofólio NACA 65₃-618 com 18% de espessura. A utilização deste perfil amplia o trabalho de Vaz *et al.* (2014) sobre modelagem de pás de turbinas eólicas e o trabalho de Amarante Mesquita *et al.* (2014) sobre modelagem de pás de turbinas hidrocínéticas, ambos empregando o modelo BEM e investigando experimentalmente o desempenho das turbinas.

Anterior ao desenvolvimento deste protótipo de pá, não se tem conhecimento de que o PMP tenha sido usado anteriormente na fabricação de pás de turbinas. O desenvolvimento desta metodologia advém da pesquisa de mestrado, Gomes (2019), do autor deste trabalho e, além disso, a publicação de Gomes *et al.* (2021) fornecem uma descrição geral da fabricação da pá, cujo desenvolvimento é embasado no trabalho de Anyi e Kirke (2011), tendo sido depositados depois pedidos de patentes, um para a aplicação hidrocínética (BR 10 2019 014434-3) e outro para a aplicação eólica (BR 10 2019 017638-5).

O objetivo da fabricação deste protótipo é investigar a viabilidade do PMP para o núcleo, atendendo aos requisitos da Seção 3.3.3.5 das diretrizes da Germanischer Lloyd (2010), onde é afirmado que um material do núcleo deve ser demonstrado como adequado para a finalidade pretendida e não deve prejudicar a cura da resina usada no

compósito durante o processo de laminação, e também a temperatura permissível do material não pode ser excedida durante a cura da resina. Nenhuma das propriedades do material, além da massa específica, influencia o uso de PMP para o núcleo.

Neste contexto, portanto, conforme as lacunas e questões em aberto existentes na literatura acerca do tema em voga, esta tese tem como objetivo realizar análise estrutural e experimental em túnel de vento de pás de turbina eólica de eixo horizontal de pequeno porte, usando o pecíolo da palmeira do miriti (*Mauritia flexuosa*) como núcleo estruturante. Seguindo o processo de projeto de pás de turbinas eólicas, este trabalho se propõe a determinar os aspectos morfológicos, as características físicas, o desempenho térmico e mecânico do pecíolo da palmeira do miriti (PMP).

1.1. MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS

A Região Amazônica no Brasil tem sido objeto de debates científicos, políticos e ideológicos, relacionados à ocupação humana e seus componentes biofísicos, ou seja, a relação da sociedade com a excepcional riqueza biológica e ecológica da floresta. Deste modo, este projeto tem como justificativa e linha de motivação o fato de que o imenso território amazônico e seus recursos podem levar ao progresso e crescimento tecnológico da região e desempenhar um papel importante na solução dos problemas mundiais.

Para que isto seja possível, é importante que estes imperativos estejam relacionados ao uso adequado e sustentável dos recursos disponíveis na região, a exemplo da geração de energia em pequena escala ou distribuída como alternativa a projetos de grande escala, como usinas hidrelétricas, que conforme apontam os estudos de Mazzei, Marangoni e Oliveira (2018), Buenaga *et al.* (2019) e Freitas *et al.* (2022), causam impactos ambientais significativos.

Dentre as possibilidades de geração de energia em pequena escala e de baixo impacto ambiental, pode ser citada a que se dá a partir de turbinas hidrocínéticas (TAN; KIRKE; ANYI, 2021; FRÍAS; WILLSON; SALABERRI, 2022) e eólicas de pequeno porte (ARUMUGAM; RAMALINGAM; BHAGANAGAR, 2021), além de possibilidade de hibridizar esses sistemas com a tecnologia fotovoltaica, segundo os trabalhos de Adetunla *et al.*, (2022) e Alvarez *et al.*, (2022). A tecnologia hidrocínética

faz uso de recurso abundante no Brasil, mais especificamente na Amazônia: as redes de rios com características hidrológicas especificam, entre as quais o fluxo de água frequente e constante (OLIVEIRA *et al.*, 2021).

Já a tecnologia eólica tem as massas de ar (ventos) como fonte de energia. No Brasil a aplicação destas turbinas tem se concentrado em grandes parques eólicos, principalmente na região Nordeste, onde o Rio Grande do Norte oferece as melhores condições (BRANNSTROM *et al.*, 2022; DANTAS *et al.*, 2021). Na Amazônia, o melhor potencial eólico está no extremo norte da região central, e nas zonas costeiras da região leste (SÁNCHEZ; TORRES; KALID, 2015). Contudo, locais com baixas velocidades de vento, onde há alta rugosidade de superfície devido à ocorrência de floresta (JUNG; SCHINDLER; LAIBLE, 2018), o desempenho de turbinas eólicas de pequeno porte pode ser aumentada a partir da implementação de difusores, conforme os estudos de Vaz *et al.* (2014), Vaz e Wood (2018) e Vaz, Okulov e Wood (2021).

Tanto nas turbinas eólicas quanto nas turbinas hidrocínéticas, os principais equipamentos a ser dimensionados são o rotor, eixo, pás, acoplamentos, caixa multiplicadora, eixo de saída, freio e gerador. Destes, as pás são as responsáveis pela conversão da energia cinética da água ou do vento em trabalho mecânico e este em energia elétrica.

A busca pelo aumento de potência das turbinas atuais exige pás com geometria e materiais cada vez mais eficientes. As técnicas de fabricação de pás são muito semelhantes para ambas as turbinas, mas as primeiras em geral dispõem de mais tempo para iniciar e experimentam movimentos de guinada muito maiores (DOU *et al.*, 2019). Segundo Murray *et al.* (2017), as pás de turbinas eólicas de todos os tamanhos são fabricadas principalmente a partir de uma combinação de materiais compósitos de fibra de vidro e/ou fibra de carbono com uma resina termofixa, como epóxi, polivinil ou poliéster.

As preocupações ambientais, no entanto, estão impulsionando a substituição de fibras sintéticas por fibras vegetais biodegradáveis, renováveis e de baixo custo. Um número significativo de fibras vegetais sustentáveis tem sido investigado a nível internacional (ISMAIL; AKPAN; DHAKAL, 2022) e no Brasil (GOMES *et al.*, 2021), na medida em que estas, em comparação com as fibras sintéticas, têm resistência específica aceitável, baixa massa específica, baixa abrasão, boas propriedades térmicas,

melhor recuperação de energia e causam menos irritação da pele e problemas respiratórios durante a fabricação (BALLA *et al.*, 2019; ZAGHLOUL *et al.*, 2021).

As pás podem ser fabricadas de várias maneiras. As de grande porte, por exemplo, segundo Fernandez, Usabiaga e Vandepitte (2017), possuem uma configuração estrutural complexa, tendo subcomponentes, como a raiz, o bordo de fuga e o de ataque, estruturas sanduíches, flanges e rede de cisalhamento, longarina (normalmente uma ou duas vigas em I ou viga do tipo caixão), entre outros.

As pás de pequeno porte, diferentemente das de grande porte, em geral possuem apenas o núcleo, cascas e longarina. O núcleo é envolvido por cascas e a pá é estruturada por uma longarina. As cascas normalmente protegem o núcleo do ambiente externo e juntamente com o núcleo, conferem à geometria desejada às pás. Entretanto, algumas configurações de pás, como é o caso das mostradas no trabalho de Shah, Schubel e Clifford (2013), não possuem longarina, uma vez que a depender do tipo de núcleo usado na fabricação, este pode desempenhar a função estruturante da longarina.

O núcleo ou longarina são localizados entre as cascas, de modo a resistir à deformação pela tensão de flexão compressiva na superfície durante a operação. As cascas em geral são fabricadas em compósitos poliméricos laminados reforçados por fibras sintéticas (BARNES; MOROZOV, 2016). Como núcleos são usados materiais de alta rigidez e resistência específica, propriedades de cisalhamento, desempenho em fadiga, resistência ao impacto, boa conformabilidade, como exemplo têm-se as espumas sintéticas de cloreto de polivinila (PVC), tereftalato de polietileno (PET), poliuretano (PU), poliestireno expansível (EPS) e o material natural madeira balsa (CHANG *et al.*, 2011a; HOEVEL; SAGNARD, 2011; LAHUERTA; KOORN; SMISSAERT, 2018; ZHU; ZHOU; CAI, 2020).

Deste modo, seguindo a lógica de desenvolvimento com vistas ao uso sustentável dos recursos naturais com características interessantes para estes tipos de aplicações, o ineditismo desta pesquisa está relacionado ao uso do pecíolo da Palmeira do Miriti (*Mauritia flexuosa*) como alternativa potencial para o núcleo das pás de turbinas eólicas, uma vez que o estudo e aplicação deste material neste tipo de componente de turbina nunca foram realizados antes. A potencialidade deste material para este fim, conforme os estudos prévios do autor deste trabalho, os quais podem ser conferidos em Gomes *et al.* (2021), diz respeito ao fato de que o pecíolo do miriti é um

material de baixa massa específica, fácil fabricação, fácil trabalhabilidade e capaz de adaptar-se a diferentes geometrias das pás. Além disso, conforme os resultados preliminares desta pesquisa, os quais podem ser consultados em Gomes, Vaz e Wood (2024), turbinas com pás com este material como núcleo apresentam baixo tempo de partida, pois a leveza do miriti leva a baixo momento rotacional de inércia.

A escolha dos métodos de fabricação depende dos materiais especificados, tamanho da pá, tipo de aerofólio, bem como considerações em relação à disponibilidade do material e custo. A esse respeito, o pecíolo do miriti pode ter até cerca de 5 m de comprimento, é abundante na Região Amazônica e pode ser considerado de baixo custo. Estima-se que uma peça de 2,5 m, comprimento com diâmetro variando entre 40 mm e 55 mm, custa em torno de R\$ 3,00, conforme consulta realizada no Mercado do Ver-o-Peso, em Belém. A madeira balsa (BW), por outro lado, a estimativa é que uma peça de 20x20mm e 0,5 m de comprimento custe em torno de R\$ 25,50, de acordo a uma pesquisa na internet.

No Brasil, de acordo com Barbosa *et al.*, (2003), Magalhães *et al.* (2018) e Silva *et al.* (2022), a madeira de balsa também cresce na região amazônica, especialmente no Amazonas e nos estados do Mato Grosso. Porém, em contraste com *Mauritia flexuosa*, a *Ochroma pyramidale* é extensivamente produzido em plantações comerciais, vide López *et al.* (2019) e Camaño *et al.* (2020). Outra diferença importante entre estas espécies é que enquanto a colheita de balsa exige cortar a árvore, a colheita do pecíolo do miriti não destrói a palmeira e, portanto, é totalmente sustentável, pois, de acordo com o estudo sistemático de Sampaio, Schmidt e Figueiredo (2008) esta espécie de palmeiras são abundantes, sua estrutura favorece a regeneração e não há impactos negativos da colheita, ou seja, o pecíolo pode ser colhido sem danos à palmeira, desde que um número restrito seja retirado de cada árvore.

Assim sendo, uso do pecíolo do miriti pode ser uma alternativa para núcleo de pás de turbinas eólicas de pequeno porte em substituição às espumas sintéticas e um concorrente à altura para as madeiras, dentre as quais a balsa. O pecíolo como núcleo das pás porte pode ter como implicação o fato de que a dinâmica do rotor das turbinas envolve o momento de inércia das pás e esta propriedade depende da massa específica dos materiais usados na fabricação destes componentes. Sendo assim, é levantada a hipótese de que, considerando a baixa massa específica do pecíolo do miriti, este

material pode conferir baixo momento de inércia nas pás e com isso reduzir o tempo de partida da máquina e, conseqüentemente, aumentar seu desempenho em termos de geração de energia.

Deste modo, esta tese tem como objetivo geral determinar os aspectos morfológicos, as características físicas, o desempenho térmico e mecânico do pecíolo da palmeira do miriti (PMP), além de simulação numérica computacional e teste experimental em túnel de vento de pás de turbina eólica de eixo horizontal, fabricadas este material como núcleo estruturante.

Mais especificamente, objetiva-se:

- a) Caracterizar as propriedades físicas, os aspectos morfológicos, o comportamento térmico e mecânico do PMP;
- b) Analisar a fratura dos corpos de prova nos ensaios mecânicos e avaliar a influência da estrutura morfológica e da massa específica do PMP e BW nos resultados;
- c) Simular numérica e computacionalmente turbina com pás usando o PMP como núcleo;
- d) Testar em túnel de vento pás de turbinas eólicas usando PMP como núcleo;
- e) Determinar experimentalmente os coeficientes de desempenho da turbina;
- f) Determinar e analisar os resultados experimentais de partida da turbina.

1.2. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Esta tese é organizada em capítulos. A Capítulo 1 apresenta a introdução, com a apresentação do trabalho, motivação, justificativa, as hipóteses norteadoras da pesquisa, bem como os objetivos geral e específicos. O Capítulo 2 se trata do referencial teórico, onde são colocados os principais conceitos e teorias que dão suporte ao desenvolvimento da pesquisa. O Capítulo 3 e Capítulo 4 informam e os materiais e descrevem a metodologia usada neste trabalho, respectivamente. No Capítulo 5 são apresentados e discutidos todos os resultados alcançados. Por fim, no Capítulo 6 são colocadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros, além da lista de referências que fundamentaram esta tese.

CAPÍTULO 2

REVISÃO DA LITERATURA

2.1. TURBINAS EÓLICAS

Energia eólica é o termo utilizado para descrever a energia cinética presente nas correntes de ar em movimento, ou seja, o vento. Essa energia é capturada ao converter a energia cinética do deslocamento do ar em energia cinética de rotação. Para realizar essa conversão e produzir eletricidade, são utilizados dispositivos chamados turbinas eólicas, também conhecidas como aerogeradores (RIOS, 2012).

Há duas categorias principais de turbinas eólicas: aquelas com eixo vertical e as com eixo horizontal, ilustradas na Figura 2.1. Ambas têm a capacidade de empregar a força do vento, seja por arrasto ou sustentação, para gerar movimento de rotação (FELIPPES, 2012).

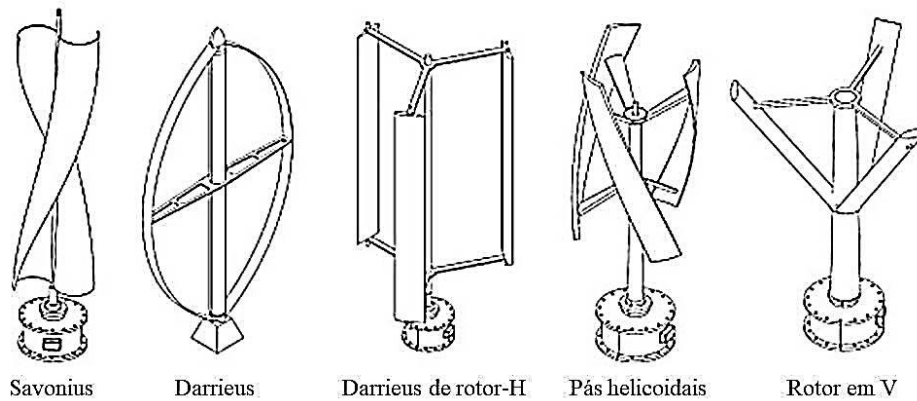
Conforme mostrado na Figura 2.1(a), diversas turbinas terrestres de eixo vertical foram desenvolvidas, cada uma com um princípio de funcionamento diferente, visando à produção de eletricidade em pequena escala para contextos rurais ou urbanos. Dentre os tipos, têm-se a Savonius, Darrieus, Darrieus de rotor-H, turbinas de pás helicoidais e de rotor em V. Estas turbinas produzem energia elétrica por meio de sua conexão com geradores, e também podem ser empregados em sistemas de bombeamento ou outros sistemas mecânicos (WENZEL, 2007).

As turbinas eólicas de eixo horizontal são as mais comuns. Na Figura 2.1(b) são mostrados alguns desses tipos de turbinas, desde as primeiras turbinas eólicas desenvolvidas, as quais são chamadas de “moinhos de vento”, tecnologias usadas não somente no bombeamento de água para lavouras, mas também na moagem dos mais diversos tipos de alimentos, principalmente grãos como trigo e cevada (BURTON *et al.*, 2011).

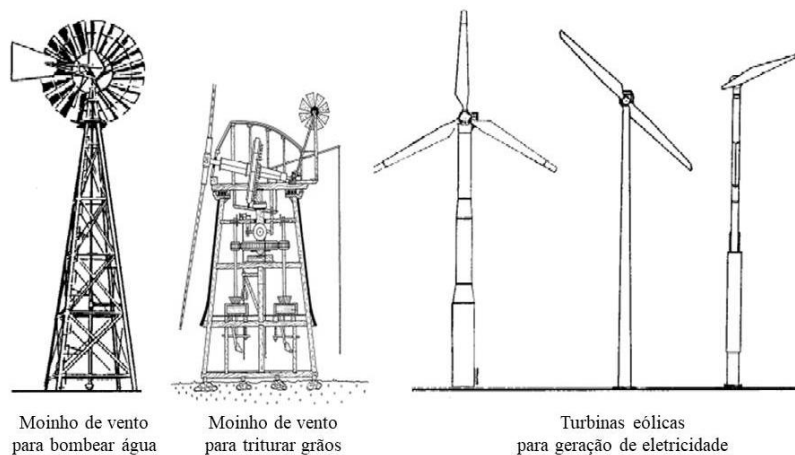
Atualmente o principal uso das turbinas eólicas é a geração de energia elétrica. Para isto, estas máquinas, principalmente as de grande porte, têm como característica fundamental a necessidade de um mecanismo que possibilite a orientação do eixo do

rotor conforme a direção do vento, visando aprimorar o aproveitamento, especialmente em locais com variações na direção dos ventos (WENZEL, 2007).

A Figura 2.2(a) ilustra alguns dos principais elementos das turbinas eólicas de grande porte, incluindo três componentes fundamentais: o rotor com as pás, a nacelle e a torre de suporte. Na nacelle, conforme mostrado na Figura 2.2(b), estão localizados os componentes primários, como o gerador elétrico, a caixa multiplicadora de velocidade, eixos, rolamentos, sistema de frenagem, sistema de controle e mecanismos de orientação da turbina. A Figura 2.2(b) ilustra os componentes de uma turbina hidrocínética de pequeno porte, contudo o princípio de funcionamento, bem como grande parte dos subcomponentes, são os mesmos.



(a)



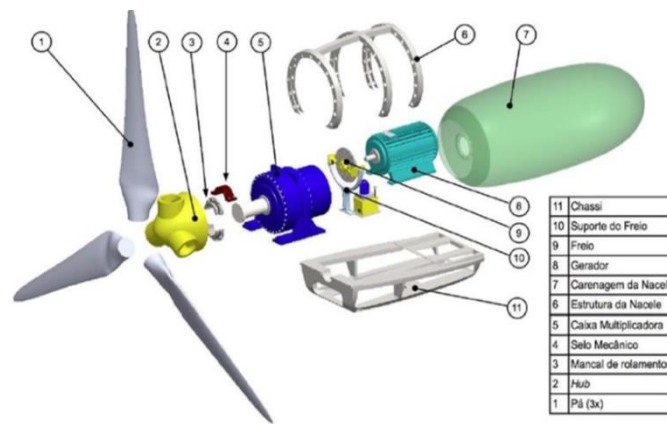
(b)

Figura 2.1 – Turbinas eólicas de eixo (a) vertical e (b) de eixo horizontal.
 Fonte: (a) Adaptada de Ghigo *et al.* (2024) e (b) adaptada de Gasch; Twele (2012).

O conjunto rotativo normalmente é composto por um trio de pás e pode ser ajustado passiva ou ativamente para operar em uma velocidade específica. Em grande parte, o eixo que transmite o torque das pás opera em baixa rotação, sendo necessário aumentar essa rotação com um mecanismo multiplicador de velocidade. Posteriormente, o multiplicador se conecta ao gerador elétrico, que converte a energia mecânica em energia elétrica (WENZEL, 2007).



(a)



(b)

Figura 2.2 – (a) Principais componentes de uma turbina e (b) nacele em detalhes.
 Fonte: (a) Adaptado de Lima (2014) e (b) Cunha (2015).

No que diz respeito à capacidade de geração, as turbinas eólicas podem ser categorizadas como: de pequeno porte (capacidade de potência na faixa 1,4–20 kW); de médio porte (com potência entre 20 e 1000 kW); e de grande porte (com potência entre 1 e 3 MW). Além disso, a classificação das turbinas eólicas pode ser feita com base no

diâmetro do rotor. Uma turbina eólica típica de grande porte é aquela que possui um diâmetro de rotor variando de 50 m a 100 m e produz; enquanto que as turbinas eólicas de pequeno porte têm diâmetro de rotor variando de 3 m a 10 m (TUMMALA *et al.*, 2016).

A Tabela 2.1 demonstra a classificação das turbinas eólicas com base na potência nominal. Segundo Tummala *et al.* (2016), as turbinas eólicas de pequeno porte, com uma potência nominal de 50 W, produzem eletricidade mais dispendiosa do que as turbinas eólicas de médio e grande porte, especialmente em locais com fraca produção eólica. Essas turbinas eólicas podem ser usadas como uma fonte confiável de energia quando são dimensionadas adequadamente e usadas em suas condições ideais. Em locais distantes de redes elétricas, podem também tornar-se a fonte de produção de energia valiosa do ponto de vista socioeconômico para a maioria dos países em desenvolvimento.

Tabela 2.1 - Classificação das turbinas eólicas de eixo horizontal com base no diâmetro do rotor e na potência nominal.

Classificação		Diâmetro do rotor (m)		Área varrida pelo rotor (m ²)		Capacidade de potência nominal (kW)	
Pequeno porte	Micro	0,5	1,25	0,2	1,2	0,004	0,25
	Mini	1,25	3	1,2	7,1	0,25	1,4
	Doméstica	3	10	7	79	1,4	16
Comercial de pequeno porte		10	20	79	314	25	100
Comercial de médio porte		20	50	314	1963	100	1000
Comercial de grande porte		50	100	1963	7854	1000	3000

Fonte: Adaptada de Tummala *et al.* (2016).

Ainda de acordo com Tummala *et al.* (2016), dois fatores são essenciais quando da instalação de turbinas eólicas de pequeno porte: o custo inicial por W de potência e o custo unitário por kWh produzido. No caso destes fatores possuírem um custo acessível, as turbinas eólicas de pequena escala podem tornar-se uma fonte potencial para a produção de energia. Logo, para que isto seja possível é de fundamental importância estudar e compreender os diferentes tipos de turbinas eólicas e pequeno porte disponíveis atualmente.

Acompanhando o sucesso das turbinas de grande porte, o mercado para as turbinas de pequeno porte está se expandindo globalmente. Esse desenvolvimento

engloba diversas aplicações, dependendo das necessidades, principalmente em áreas remotas. Nestes locais, essas turbinas são usadas para a geração de energia elétrica domiciliar e para o bombeamento de água. Elas também encontram uso em locais turísticos ou em áreas distantes das redes elétricas, fornecendo energia elétrica para operar todos os dispositivos de apoio e equipamentos de processamento (VOGT, 2010).

Seja para turbinas de grande, médio ou pequeno porte, um dos componentes cruciais são as pás, pois é através delas que ocorre a transformação de parte da energia cinética do vento em trabalho mecânico. O estudo de desempenho, otimização e dimensionamento das pás tem como embasamento a Teoria do Momento de Elemento de Pá (BEM) (AMARANTE MESQUITA *et al.*, 2014; VAZ *et al.*, 2014).

2.1.1. Projeto de pás de turbinas eólicas através do BEMT (Blade Element Momentum Theory)

2.1.1.1. *Definições do escoamento sobre aerofólios*

As relações matemáticas usadas no projeto de rotores eólicos advêm do estudo do comportamento do escoamento que passa através de uma turbina, uma vez que as forças indutivas do movimento das pás são provenientes da passagem do fluido através do rotor (HANSEN, 2015).

As pás são fundamentalmente compostas por aerofólios distribuídos de maneira ordenada ao longo de seu comprimento. Um aerofólio em contato com o ar, conforme mostrado na Figura 2.3, é em geral definido pela linha média a qual divide a seção transversal da nas superfícies superior e inferior. Estas superfícies estão separadas por um comprimento de espessura. O ar trafega por estas superfícies cujos extremos são o bordo de ataque e o bordo de fuga.

O movimento de rotação do eixo do rotor de uma turbina eólico acontece graças à combinação das forças de sustentação e arrasto. O módulo da velocidade é mantido constante devido ao equilíbrio conferido ao arrasto pelas forças de propulsão desenvolvida pelo rotor. Os coeficientes de sustentação e arrasto são definidos pelas Equações (2.1) e Equação (2.2) (BURTON *et al.*, 2011).

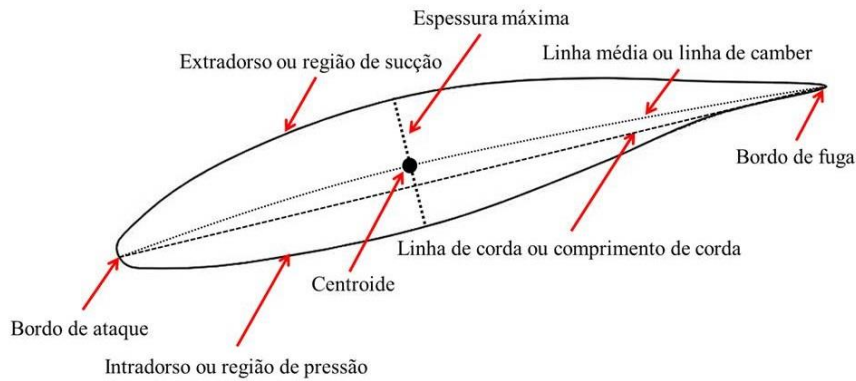


Figura 2.3 – As definições e terminologias de um aerofólio.
 Fonte: Adaptado de Ferreira (2014).

$$C_l = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho W^2 c} \quad (2.1)$$

$$C_d = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho W^2 c} \quad (2.2)$$

onde L é a força de sustentação, D a de arrasto, ρ é a massa específica do fluido, W a velocidade relativa do escoamento sobre o aerofólio e conseqüentemente sobre a pá e c é o comprimento de corda.

A Figura 2.4 mostra as forças atuando sobre um aerofólio. No que se refere às turbinas eólicas, a velocidade relativa possui duas componentes, a tangencial e a axial. Além disso, a direção da força de arrasto é sempre paralela à direção da velocidade relativa e o ângulo de ataque é sempre formado entre a linha prolongada do perfil e a velocidade relativa. Para completar a descrição das forças, há ainda o torque ou momento (Q) sobre o ponto de ação das forças sobre o aerofólio. O coeficiente de momento é dado pela Equação (2.3).

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2}\rho W^2 c} \quad (2.3)$$

O coeficiente de momento em geral não é usado nos métodos clássicos para o projeto de pás de turbinas eólicas, tais como o modelo de elemento de pás. Contudo, esse coeficiente é importante em análises estruturais nesses componentes de turbinas

eólicas, a exemplo do estudo de fadiga (DE SOUZA CUSTÓDIO FILHO *et al.*, 2020). Em contrapartida, os coeficientes de sustentação e arrasto são as principais variáveis de entrada no método de elemento de pá.

Na medida em que turbinas atuam em velocidades de escoamento muito baixas em relação, por exemplo, às velocidades de escoamento a qual estão sujeitos os aviões, os coeficientes de sustentação, arrasto e momento sobre o aerofólio de que a pá é formada dependem apenas do ângulo de ataque, α , e do número de Reynolds, Re . Este é dado pela Equação 2.4.

$$Re = \frac{\rho W c}{\mu} \quad (2.4)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

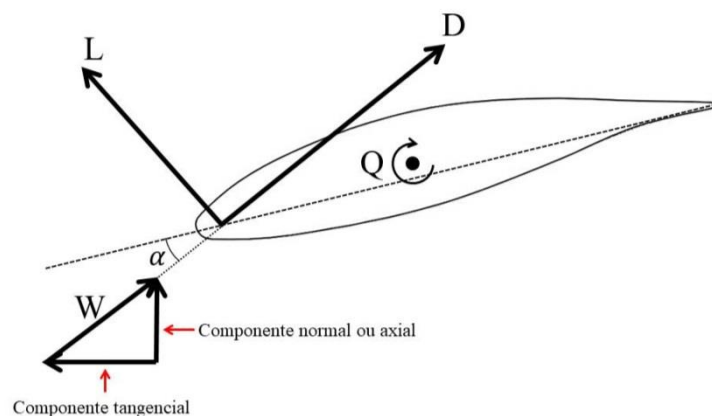


Figura 2.4 – As forças atuando sobre um aerofólio.

2.1.1.2. Teoria do disco atuador

A teoria do disco atuador foi proposta por Rankine (1865) e Froude (1878), e representa um modelo simplificado para o projeto de turbinas eólicas de eixo horizontal. Em tal modelo, o rotor é considerado como sendo um disco homogêneo, no qual a representação da turbina é possível se o rotor for considerado como um número infinito de pás, com a capacidade de extrair energia do ar.

Conforme ilustrado na Figura 2.5, que representa a forma como acontece o escoamento através do rotor, onde a velocidade U_0 à montante do rotor (velocidade livre

de escoamento ou velocidade do vento) é reduzida pelo disco atuador devido à absorção de energia cinética.

A velocidade U_1 chegando ao plano do rotor é igual à velocidade U_2 saindo do rotor. Na posição 3 do volume de controle, a esteira longe cuja velocidade é U_3 é tida como após uma distância 3 vezes o diâmetro do disco, segundo (SILVA *et al.*, 2016). Deste modo, tendo em vista um escoamento puramente axial e aplicando as equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento no volume de controle mostrado na Figura 2.5, é possível obter as equações relativas ao cálculo do empuxo e da potência desenvolvida pelo rotor.

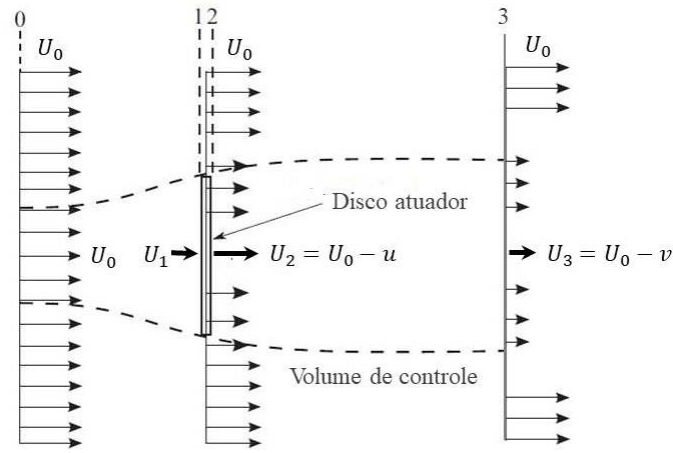


Figura 2.5 – Volume de controle referente à teoria do disco atuador.

Fonte: Adaptada de Vaz e Wood (2021).

Tendo em vista a força de empuxo (T) atuando sobre o rotor e potência (P) gerada por esse, o coeficiente de empuxo (C_T) é dado pela Equação (2.5) e o coeficiente de potência pela Equação (2.6), respectivamente.

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho AU_0^2} = \frac{-\Delta p A}{\frac{1}{2}\rho AU_0^2} = \frac{\frac{1}{2}\rho A(U_0^2 - U_3^2)}{\frac{1}{2}\rho AU_0^2} = 1 - \left(\frac{U_3}{U_0}\right)^2 \quad (2.5)$$

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho AU_0^3} = \frac{V_2 T}{\frac{1}{2}\rho AU_0^3} = \frac{U_2}{U_0} \left[1 - \left(\frac{U_3}{U_0}\right)^2 \right] = \left(\frac{U_2}{U_0}\right) \left(\frac{T}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} \right) = \frac{U_2}{U_0} C_T \quad (2.6)$$

A Equação (2.6) mostra que o coeficiente de potência de uma turbina é diretamente proporcional ao seu coeficiente de empuxo, o que indica que quanto maior o empuxo atuando sobre o rotor da turbina, maior será sua eficiência até o ponto em que o coeficiente de potência é máximo.

A principal limitação da teoria do disco atuador é não estabelecer uma relação entre a geometria do rotor e o seu desempenho, o que faz com que tal modelo seja pouco usado em projeto de turbinas eólicas. No caso de o modelo ser usado, sua aplicação perpassa pelas seguintes hipóteses: i) escoamento unidimensional, incompressível, não viscoso e em regime permanente; ii) escoamento livre e sem obstruções à montante e à jusante do plano do rotor; iii) campo de velocidade uniforme na entrada do volume de controle, reduzida ao atravessar o disco atuador por conta da extração de energia cinética do escoamento, sendo a pressão estática na posição 0 igual à pressão na posição 3.

2.1.1.3. Teoria do elemento de pá

A teoria do elemento de pá é usada estudar o desempenho do rotor como resultado integral das forças decorrentes da interação com o escoamento, as quais são desenvolvidas sobre cada elemento de pá ou sobre cada seção desta, cujo comprimento é dado por Δr . A Figura 2.6 ilustra os esforços e suas projeções atuando em um elemento de pá. O centro geométrico em cada elemento de pá precisa ser considerado no caso de um torque Q nulo.

Esta abordagem é clássica na literatura e advém dos trabalhos de Froude e Drzewiecki, sendo posteriormente desenvolvida por Glauert e popularizada depois da obtenção das características dos perfis aerodinâmicos utilizados na indústria da aviação.

É de fundamental importância a aplicação do diagrama de velocidade no desenvolvimento da teoria do elemento de pá, pois com esse é possível observar a disposição geométrica dos vetores de velocidades atuando sobre uma seção da pá de um rotor eólico, bem como dos ângulos envolvidos e as forças atuantes na seção. Deste modo, o diagrama é mostrado na Figura 2.6, na qual é observado o ângulo de ataque, α , o ângulo de escoamento, φ e o ângulo de torção, θ , os quais se relacionam conforme

mostrado pela Equação (2.7). O ângulo de escoamento, por outro lado, é dado pela Equação (2.8).

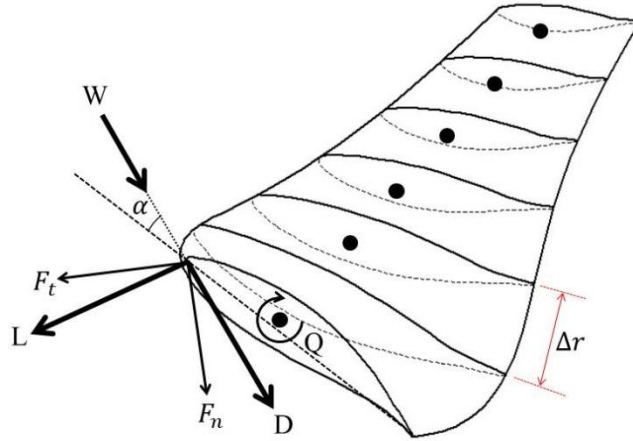


Figura 2.6 – Forças e suas projeções em um elemento de pá.

$$\varphi = \alpha + \theta \quad (2.7)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{(1 - a)U_0}{(1 + a')\Omega r} \right] \quad (2.8)$$

onde a é o fator de indução axial no rotor, o qual representa a fração da redução da velocidade do vento em relação à velocidade do vento livre devido à presença do rotor, ou seja, quando o ar se aproxima do rotor da turbina, ele desacelera. Essa desaceleração é descrita pelo fator de indução axial. Já a' é o fator de indução tangencial, que está relacionado à fração da velocidade rotacional adicionada ao fluxo de ar devido ao torque gerado pelas pás do rotor. O ar, ao passar pelo rotor, adquire uma componente tangencial de velocidade devido à rotação das pás cujo incremento é descrito pelo fator a' . Ω é a velocidade angular do rotor e r a distância radial de cada elemento de pá ao centro do eixo de rotação da turbina.

Além das forças de sustentação L e arrasto D já mencionadas, há também as forças normal, F_n , e tangencial, F_t , as quais podem ser descritas como combinações das projeções de L e D , resultando, assim, nas Equações (2.9) e (2.10). Combinando estas equações com as do coeficiente de sustentação, (2.1), e arrasto, (2.2), e considerando que a velocidade relativa é dada pela Equação (2.11), as Equações (2.9) e (2.10), tornam-se as Equações (2.12) e (2.13), respectivamente. Desta feita, os coeficientes de

força normal, C_n , e força tangencial, C_t , são obtidos a partir das Equações (2.14) e (2.15).

$$F_n = L \cos \varphi + D \sin \varphi \quad (2.9)$$

$$F_t = L \sin \varphi - D \cos \varphi \quad (2.10)$$

$$W = \sqrt{[(1-a)U_0]^2 + [(1-a')\Omega r]^2} \quad (2.11)$$

$$F_n = \frac{1}{2} \rho W^2 c (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) \quad (2.12)$$

$$F_t = \frac{1}{2} \rho W^2 c (C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi) \quad (2.13)$$

$$C_n = \frac{F_n}{\frac{1}{2} \rho W^2 c} = C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi \quad (2.14)$$

$$C_t = \frac{F_t}{\frac{1}{2} \rho W^2 c} = C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi \quad (2.14)$$

Com isto, é possível calcular a força de empuxo, o torque e a potência mecânica desenvolvida pela turbina. Para tanto, deve ser considerado que a força de empuxo (T) e o torque (Q) sobre um elemento de pá são dados pelas Equações (2.15) e (2.16). Substituindo nestas equações as (2.12) e (2.13), são obtidas as Equações (2.17) e (2.18), as quais quando integradas do raio do cubo (primeiro elemento de pá) ao raio do rotor (ponta da pá, último elemento), obtém-se as Equações (2.19) e (2.20).

$$dT = N F_n dr \quad (2.15)$$

$$dQ = r N F_t dr \quad (2.16)$$

$$dT = \frac{1}{2} \rho W^2 c (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) N dr \quad (2.17)$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho W^2 c (C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi) r N dr \quad (2.18)$$

$$T = \frac{1}{2} \rho N \int_{r_h}^R W^2 c C_n dr \quad (2.19)$$

$$Q = \frac{1}{2} \rho N \int_{r_h}^R W^2 c C_t r dr \quad (2.19)$$

onde N é o número de pás do rotor. A potência mecânica (P) é dada pela Equação (2.20) e os coeficientes de empuxo, torque e potência são obtidos por intermédio das Equações (2.21), (2.22) e (2.23), respectivamente.

$$P = \Omega Q = \frac{1}{2} \rho N \Omega \int_{r_h}^R W^2 c C_t r dr \quad (2.20)$$

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A U_0^2} = 2 \int_{r_{h*}}^1 \left(\frac{W}{U_0} \right)^2 \sigma C_n r_* dr_* \quad (2.21)$$

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho A U_0^2} = 2 \int_{r_{h*}}^1 \left(\frac{W}{U_0} \right)^2 \sigma C_t r_*^2 dr_* \quad (2.22)$$

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho A U_0^3} = \frac{\Omega Q}{\frac{1}{2} \rho A U_0^3} = \lambda C_Q = 2 \lambda \int_{r_{h*}}^1 \left(\frac{W}{U_0} \right)^2 \sigma C_t r_*^2 dr_* \quad (2.23)$$

onde $r_{h*} = r_h/R$ e $r_* = r/R$, λ a razão de velocidade de ponta na pá, também referida como TSR (*Tip Speed Ratio*), e $\sigma = Nc/(2\pi r)$ é a solidez local.

Aqui é importante mencionar que na teoria do elemento de pá, a solidez de uma pá, ou simplesmente solidez, é uma medida que relaciona a área ocupada pelas pás do rotor com a área total varrida pelo rotor. A solidez é um parâmetro importante na análise de turbinas eólicas e hélices, pois influencia diretamente o desempenho aerodinâmico do rotor (HANSEN, 2015).

A solidez é um parâmetro crucial na otimização do desempenho de turbinas eólicas, pois influencia a distribuição de pressão ao longo das pás e, conseqüentemente, as forças aerodinâmicas geradas. Uma solidez adequada permite um equilíbrio entre a produção de potência e a minimização das perdas aerodinâmicas, contribuindo para a eficiência geral do rotor (JAMIESON, 2011).

De acordo com Manwell, Mcgowan e Rogers (2006), o parâmetro solidez pode ser interpretado em termos de alta solidez e de baixa solidez. Um rotor com alta solidez tem pás mais largas ou um número maior de pás. Isso resulta em maior resistência ao fluxo de ar, o que pode ser benéfico em situações onde é desejável maximizar a força de arrasto ou a força de sustentação, como em turbinas eólicas de eixo vertical (VAWTs). Já um rotor com baixa solidez tem pás mais estreitas ou um número menor de pás. Isso resulta em menor resistência ao fluxo de ar, o que é geralmente desejável em turbinas eólicas de eixo horizontal (HAWTs), onde o objetivo é maximizar a eficiência aerodinâmica e minimizar a resistência.

2.1.1.4. Teoria do momentum do elemento de pá

A Teoria do Momentum do Elemento de Pá ou modelo BEM (*Blade Element Momentum Theory* - BEM) é a unificação da Teoria do Disco Atuador com a Teoria do Elemento de Pá. O modelo BEM é desenvolvido baseado em uma análise unidimensional na qual os eventos ocorrem em um volume de controle anelar que passa sobre a pá da turbina. Esta pá é dividida em um número n de elementos anelares de espessura dr .

Para que seja possível aplicar o modelo, é necessário admitir as seguintes hipóteses:

- i) Inexistência de dependência radial entre os elementos da pá. Isso significa que, o que acontece em um elemento da pá não pode ser transmitido para os demais;
- ii) As forças atuantes sobre cada elemento anelar da pá são constantes;
- iii) O escoamento é unidimensional, estacionário, incompressível e sem forças externas.

Ainda considerando o volume de controle mostrado na Figura 2.5, tomando o fluxo mássico nas posições 0 e 3 da superfície de controle S , tendo o empuxo como a única força agindo sobre o disco atuador no sentido contrário ao do escoamento na direção axial, tendo em vista a equação da continuidade aplicada ao volume anelar e aplicando-se o fator F correspondente às funções de pás finitas, o empuxo é dado pela Equação (2.24). Já o cálculo do torque no disco atuador com rotação é dado pela Equação (2.25).

O fator F pode assumir o fator de Prandtl F_p ou as próprias funções de pás finitas axial, $F_u = \bar{u}/u_m$, onde \bar{u} é a velocidade axial induzida média e u_m é a velocidade axial induzida máxima; e a de pás finitas circumferencial, $F_w = \bar{w}/w_m$, em que \bar{w} é a velocidade circumferencial induzida média e w_m é a velocidade circumferencial induzida máxima (VAZ; OKULOV; WOOD, 2021).

$$dT = 4\pi\rho U_0^2 a F (1 - a) r dr \quad (2.24)$$

$$dQ = 4\pi r^3 \rho U_0 \Omega a' F (1 - a) dr \quad (2.25)$$

Estas duas equações da forma como estão escritas representam o empuxo e o torque atuando sobre uma seção de pá. No caso da análise destas variáveis em cada um dos elementos de pás, é possível rescrever essas de modo a obter as Equações (2.26) e (2.27).

$$dT = \frac{1}{2} \rho N \frac{(1 - a)^2 U_0^2}{\text{sen}^2 \varphi} c C_n dr \quad (2.26)$$

$$dQ = \frac{1}{2} \rho N \frac{(1 - a)^2 U_0 (1 + a') \Omega r}{\text{sen} \varphi \cos \varphi} c C_t r dr \quad (2.27)$$

A partir das expressões da Teoria do Disco Atuador e da Teoria do Elemento de Pá, podem ser encontradas expressões para o fator de indução axial, a , e o fator de indução tangencial, a' , as quais são expressas pelas Equações (2.28) e (2.29), respectivamente, que mostram que tais fatores são funções das forças atuantes em cada elemento de pá, além da geometria desta, da posição radial e do ângulo de escoamento.

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma C_n}{4F_u \text{sen}^2 \varphi} \quad (2.28)$$

$$\frac{a'}{1-a'} = \frac{\sigma C_t}{4F_w \text{sen} \varphi \cos \varphi} \quad (2.29)$$

As funções de pás infinitas tornam o modelo BEM mais preciso, uma vez que considera a influência das velocidades induzidas dos elementos adjacentes ao longo da pá. Para que este modelo seja devidamente aplicado, deve-se aplicar a correção de Glauert para altos fatores de indução axial, ou seja, $a > 0,4$. Sendo assim, o coeficiente de empuxo é dado pela Equação (2.30).

$$C_T = \begin{cases} 4a(1-a)F, & a \leq 0,4 \\ 4a \left[1 - \frac{1}{4}(5-3a)a \right] F, & a > 0,4 \end{cases} \quad (2.30)$$

Desta forma, considerando a igualdade dada pela Equação (2.31) e tendo o coeficiente de empuxo do lado direito da expressão, tal como na Equação (2.32), o fator de indução axial com correção para altos valores é dado pela solução da expressão cúbica mostrada na Equação (2.33).

$$4a \left[1 - \frac{1}{4}(5-3a)a \right] F = \frac{(1-a)^2 \sigma C_n}{\text{sen}^2 \varphi} \quad (2.31)$$

$$C_T = \frac{dT}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 dA} = \frac{dT}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 2\pi r dr} = \frac{(1-a)^2 \sigma C_n}{\text{sen}^2 \varphi} \quad (2.32)$$

$$\frac{3}{4}ka^3 - \left(\frac{5}{4}k + 1 \right) a^2 + (k+2)a - 1 = 0 \quad (2.33)$$

onde a variável $k = (4F \text{sen}^2 \varphi) / (\sigma C_n)$, em que o fator F necessita estar no numerador de modo a evitar singularidade, pois o fator de Prandtl é sempre zero na ponta da pá. Sendo a Equação (2.33) uma expressão cúbica, esta apresenta três raízes, mas somente uma delas tem o comportamento compatível com as hipóteses e restrições físicas do problema. Logo, esta equação pode ser solucionada através de métodos numéricos para

cálculo de raízes de funções matemáticas. Assim, a determinação do fator de indução axial no modelo BEM ocorre segundo a Equação (2.34).

$$\begin{cases} a = \frac{1}{1+k}, & a \leq 0,4 \\ \frac{3}{4}ka^3 - \left(\frac{5}{4}k + 1\right)a^2 + (k+2)a - 1 = 0, & a > 0,4 \end{cases} \quad (2.34)$$

2.1.2. Materiais sintéticos usados nas pás

As pás de turbinas eólicas podem ser fabricadas de diversas maneiras, combinando uma série de componentes e subcomponentes (SJØLUND; LUND, 2018). As pás de grande porte de turbina de eixo horizontal, por exemplo, mostrada na Figura 2.7 (a) possui subcomponentes, como a raiz da pá, bordo de fuga e de ataque, transição de forma circular para aerodinâmica, estruturas em sanduíche, flanges e nervura de cisalhamento, estrutura de viga central (tipicamente uma ou duas vigas em formato de I, ou viga tipo caixão), linhas de ligação e articulações ao longo da pá (FERNANDEZ; USABIAGA; VANDEPITTE, 2017; NIJSSEN *et al.*, 2008).

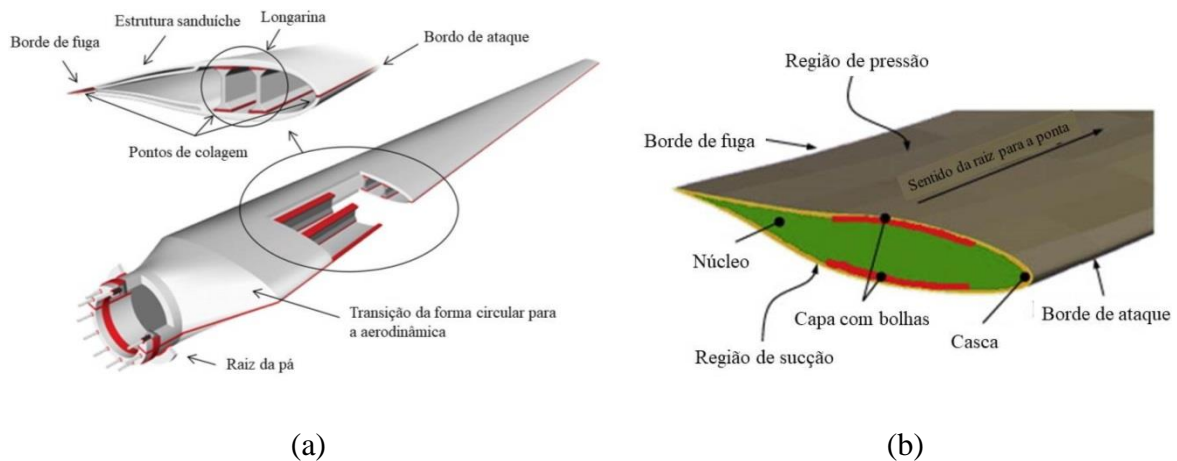


Figura 2.7 – Pás de turbinas eólicas de (a) grande e (b) pequeno porte.
 Fonte: (a) Adaptada de Fernandez, Usabiaga e Vandepitte (2017) e (b) adaptada de Shah, Schubel e Clifford (2013).

A principal função estrutural é desempenhada por uma viga central interna com capas de viga nas áreas de máxima espessura, para resistir à flexão na direção das pás, e uma ou duas nervuras de cisalhamento, para resistir às cargas torcionais e de flexão (BARNES; MOROZOV, 2016; SHAH; SCHUBEL; CLIFFORD, 2013).

As capas da viga ou longarina podem ser fabricadas em tecidos angulares e unidirecionais, enquanto os bordos de ataque e de fuga podem ser feitos de camadas espessas de tecidos angulares, com um núcleo em uma estrutura de sanduíche ou preenchendo o espaço vazio dentro de uma pá de pequeno porte (BARNES; MOROZOV, 2016). Conforme indicado na Figura 2.7(b), as de pequeno porte geralmente não possuem uma longarina central.

Além disso, é possível adicionar uma camada central leve às capas de longarina para melhorar a capacidade de encurvamento, à custa de uma maior deflexão global (BERGGREEN *et al.*, 2007; SJØLUND; LUND, 2018). O núcleo separa e fixa a superfície, suporta a carga de cisalhamento transversal e desempenha outras funções estruturais ou funcionais, etc. (LI, Guoqiang; JONES, 2007).

A Figura 2.3(b) mostra uma pá pequena que consiste em um núcleo e cascas com funções estruturais fabricadas com compósitos poliméricos reforçadas com fibras e uma casca externa de espessura constante. O núcleo oferece resistência contra o encurvamento, as capas confeccionadas com compósitos reforçados por fibras unidirecionais fornecem rigidez e resistência máximas à tração e flexão, e a casca externa também em compósito, mas reforçado com fibras multiaxiais oferece resistência contra cargas de torção (SHAH; SCHUBEL; CLIFFORD, 2013). É importante mencionar que dentre os componentes mencionados e mostrados na Figura 2.3(b), a capa com bolhas não é muito comum em pás de turbinas eólicas de pequeno porte que possuem núcleo. Nesse caso está presente porque se trata de uma configuração particular do autor trabalho de onde tal figura foi extraída, Shah, Schubel e Clifford (2013).

De modo geral, os núcleos das pás são feitos de espumas com alta rigidez e relação resistência-peso, propriedades de cisalhamento, desempenho à fadiga, alta resistência ao impacto, muito boa conformabilidade, como cloreto de polivinila (PVC), polietileno tereftalato (PET), poliuretano (PU), madeira balsa, poliestireno expandido (EPS) (ANGST; GÄTZI, 2009; CHANG *et al.*, 2011b; HOEVEL; SAGNARD, 2011; LAHUERTA; KOORN; SMISSAERT, 2018; ZHU; ZHOU; CAI, 2020).

Em relação aos componentes estruturais, como as cascas, mas principalmente as longarinas, estas frequentemente requerem combinações de propriedades de materiais que são difíceis de obter com materiais convencionais, como as madeiras e os metais.

De acordo com Okokpujie *et al.* (2020), esses requisitos podem incluir, por exemplo, uma combinação de baixa massa específica, alta resistência mecânica direcional, alto módulo de elasticidade, alta capacidade de absorver energia em impactos e alta resistência química e ambiental.

Qualquer que seja a técnica utilizada para fabricar pás de turbinas eólicas, é necessário que a forma construída se ajuste à forma projetada para garantir um bom desempenho operacional. No que se refere às pás de pequeno porte, são necessárias tolerâncias elevadas na região da ponta, onde a corda é menor (CLAUSEN; REYNAL; WOOD, 2013; GÓMEZ *et al.*, 2014; WOOD, 2011a). Neste sentido, conforme Joseph *et al.* (2008), Biswas e Satapathy (2010) e Yadav *et al.* (2020), compósitos reforçados com fibras sintéticas apresentam vantagens, como facilidade de mistura com a matriz, adequação para diversas técnicas de fabricação, alta rigidez e relação resistência-massa específica (resistência específica), e boa interface entre fibra e matriz, além de reagirem quimicamente com a matriz, o que melhora a resistência mecânica do compósito.

A maioria dos processos de fabricação que envolve material compósito, os custos dos materiais representam uma parcela significativa do custo total do componente (SCHUBEL, 2012). Existem muitas técnicas de fabricação de pás de turbinas eólicas utilizando tais materiais, como laminação manual, infusão a vácuo e moldagem por transferência de resina (RTM) (BRØNDSTED; LILHOLT; LYSTRUP, 2005; DUTTON *et al.*, 2010). O laminado, por exemplo, é feito incorporando material de reforço, como fibra de vidro ou fibra de carbono, em uma resina. Devido às altas forças centrífugas, é necessário um reforço considerável na direção radial, frequentemente realizado com fibra de vidro-E unidirecional, disposta na direção radial (SHAH, 2013).

Também existe uma considerável variedade de resinas que podem ser utilizadas. As mais comuns são viniléster, poliéster e resinas epóxi. As resinas epóxi tendem a ser mais caras, mas em termos de custo total de material para uma pá, a diferença provavelmente será pequena. Elas também costumam ter uma longa vida útil e excelentes propriedades de resistência à fadiga. De acordo com Wood (2011a), as resinas de poliéster são geralmente mais fáceis de manusear, mas têm maior contração e requerem temperaturas de cura mais elevadas.

A temperatura de transição vítrea exigida pelas diretrizes da Germanischer Lloyd (2010) é de pelo menos 65°C e superior a qualquer temperatura de operação. Estas diretrizes também especificam que os fatores de segurança dos materiais compósitos devem levar em consideração a degradação ambiental e as temperaturas de operação. Além disso, uma ampla variedade de revestimentos em gel (*gel coat*) pode ser utilizada para moldar as pás e proporcionar uma superfície de boa qualidade. Algumas resinas são mais adequadas do que outras para o revestimento em gel: as resinas epóxi, por exemplo, normalmente requerem um primer de ligação para o revestimento em gel (WOOD, 2011).

A maioria das pás fabricadas hoje tem o poliéster como matriz, mas a resina epóxi também é amplamente utilizada. A massa específica delas é semelhante, mas o desempenho em fadiga dos compósitos de matriz epóxi é melhor, uma vez que, segundo Nijssen, Van Wingerde e Van Delft (2007), oferecem uma fabricação mais fácil e não emitem substâncias tóxicas durante a fabricação. As fibras empregadas como reforços de matriz polimérica resultam em certa resistência à compressão, mas principalmente na melhoria e manutenção das fibras (SHAH, 2013).

Ainda de acordo com Nijssen, Van Wingerde e Van Delft (2007), alguns fabricantes substituíram a fibra de vidro pela fibra de carbono, pois esta é consideravelmente mais resistente e é usada na indústria aeronáutica. Possivelmente, a principal diferença entre as aplicações da fibra de carbono e da fibra de vidro está na forma como esta última é disposta em uma matriz polimérica relativamente mais grosseira.

No entanto, esses materiais, como reforços de compósitos com matriz termorrígida, consomem muita energia e são caros devido ao processo de aquecimento necessário para a cura (MURRAY *et al.*, 2017). As pás fabricadas com esse tipo de matriz exigem adesivos para unir as duas peles da pá, que geralmente são produzidas separadamente. Isso é um processo demorado que resulta em concentrações de estresse e áreas de fragilidade, podendo diminuir a confiabilidade e vida útil das pás (SHINOMIYA *et al.*, 2015).

Além dessas questões, nem todos esses materiais estão disponíveis para comunidades pequenas ou fazem sentido econômico para geração de energia em pequena escala. Para Cherrington *et al.* (2012), Ramirez-Tejeda, Turcotte e Pike (2017),

a confiabilidade também é importante, mas o uso de energia ao longo do ciclo de vida precisa ser enfatizado, considerando que apenas uma pequena porcentagem das pás de turbina é reciclada durante a fase de descomissionamento devido à complexidade de sua composição e materiais utilizados e à natureza reticulada dos materiais termorrígidos.

2.1.3. Materiais sustentáveis aplicados às pás

A redução do impacto ambiental das pás de turbinas eólicas (WT) representa uma grande oportunidade para o desenvolvimento de novos materiais, novas metodologias e processos eficazes em compósitos reforçados por materiais sustentáveis. Entre os vários benefícios desses materiais estão a redução do peso das pás, o aumento da resistência específica e a diminuição do tempo de partida, considerando que a grande maioria das fibras vegetais possui baixa massa específica.

No entanto, o desenvolvimento de semiprodutos de fibras vegetais alinhadas de baixo custo é um fator limitante nos compósitos estruturais. Por essa razão, são necessários mais estudos para entender o comportamento desses materiais quando aplicados em aplicações/estruturas específicas, em vez de apenas fazer análises de materiais com base em dados extraídos de testes estáticos em corpos de prova (SHAH; SCHUBEL; CLIFFORD, 2013). Isto é, é essencial realizar testes direcionados às aplicações destes materiais e nas estruturas em que estes são aplicadas e não somente ater-se aos testes realizados em corpos de prova. Deve haver uma combinação de tais testes de modo a melhor escolher o material para a aplicação, bem como otimizar a estrutura em que o material estiver atuando.

Os testes em corpos de prova devem ser um primeiro passo para desenvolver "permissores de material" apropriados para aplicações de projeto, bem como para qualificar componentes estruturais finais e estruturas em escala real para seu uso final pretendido (ABDI; BAID; EFTEKHARIAN, 2020). Muitos estudos utilizam processos, equipamentos, ferramentas e materiais diferentes, que influenciam diretamente no produto final. Processos de fabricação eficazes são necessários para manter a capacidade de extração de energia das pás, na qual a potência de saída de uma WT depende.

Seja como for, a seleção dos métodos de fabricação depende dos materiais a serem utilizados, do tamanho e design aerodinâmico da pá, assim como das

considerações econômicas. De acordo com Wood (2011), a madeira pode ser utilizada na fabricação de pás de turbinas eólicas de pequeno porte. Essa alternativa pode ser interessante, já que a madeira possui uma longa vida útil em termos de fadiga e seu custo como matéria-prima para fabricação é aceitável.

A madeira possui fibras de celulose que podem ser facilmente alinhadas na direção radial, que é a direção de maior carga sobre o rotor. Uma máquina fresadora de comando numérico (CNC) é uma opção simples para a fabricação usando este tipo de material, mas provavelmente cara para a produção em grande escala (SONG; DAVID LUBITZ, 2014). Máquinas copiadoras são muito mais econômicas, porém uma unidade comercial projetada para produzir peças como coronhas de armas e itens relacionados mostraram-se inadequada para a fabricação de pás, especialmente quando a corda da ponta é da ordem de 5 cm (ASTLE *et al.*, 2013).

No entanto, a madeira não é o material mais conveniente para criar pás com formatos mais complexos, que são necessários para atingir alta eficiência aerodinâmica. Esse efeito se torna evidente quando é preciso incorporar curvaturas na superfície inferior, o que é comum em muitas seções de pás de alto desempenho, dificultando a reprodução dessas formas em madeira. Além disso, cada pá deve ser trabalhada individualmente para manter tolerâncias dimensionais (PETERSON; CLAUSEN, 2004).

Além disso, mesmo que a madeira seja um material potencialmente interessante devido à sua baixa massa específica, sua rigidez relativamente baixa torna difícil seu uso para pás de turbinas eólicas de grande porte devido aos limites de deflexão. Isso significa, conforme Peterson e Clausen (2004), Sinha *et al.* (2010) e Clausen; Reynal; Wood (2013), que a madeira é mais adequada para pás curtas, quando é possível obter peças sem defeitos. A restrição no comprimento de pás de madeira sólida está relacionada ao custo de peças sem nós, além de ser desafiador reproduzir com precisão a forma tridimensional de uma pá bem projetada, incluindo a borda de fuga. Esse problema, de acordo com Wood (2011), pode afetar pás pequenas devido às exigências conflitantes de espessura limitada para garantir segurança e integridade, enquanto é necessário manter uma espessura mínima para reproduzir a forma de design e reduzir o ruído na borda de fuga.

Outro fator agravante é que madeiras macias e porosas adequadas para pás pequenas podem sofrer degradação devido à exposição ao sol e à erosão causada por partículas de poeira no ar (CLAUSEN; REYNAL.; WOOD, 2013). Para isto, foi testada uma variedade de materiais de revestimento para pás, principalmente para uso no Nepal, e descobriu-se que a tinta esmalte com um primer oferecia excelente proteção superficial (SINHA *et al.*, 2010).

Em termos de propriedades mecânicas, a resistência à tração e a resistência à fadiga da madeira *Douglas fir*, uma espécie da América do Norte, e da *Sitka spruce*, uma espécie amplamente cultivada na Europa, foram medidas no trabalho de Astle *et al.* (2013). Ao analisar experimentalmente essas madeiras, o estudo recomendou o uso dessas espécies para pás de turbinas eólicas de pequeno porte. Para fornecer energia a áreas remotas do Nepal, um tipo de madeira local foi aplicado nas pás e torres (MISHNAEVSKY *et al.*, 2011; SINHA *et al.*, 2010). Entre as madeiras estudadas, a *Lakuri* foi selecionada com base em diversos critérios, incluindo propriedades mecânicas, efeito da intempérie nos revestimentos, preço, crescimento e disponibilidade. Nessa mesma perspectiva, um estudo comparativo foi realizado entre quatro tipos diferentes de madeiras iranianas: amieiro, freixo, faia e carvalho, com base no desempenho da turbina, considerando não apenas a potência de saída, mas também o desempenho de partida, que é influenciado pela massa específica da pá (POURRAJABIAN *et al.*, 2019).

Segundo Pourrajabian *et al.* (2019), a maneira mais fácil de reduzir a inércia de qualquer pá sem um impacto significativo em sua rigidez é torná-la oca. Assim, uma pá oca de madeira representa um grande desafio, mas também uma excelente oportunidade, pois embora possam levar mais tempo para serem fabricadas, elas podem proporcionar uma variedade de utilizações de blocos de madeira, dos quais as pás podem ser cortadas. Os blocos devem estar livres de defeitos, o que se torna mais difícil de alcançar à medida que o tamanho deles aumenta.

Neste contexto, conforme evidenciado, há vários materiais naturais e sustentáveis promissores que podem ser empregados em pás de turbinas eólicas. Outro excelente exemplo é a madeira balsa, caracterizada por sua baixa massa específica e resistência específica. Na LM Wind Power, por exemplo, as pás são confeccionadas a

partir de fibra de vidro e madeira balsa, conectadas por meio de resina e revestimentos em gel (CASEY, 2019).

2.1.3.1. Madeira balsa

A madeira balsa, mostrada na Figura 2.8, é uma espécie pioneira da família *Malvaceae* originária de florestas tropicais. A árvore de onde advém esta madeira possui uma altura potencial de 30 m a 40 m, diâmetro de tronco de 60 cm a 120 cm e copas que podem chegar a 40 m aos 15 anos de idade. Essa espécie, conhecida como *Ochroma pyramidale* ou simplesmente balsa, está distribuída pelas Américas, desde o sul do México até a Bolívia, o norte do Brasil e as Antilhas (STEVENS; ULLOA; POOL; MONTIEL, 2001; VARÓN; MORALES-SOTO, 2016; VLEUT *et al.*, 2013; ZEA-CAMAÑO *et al.*, 2020).



Figura 2.8 – Madeira balsa (*Ochroma pyramidale*).

No Brasil, a madeira balsa também é encontrada na Região Amazônica, principalmente nos estados do Amazonas e Mato Grosso (BARBOSA *et al.*, 2003; MAGALHÃES *et al.*, 2018; SILVA *et al.*, 2022), onde a *Ochroma pyramidale* é amplamente cultivada em plantações comerciais (CAÑADAS-LÓPEZ *et al.*, 2019; ZEA-CAMAÑO *et al.*, 2020).

Tal como mencionando anteriormente, a balsa é amplamente empregada nas pás das turbinas eólicas (FONTE; XYDIS, 2021; JOUSTRA; FLIPSEN; BALKENENDE, 2021) e por este motivo tem apresentado uma alta demanda no mercado global, principalmente na Europa, China e Estados Unidos (ZEA-CAMAÑO *et al.*, 2020). O

maior produtor mundial desse material é o Equador (MAGALHÃES *et al.*, 2018; SILVA, Rafaeli Valério da *et al.*, 2022).

A Figura 2.9 mostra que a madeira balsa (BW) como é usada em aplicações como as de núcleo e estrutura sanduíche de turbinas eólicas advêm do tronco da espécie *Ochroma pyramidale*. É importante observar que tal material, a depender da orientação, possuem duas regiões: considerando uma peça ou corpo de prova, tem-se a região onde os feixes vasculares são orientados 0° em relação à extremidade do material ou corpo de prova e a região onde os feixes vasculares estão orientados 90° em relação à superfície. Trabalhos como os de Galos *et al.* (2022), Osei-Antwi *et al.* (2013) e Wu *et al.* (2020) se referem a essas regiões como sendo grãos da extremidade (GE) e grãos da superfície (GS). Estes grãos são também mencionados na literatura como *end grain* e *face grain*, respectivamente.

Tais regiões são consideradas neste trabalho, uma vez que podem interferir nas propriedades mecânicas. As normas utilizadas para os testes mecânicos tratam estas orientações também como *edgewise* e *flatwise*. A primeira diz respeito à orientação em qual a carga é aplicada em relação a GS e a segunda em relação a GE.

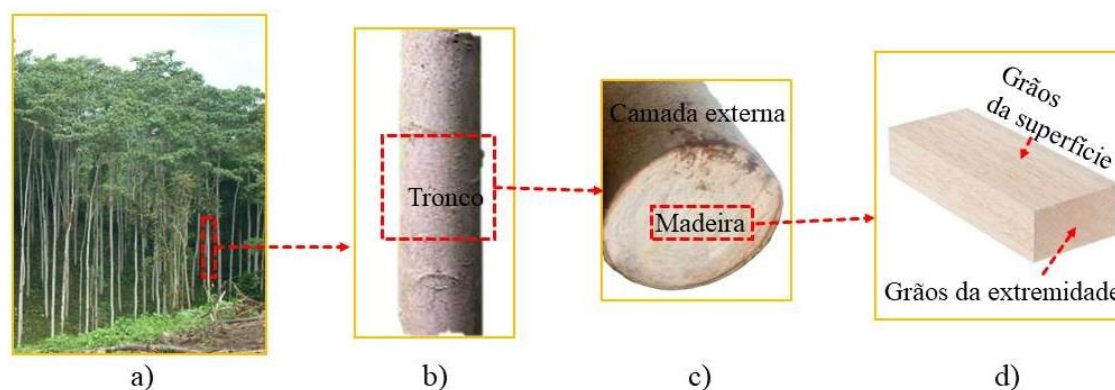


Figura 2.9 – Detalhes da madeira balsa, (a) árvore, (b) tronco, (c) detalhes do tronco e (d) a direção dos grãos na madeira balsa.

2.1.3.2. *Pecíolo da palmeira do miriti*

A palmeira do miriti, ilustrada na Figura 2.10, está amplamente distribuída em toda a região tropical da América do Sul e é considerada a palmeira mais abundante no Brasil (SILVA, Renata Santana *et al.*, 2014). Ela é nativa da maior parte da região

amazônica (VIRAPONGSE *et al.*, 2017), onde predomina em um tipo distintivo de ecossistema de áreas úmidas dentro de florestas tropicais e savanas (RULL; MONTOYA, 2014), especialmente em ambientes pantanosos com solos hidromórficos que possuem alto teor de material orgânico (ENDRESS; HORN; GILMORE, 2013).



Figura 2.10 – Palmeira do Miriti (*Mauritia flexuosa*).

O Miriti é conhecido como a "árvore da vida", desempenhando múltiplos papéis de importância ecológica, socioeconômica e cultural (NERI-NUMA *et al.*, 2018; VAN DER HOEK; ÁLVAREZ SOLAS; PEÑUELA, 2019), além de ser um depósito de carbono, o que é importante para reduzir o aquecimento global (DE ANDRADE *et al.*, 2015). Além disso, diversos grupos étnicos utilizam essa palmeira para alimentação, abrigo, medicina popular, artesanato e trabalhos manuais (GILMORE; ENDRESS; HORN, 2013; KOOLEN *et al.*, 2018; NERI-NUMA *et al.*, 2018; VIRAPONGSE, 2017). A palmeira é conhecida por diferentes nomes em diferentes regiões. No Brasil, [e chamada de "Palmeira Moriche", "Palmeira Ité", "Ita", "Buriti", "Muriti", e onde foi colhida (Figura 2.5) para o presente trabalho, de "Miriti" e "Miritizeiro". Na Colômbia, Equador e Peru, por outro lado, é chamada de "Canangucho", "Morete" e "Aguaje", respectivamente.

Assim como foi mostrado para a BW, a Figura 2.11 mostra especificamente a parte da palmeira de onde é extraído o pecíolo do miriti. O nome científico dessa palmeira, Figura 2.11(a), é *Mauritia flexuosa*, uma espécie de palmeira dioica de caule reto, alta (até 25-50 m) e diâmetro de 30-60 cm, com folhas costa palmadas grandes (até 6 m de comprimento) em número de 8-25.

As folhas, conforme mostrado na Figura 2.11(b), são formadas por bainhas foliares, pecíolos e lâminas. As duas primeiras conectam a folha ao tronco. A última possui segmentos e folíolos. Cada folha tem de 120 a 236 segmentos; o pecíolo mede de 1,6 a 4 m (DELGADO; COUTURIER; MEJIA, 2007; MANZI; COOMES, 2009; RULL; MONTOYA, 2014; SAMPAIO; SCHMIDT; FIGUEIREDO, 2008), o que varia com a fase de vida. O PMP, segundo se vê na Figura 2.11 (c), tem uma superfície externa rígida (epiderme ao longo do córtex periférico), contendo um material semelhante à espuma (DE ANDRADE *et al.*, 2015; VIANA *et al.*, 2018; WINDSOR-COLLINS *et al.*, 2006). Ele é flexível e resistente, podendo suportar o peso da folha e resistir às cargas de vento. Além disso, o PMP, assim como a BW, as regiões GE e GS.

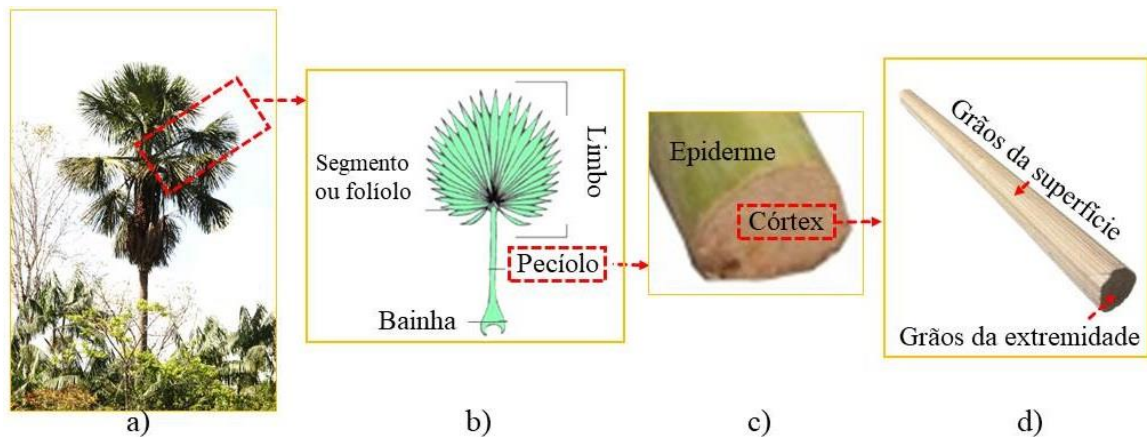


Figura 2.11 – Detalhes da palmeira do miriti, (a) palmeira, (b) folha, (c) detalhes do pecíolo e (d) a direção dos grãos.

A Palmeira do miriti passa por cinco estágios de vida distintos (SAMPALIO; SCHMIDT; FIGUEIREDO, 2008):

- i) **Muda:** Com até 0,5 m de altura;
- ii) **Juvenil:** Entre 0,5 e 4 m de altura;
- iii) **Jovem:** Com mais de 4 m de altura, porém com o pecíolo nascendo do solo;
- iv) **Imatura:** Com mais de 4 m de altura, com o pecíolo acima do solo e ainda não reprodutivo;
- v) **Reprodutiva:** Com o pecíolo acima do solo. Indivíduos jovens e imaturos são colhidos para obtenção das fibras das folhas e do pecíolo.

As palmeiras Miriti produzem uma única folha jovem por vez. Palmeiras jovens e imaturas podem produzir até 3 folhas por ano (SAMPAIO; SCHMIDT; FIGUEIREDO, 2008). A maturidade da palmeira é atingida entre 7 e 8 anos (DELGADO; COUTURIER; MEJIA, 2007; ENDRESS; HORN; GILMORE, 2013).

Esta palmeira tem um papel de destaque na cultura do Estado do Pará, onde os frutos são aproveitados como alimento, as folhas e troncos são utilizados na construção de casas e o pecíolo é transformado em utensílios de trabalho e artesanatos (BALICK, 1986). Além disso, as fibras extraídas das folhas e pecíolos são amplamente empregadas localmente na confecção de cestos e brinquedos, que são reconhecidos por sua beleza e originalidade (DIAS; DA SILVA; RIBEIRO; FERNANDES, 2017; SANTOS; COELHO-FERREIRA, 2011).

A cidade de Abaetetuba, por exemplo, é famosa por seus brinquedos produzidos com o PMP, conhecidos localmente como "braça de miriti". Esses brinquedos são frequentemente vendidos durante o "Círio de Nazaré", um festival religioso realizado na cidade de Belém. Devido às diversas maneiras de utilização, existe uma cadeia de fornecimento para o PMP. Ele pode ser adquirido no mercado "Ver-o-Peso", localizado em Belém, conforme ilustrado na Figura 2.12(a) e Figura 2.12(b). A matéria-prima é obtida diretamente das comunidades ribeirinhas da cidade de Abaetetuba.



(a)



(b)

Figura 2.12 – Comercialização do (a) pecíolo da palmeira do miriti no (b) mercado do Ver-o-Peso, Belém-PA.

2.2. TESTE EM PÁS DE TURBINAS EÓLICAS

De modo geral e sumariado, de acordo com Debanth e Singh (2013), os principais requerimentos para o funcionamento das pás de turbinas eólicas são:

- a) Alta resistência, para suportar a carga gravitacional e ventos extremos;
- b) Alta resistência e confiabilidade à fadiga, para garantir o funcionamento estável por mais de 20 anos e 10^8 ciclos;
- c) Baixa massa, para reduzir a carga na torre e o efeito das forças gravitacionais;
- d) Alta rigidez (para garantir a estabilidade da forma aerodinamicamente ideal e a orientação da pá durante o tempo de trabalho, bem como a folga entre a pá e a torre).

Estes requerimentos estão diretamente relacionados com os materiais de que são manufaturadas as pás, baseado em fatores, tais como a seleção adequada da fibra, da matriz, a orientação da fibra, bem como a forma de interação com a matriz, além do tipo de método de fabricação utilizado.

A seleção adequada dos materiais conferem às pás as características desejadas. A rigidez é um critério importante no sentido de que um material rígido possui deflexão menor que um material flexível. As deflexões nas pás estão associadas com sua dimensão e geometria, assim como a concepção global do rotor e da torre.

Na questão de robustez, a resistência contra longos ciclos de fadiga é fundamental levar em conta a resistência à fratura dos materiais empregados na fabricação. A resistência específica está associada à resistência em relação à massa específica é reunida a partir de um esquema similar. Assim, a resistência à fratura de baixa e alta massa específica apresenta os materiais apropriados que são eles a madeira e compósitos (PETERSON; CLAUSEN, 2004).

Neste sentido, de acordo com Mishnaevsky *et al.* (2017), no processo de projeto de pás de turbinas eólicas, testes em vários níveis podem ser realizados para mensurar as propriedades relevantes do material e verificar a precisão dos modelos computacionais de projeto usados para estimar a capacidade estrutural do componente. A Figura 2.13 indica os níveis de testes a serem conduzidos.

O autor informa que o primeiro nível de testes deve ser em corpos de prova com os materiais constituintes da pá, para determinar as propriedades mecânicas e suas características estatísticas nos estados limite de tensão, deformação e de fadiga. O

segundo nível de teste são nos subcomponentes das pás, como cascas, longarina e núcleo, para determinar sua capacidade de carga e verificar modelos computacionais para possíveis detalhes críticos. O terceiro e último nível é o teste em escala total, no qual as pás são testadas estática e dinamicamente seguindo os requisitos do padrão IEC 61400-23. Este teste pode ser realizado em campo ou em túnel de vento, desde que as condições de normais de operação da turbina possam ser devidamente reproduzidas como em campo.

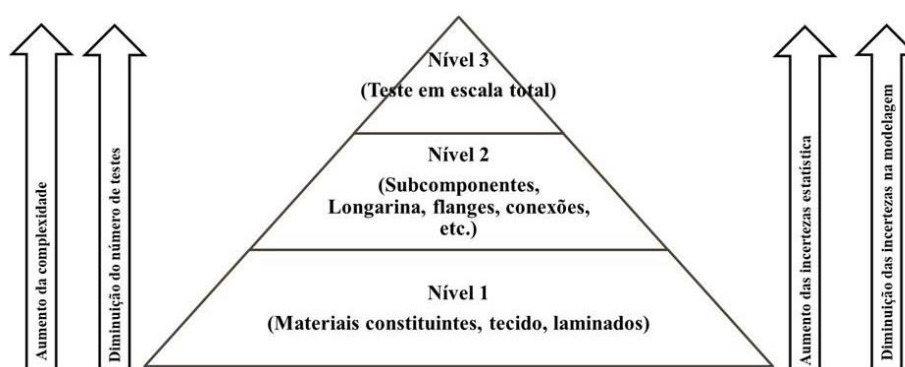


Figura 2.13 – Níveis de testes em componentes e subcomponentes de pás de turbinas eólicas.

Fonte: Adaptado de Mishnaevsky *et al.* (2017).

Estes níveis de testes indicam, em linhas gerais, que o projeto de pá de pá de turbina eólica deve ser concebido em termos do material usado, suas propriedades físicas e comportamento mecânico, os quais se referem aos requisitos estruturais e de fadiga destes e da pá propriamente dita, além de seu desempenho aerodinâmico.

2.2.1. Teste de materiais e subcomponentes

No que se refere aos testes de materiais, estes estão relacionados ao levantamento das propriedades físicas, térmicas e mecânicas destes. Dentre as propriedades físicas, têm-se a massa específica, teor de umidade, absorção de água. Em relação às propriedades térmicas, a principal questão é a avaliação da degradação térmica dos materiais.

No que se refere às propriedades mecânicas, têm-se a resistência à tração, compressão, flexão, cisalhamento, além da resistência ao impacto e à fadiga. Nas pás, os principais ensaios que podem ser realizados é o ensaio estático de flexão e ensaio

dinâmico de fadiga, bem como o teste em túnel de vento. Neste contexto, por exemplo, Mekonnen e Mamo (2020) realizaram ensaios de tração e flexão em compósitos de matriz poliéster reforçados por fibras de juta e bambu. A massa específica média, tensão de ruptura, deformação em tração e flexão, além de alongamento foram levados em consideração para a determinação da melhor combinação de materiais.

A análise experimental realizada por estes autores mostrou que a hibridização melhorou as propriedades de tração dos compósitos. A hibridização com 10% de juta, 20% de bambu e 70% de poliéster apresenta a maior resistência à tração em comparação com outras combinações examinadas. No entanto, aqueles sem juta, 30% de bambu e 70% de poliéster apresentam a maior resistência à flexão. Porém, o estudo deixa em aberto em que subcomponentes das pás estes materiais podem ser usados.

No ensaio estático das pás podem ser realizados de acordo com a norma. Neste teste é importante que a pá seja montada como está em uma turbina real. Assim, é possível medir a deflexão em relação à carga e realizar verificação através da modelagem estrutural da pá, com métodos de elementos finitos. De maneira semelhante, Shah, Schubel e Clifford (2013) desenvolveram teste em pás de turbinas eólicas de pequeno porte.

Pourrajabian *et al.* (2019), por exemplo, avaliou 4 tipos de madeiras iranianas, de modo a definir quais devem ser os parâmetros físicos e mecânicos que estes materiais devem ter para uma aplicação como esta. Com isto, usando a teoria do momento de elementos de pá (BEM), realizou análise estrutural em pás sólidas e ocas para obter uma otimização geométrica em componente.

Conforme relatado por tais autores, o objetivo da otimização das pás é melhorar seu desempenho aerodinâmico, de modo a definir que tipo de pá (sólida ou oca), com que tipo de madeira iraniana é mais adequado para o uso em locais com vento de alta ou baixa velocidade. Contudo, o estudo ficou restrito ao uso de modelos computacionais, pois não foram realizados testes experimentais para validar os resultados obtidos numericamente e com isto discutir, por exemplo, qual a relação dos referidos parâmetros com o tempo de partida da turbina.

Ainda em relação às questões estruturais da pá, Seidel *et al.* (2017) realizaram uma análise estrutural, usando o método de elementos finitos (FEA) e o software

ABACUS CAE, em pás com geometria baseado nas sementes da árvore Maple (Bordo) e perfil eólico NACA 0012. A pá foi fabricada com material sintético, o ABS (Acrilonitrila Butadieno Estireno), tendo em vista sua massa específica, módulo de elasticidade e resistência à tração.

Na análise percorrida pelos autores, foram consideradas velocidades de vento de 10-55 m/s, correspondendo a carregamento de 31-927 Pa ao longo de todo o comprimento da pá e obtidos os pontos de maior tensão e deformação em função do ângulo de ataque, sendo a raiz da pá um ponto crítico por conta de haver ali acúmulo de tensões. Todavia, não foi considerado carregamento em função de ciclos de fadiga, para a determinação da vida útil da pá, assim como a validação do modelo computacional com teste experimental.

Em se tratando de análise de fadiga, Evans, Bradney e Clausen (2018) apresentaram e comparam três métodos usualmente empregados na obtenção da vida útil em fadiga em pás de turbinas eólicas de pequeno porte, em condições normais de operação, quais sejam: equações simplificadas do carregamento em fadiga fornecidas pela norma IEC 61400 – 2; simulação aeroelástica usando o software FAST (Fadiga, Aerodinâmica, Estrutura e Turbulência); e medições experimentais em turbina eólica de pequeno porte de 5 kW de potência, instalada no campus da Universidade de Newcastle.

A comparação ocorreu em termos de carga equivalente de defeitos, taxa de ciclos de fadiga e vida em fadiga. Dentre os métodos comparados, a simulação aerolástica foi a que mais se aproximou dos dados experimentais, mostrando-se como método que pode ser facilmente implementado nesse tipo de análise.

Abordagem semelhante é conduzida no estudo de Evans *et al.* (2021), que usa o método de equações simplificadas do carregamento em fadiga fornecidas pela norma IEC 61400 – 2 e o método FAST para propor uma metodologia simplificada para obtenção do espectro de fadiga de pás de turbinas eólicas de pequeno porte. 6 tipos de turbinas foram analisadas. Contudo, em ambos os estudos não se focou no material das pás e, portanto, deixou em aberto quais as implicações do tipo de material na vida útil em fadiga das pás.

2.2.2. Teste em túnel de vento

Experimentos em túneis de vento são úteis para o estudo do desempenho de pás de turbinas eólicas e para validar dos modelos numéricos usados nas análises de desempenho destas. Existe uma vasta literatura acerca deste tipo de teste e o trabalho de He *et al.* (2022) oferece uma excelente revisão acerca do tema, em que é relatada a forma como os rotores são usados nos testes, os principais tipos de testes usados, dentre os quais o ativo e passivo, as variáveis a serem mensuradas e os principais métodos de medição e aquisição de dados. Além disso, por conta de ser um teste em escala, é imprescindível haver as similaridades geométricas, de fluxo de vento e dinâmica com a escala real e, a depender das dimensões das pás a ser testadas, o efeito de borda deve ser controlado.

O desempenho aerodinâmico de pá de pequeno porte, por exemplo, foi estudada por Vaz *et al.* (2018). Os modelos dinâmicos de torque resistivo usados para os rolamentos foram o Palmgren e SKF, com e sem o efeito o efeito Stribeck, de modo a avaliar a influência do efeito de Stribeck tempo de partida da turbina. O modelo numérico apresentado mostrou-se próximo do experimental obtido a partir de teste em túnel de vento e, desta forma, pode ser usado para definir com precisão satisfatória qual a resistência no trem de potência de uma turbina a ser vencida para que ocorra a partida da turbina em baixas velocidades de vento e com isso reduzir o tempo de partida.

Moreira *et al.* (2020) também realizou investigação no desempenho aerodinâmico de pá de pequeno porte, com a diferença de que os resultados numéricos não foram validados por experimento em túnel de vento, mas pelo acoplamento direto do rotor da turbina a um gerador elétrico para simular diferentes condições de vento (3m/s a 13 m/s), variando a rotação do gerador. Foram comparados os modelos de torque resistivo Palmgren e SKF, para o levantamento em função do tempo das curvas de rotação, eficiência, potência, torque e energia cinética extraída pelo rotor. Foi observado que quanto maior a velocidade de vento, mais rapidamente o torque resistivo é superado pelo torque de rotor, de modo que a turbina parta mais rapidamente. Contudo estes estudos de performance não levaram em consideração o material usado nas pás no sentido de avaliar de que maneira suas propriedades físicas e mecânicas

podem influenciar na performance da turbina, mais especificamente no tempo de partida, considerando que este é o ponto chave no aumento da eficiência da máquina.

O estudo de desempenho conduzido por Eltayesh *et al.* (2021) em turbina eólica de eixo horizontal de pequeno porte buscou definir a influência do número de pás na potência extraída, sob diferentes razões de velocidade na ponta da pá. Foram realizados testes em túnel de vento com turbinas configuradas com 3, 5 e 6 pás, com velocidade de entrada de 6, 7 e 8 m/s e rotação variando de 100 a 700 RPM. Além disso, foi realizada simulação computacional usando o método de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) no Ansys fluent, objetivando comparados os modelos computacional e experimental em termos de curvas do coeficiente de potência, coeficiente de empuxo e torque da turbina.

Os resultados obtidos pelos autores mostram que a melhor configuração obtida foi a de 3 pás; contudo esta acaba gerando maior deslocamento do fluido na pá e vorticidade (turbulência), na região próxima à pá, especialmente em condições de baixa velocidade de vento; o trabalho mostra onde essas regiões em geral ocorrem e como identifica-las. Mais uma vez, todavia, não foi levada em consideração as propriedades do material e qual sua contribuição para o aumento da eficiência da turbina dada a configuração de pás usadas.

Seguindo metodologia de teste em túnel de vento, Bayati *et al.* (2017) seguiu rigorosamente os parâmetros de escala para melhor representar as condições normais de operação de uma turbina eólica e evitar efeitos de borda. O experimento em túnel de vento reproduziu com excelente precisão a escala real apenas para condições de vento de alta velocidade (Reynolds elevado). Afim de melhorar a precisão para previsões em baixa velocidade de vento (Reynolds baixo) e, com isso, melhorar a performance da turbina, os autores sugeriram o uso de controle de passo nas pás.

Os parâmetros de escala também foram seguidos por Xie, Zeng e Lei (2017) na avaliação da performance aerodinâmica e eficiência na extração de energia do vento, usando a teoria do momento de elemento de pá (BEM) adaptado a pás do tipo guarda-chuva (pás inclinadas na direção do vento), de modo a melhorar a sua, com aumento do controle da potência de saída. Curvas de potência e eficiência da turbina foram plotadas.

Outro trabalho importante concernente ao teste em túnel de vento é o de Stepień, Kulak e Józwik (2020), no qual é descrito o passo-a-passo do projeto de um rotor, mais especificamente as pás, partindo-se do modelo de momento de elemento de pá (BEM), buscando ajustá-lo conforme os dados experimentais obtidos no teste. Este ajuste do modelo e conseqüentemente do projeto do rotor levou a um aumento em 7,3% no coeficiente de potência da turbina em comparação ao modelo sem ajuste.

Estes trabalhos oferecem grandes avanços nas análises de desempenho aerodinâmico de turbina usando túnel de vento. Porém, em nenhum deles os testes foram realizados testes turbinas eólicas de pequeno porte com pás fabricadas com material sustentável e, assim, estudar quais as implicações das propriedades do material e a influência das propriedades mecânicas no desempenho aerodinâmico deste tipo de máquina ao longo do tempo.

CAPÍTULO 3

MATERIAIS

3.1. MATERIAIS DE NÚCLEO

A madeira balsa neste estudo foi comprada na cidade de Calgary, Alberta, Canadá. De acordo com as informações do fornecedor, o material veio do Equador *in natura* e sem qualquer tratamento químico.

O pecíolo da palmeira do miriti (PMP) foi obtido diretamente na sua forma natural, sem qualquer tratamento, do Rio Arapapú, localizado dentro da floresta de várzea do município de Abaetetuba, no estado do Pará, Brasil (coordenadas: 1°48'08.7"S 48°57'14.2"O). O pecíolo do miriti foi seco em estufa a 55°C embalado a vácuo e levado de Belém para a cidade de Calgary.

Tanto a madeira balsa quanto o pecíolo do miriti foram mantidos no Laboratório da Faculdade de Engenharia Mecânica e Fabricação a uma temperatura de 23°C e umidade relativa do ar de aproximadamente 22%.

3.2. FABRICAÇÃO DAS PÁS

Para a fabricação do molde da pá foram utilizados materiais como o gesso pedra tipo III, massa poliéster, manta de fibra de vidro, resina poliéster tereftálica insaturado, agente de cura MEK (Metil Etil Cetona), pigmento amarelo, desmoldante líquido, cera desmoldante e balança de precisão. Além destes materiais, foram utilizados talco industrial, fibra moída, aerosil, papel kraft, pincéis, recipientes de plástico e folha de compensado.

Para a fabricação dos revestimentos das pás foi utilizado tecido bidirecional de fibra de vidro, resina poliéster tereftálica insaturada, agente de cura MEK, fibra de vidro moída, pó de aerosil (dióxido de silício coloidal), cera desmoldante e líquido desmoldante, pincéis e espátulas. Estes materiais são somados aos materiais necessários para a laminação a vácuo, dentre os quais a bomba de vácuo, mangueira de vácuo, tubo espiral, tecido *peel ply*, filme perfurado, tecido absorvente, fita *tackytape*, fita *durex* e

bolsa de vácuo. Ressalta-se, ainda, que o material empregado como bolsa de vácuo se tratou de plástico de PEAD (Polietileno de Alta Densidade).

Para a fabricação das longarinas centrais e laterais, foi utilizado o pecíolo da palmeira do miriti (*Mauritia flexuosa*), fibras de carbonos, resina poliéster tereftálica insaturada, rolo de esponja, fibra de vidro moída, talco industrial, perfil circular cilíndrico de alumínio, parafuso, porca e arruela de pressão.

Para fabricação do núcleo da pá foi utilizado o pecíolo da palmeira do miriti, papel A4, papel kraft, cola instantânea *Tekbond*, pincel marcador, lâmina de corte, alfinetes, brocas, furadeira de bancada, lixas de nº 100, 120, 180, 600. A Tabela 3.1 mostra de maneira completa a lista de todos os materiais e equipamento utilizados na fabricação das pás, bem como a descrição de cada um destes.

Tabela 3.1 – Materiais e equipamentos utilizados na fabricação das pás.

Material/Equipamento	Descrição
Aerosil	Cargas de dióxido de silício coloidal
Alfinetes	Alfinetes para a fixação e delimitação de superfícies
Balança de precisão	Balança de precisão modelo MK-DC-06
Bolsa de vácuo	Bolsa de plástico PEAD (Polietileno de Alta Densidade)
Bomba de vácuo	Bomba de vácuo de 7CFM, duplo estágio, vazão de 200 l/m, vácuo máximo 120-450, potência 375 W/h, cárter de 300 ml, bivolt 127-220v, da marca Suryha
Brocas	Brocas para metal fabricadas em aços rápidos, de 4 mm, 6 mm, 8 mm, 10 mm, 12 mm, 14 mm, 16 mm, 18 mm, 20 mm de diâmetro.
Cera desmoldante	Cera técnica para desmoldagem de plástico
Cola instantânea	Cola instantânea da marca <i>Tekbond</i> , de viscosidade média
Espátulas	Espátulas de plástico para laminação manual
Fibra de carbono	Fibra de carbono adquirido de tecido unidirecional de fibra de carbono
Fibra de vidro moída	Carga de vidro
Filme perfurado	Filme plástico com resistência a solventes e à temperatura
Fita durex	Fita plástica adesiva
Fita <i>tacky tape</i>	Fita adesiva flexível AT200Y, com elevada resistência à temperatura e ao cisalhamento
Furadeira de bancada	Furadeira de bancada modelo FSB 13P, potencia de 1/3CV, tensão de 110V
Gesso pedra	Gesso pedra do tipo III
Grampos sargentos	Dispositivo de fixação metálico
Lâmina de corte	Lâminas, da marca Tramontina, utilizadas para cortes manuais
Líquido desmoldante	Desmoldante líquido à base de álcool polivinílico, solúvel em água
Lixas	Lixa para acabamento nº 80, 100, 120, 180, 600.
Luvas	Equipamento de proteção individual fabricado em material polimérico
Madeira compensada	Compensado comercial com aplicações na indústria moveleira
Mangueira de vácuo	Mangueira de plástico reforçada com fibra de vidro
Manta de fibra de vidro	Tecido de fibras descontínuas de vidro, de gramatura de 450g/m ²
Massa poliéster	Massa acrílica automotiva utilizada para molde e correção de geometrias
MEK	Agente iniciador de cura
Morsa	Elemento de fixação
Papel A4	Papel utilizado em impressoras para a impressão de textos, figuras, etc.
Papel kraft	Papel de altamente resistente utilizado na fabricação de envelopes e

	sacolas
Paquímetro	Equipamento de medição
Parafuso, porca e arruela de pressão	Materiais fabricados em aço rápido
Parafusos/porcas/arruelas	Elementos de fixação
Pecíolo do miriti	Seguimento da folha do miriti
Perfil de alumínio	Perfil circular cilíndrico fabricado em alumínio, com 19 mm de diâmetro e superfícies de 1 mm de espessura
Pigmento	Material para a pigmentação de resina, na cor amarela
Pincéis	Pincel de cerda para pintura e laminação
Pincéis marcadores	Pincéis da marca Faber Castell, para a marcação de superfícies
Prensa hidráulica	Prensa hidráulica marca MARCON, modelo MPH10, capacidade de 10 ton
Recipientes de plástico	Recipientes de 100ml, 150ml, 200ml para aferição das massas de resina
Régua milimetrada	Equipamento de medida fabricado em material metálico
Resina Poliéster	Resina tereftálica insaturada
Rolos de esponja	Rolo de esponja sintética utilizado para pintura e laminação
Seringa de plástico	Material para sucção de líquido
Serra de corte (tico tico)	Serra de corte (tico tico) modelo GST 65 BE-220V, 400W, BOSCH
Silicone	Resina de silicone
Solvente	Solvente para limpeza
Talco industrial	Carga mineral
Tecido absorvente	Tecido de filamentos não tratados de fibras de poliéster com microperfurações para a passagem de ar, altamente resistente à temperatura, de gramatura 40g/m ² .
Tecido de fibra de vidro	Tecido bidirecional de fibra de vidro de gramatura 200g/m ²
Tecido <i>peel ply</i>	Tecido sintético A30/900, conhecido como Release Fabric, de gramatura 30g/m ² fabricado pela Barracuda Advanced Composites
Tubo espiral	Tubo de plástico para organizar fios

3.3. ENSAIOS MORFOLÓGICOS E FÍSICOS

Os ensaios morfológicos neste trabalho estão relacionados à determinação do diâmetro das fibras do pecíolo do miriti, bem como tipo de estrutura física e aspecto das superfícies transversais e longitudinais. Além do uso dos equipamentos citados anteriormente para o corte dos corpos e testes, foi utilizado o microscópio óptico LEICA DM 6000 M e o scanner de tomografia microcomputadorizada (*Micro-computed tomography* - micro-CT) XRadia, modelo VersaXRM-520, o qual é mostrado na Figura 3.1(a) e Figura 3.1(b), respectivamente.

Outros itens, como lâminas de barbear de dois gumes, pincéis pequenos, lâminas e lamelas de vidro, tampa de placas de Petri, frascos, pipetas descartáveis, frascos grandes de lavagem e solução de azul de toluidina O (TBO) foram usados. Para a marcação, foi usado peróxido de hidrogênio, água destilada e ácido acético glacial.



(a)



(b)

Figura 3.1 – (a) Microscópio óptico e (b) Micro-CT.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.2 - (a) Serra de bancada, (b) balança de precisão, (c) paquímetro digital e (d) forno elétrico.

Os ensaios físicos realizados neste trabalho tratam-se da determinação da massa específica, teor de umidade e absorção de água do pecíolo da palmeira do miriti e da madeira balsa, para os quais são foram utilizados a máquina de corte de bancada BendSaw, modelo SawStop 40-680C, para o corte dos corpos de prova, com precisão de 0.01 mm, balança de precisão Toledo Mettler, modelo XSR105, com precisão de

0.00001g, para aferição da massa, paquímetro digital Mitutoyo, modelo 500-181-30, com precisão de 0.001 mm, para medição das amostras e forno elétrico a vácuo ZZKD, modelo DZF-6050, para a secagem dos materiais. Estes equipamentos são mostrados na Figura 3.2. Além disso, foi usada uma câmara de umidade e de absorção de água, equipada com um sensor de umidade e de temperatura, da marca Inkbird, modelo IBS – TH2 plus.

3.4. ENSAIOS TÉRMICOS E MECÂNICOS

O ensaio de Termogravimetria (TGA) utilizou corpos de prova do PMP e o equipamento TA modelo TGA550. O experimento de Calorimetria Exploratória Diferencial (DSC) usou corpos de prova do PMP e BW e o equipamento Mettler Toledo, modelo DSC 3. Os equipamentos são mostrados na Figura 3.3.



Figura 3.3 – Equipamentos usados no experimentos de (a) TGA e (b) DSC.

Tanto o pecíolo do miriti quanto a madeira balsa foram testados mecanicamente em tração, compressão, flexão e cisalhamento. Os corpos de prova foram cortados, medidos e tiveram a massa aferida usando os equipamentos já mencionados no item 3.3. Além disso, foi necessária cola JB Weld Glue, que possui resistência à tração e ao cisalhamento de ~35 MPa conforme especificações do fabricante e placas de metal (aço inoxidável), resina epóxi, papel de gramatura 300 g/m² e cola Tekbond. Os ensaios mecânicos foram realizados na máquina de ensaio universal Zwick Roell 30 kN. Esta máquina, mostrada na Figura 3.4(a), possui extensômetro óptico acoplado.

As amostras para o ensaio de fadiga foram cortadas, medidos e tiveram a massa aferida usando os equipamentos já mencionados no item 3.3. Os testes ocorreram na máquina de ensaio de fadiga marca Instron, modelo E3000, mostrada na Figura 3.4(b).



Figura 3.4 – (a) Máquina de ensaio usada nos testes de tração, compressão, flexão e cisalhamento e (b) máquina para ensaio de fadiga.

3.5. TÚNEL DE VENTO E TESTE DE PARTIDA DA TURBINA

Os experimentos em túnel de vento foram realizados no Túnel de Vento Aeroenergético de 7,6 m de comprimento (excluindo ventilador), mostrado na Figura 3.5, localizado no Laboratório de Pesquisa de Turbulência em Aerodinâmica e Controle de Fluxo (LTRAC) do Departamento de Engenharia Mecânica e de Fabricação da Universidade de Calgary. Este túnel possui seção transversal quadrada, seção de trabalho aberta com 1 m^2 e taxa de contração de 5,76.

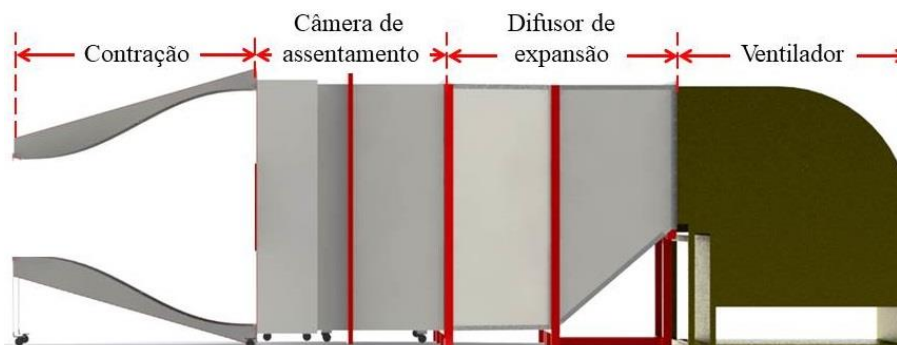


Figura 3.5 – Túnel vento.

O túnel de vento é alimentado por um soprador capaz de produzir velocidades de vento, U_{∞} , de até 18 m/s. O fluxo de ar no túnel de vento é acionado por um ventilador localizado na carcaça do ventilador a jusante, alimentado por um motor elétrico de 25 HP. Uma descrição completa do túnel de vento pode ser vista em Singh (2014) e John (2021).

Dentre os equipamentos necessários para o experimento em túnel de vento, os principais foram freio magnético de partículas, da marca Precision Tork, modelo MPB2-1, codificador de rotação US Digital, modelo HB5M-360-250-IE-D-H, transdutor de força ATI Industrial, modelo FT Mini40, acoplado a uma caixa de potência. A aquisição de sinais foi realizada pelo assistente DAQ, National Instruments, modelo NI-USB-6212. Além disso, estes equipamentos foram controlados por um controlador de voltagem Agilent, modelo E3631A. Estes equipamentos são mostrados na Figura 3.6.

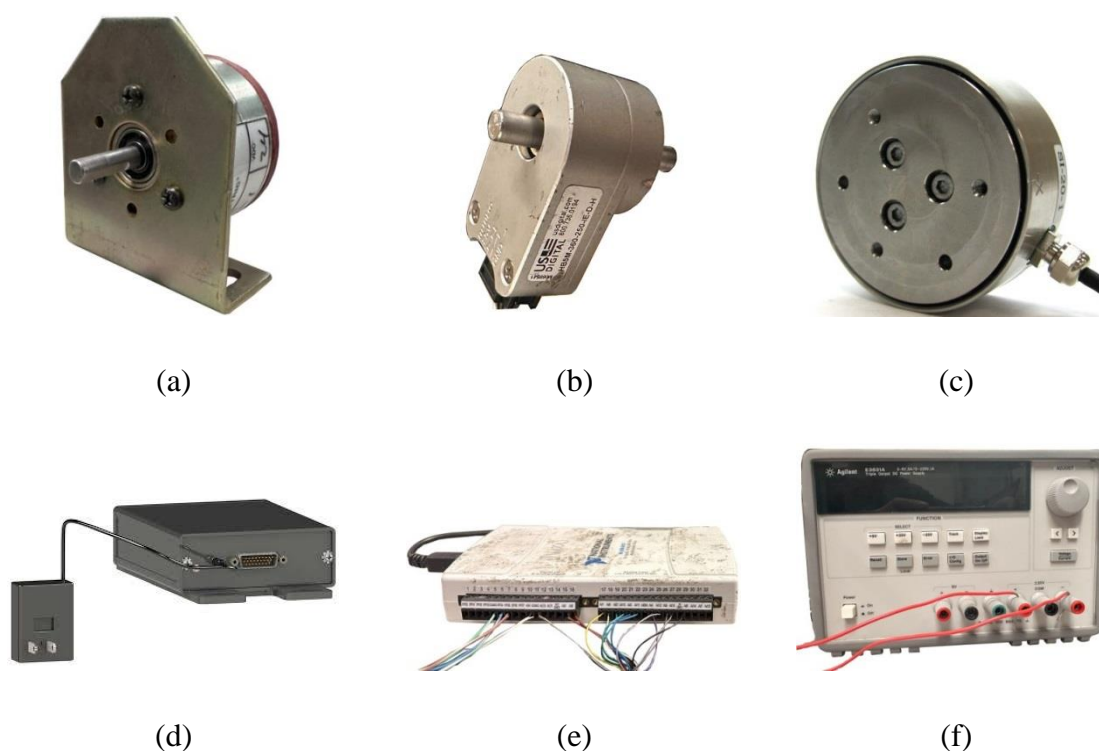


Figura 3.6 – (a) Freio de partículas magnéticas, (b) codificador, (c) transdutor de força, (d) caixa de potência, (e) assistente DAQ e (f) controlador de voltagem.

CAPÍTULO 4

MÉTODOS

Para viabilizar o desenvolvimento e certificar a aplicação de pás de aerogeradores, em geral, é necessário testar os subcomponentes e fazer um teste em escala real das pás (MISHNAEVSKY *et al.*, 2017). Em linhas gerais, em termos de material, as pás desta pesquisa foram fabricadas utilizando:

- a) Fibras unidirecionais de carbono
- b) Tecido de fibras de vidro E
- c) Resina de poliéster
- d) PMP

Em termos de subcomponentes, as pás possuem:

- a) Longarina
- b) Cascas
- c) Núcleo

Carbono, vidro-E e resina poliéster são materiais cujas propriedades são facilmente encontradas na literatura. Os subcomponentes longarina e cascas são confeccionados em material compósito de matriz de poliéster, reforçado por carbono e vidro-E, respectivamente. As propriedades desses compósitos também são facilmente encontradas na literatura. Porém, no caso do PMP, tanto como material quanto como subcomponente da pá, ou seja, o núcleo, as propriedades não são facilmente encontradas e quase não estão disponíveis na literatura.

Assim, foi necessário fazer uma caracterização completa do PMP para obtenção de propriedades físicas, químicas, térmicas e mecânicas, além do desempenho da turbina operando com pás fabricadas com o núcleo de PMP. A Tabela 4.1 a lista de

ensaios usados para a obtenção destas propriedades. A metodologia de ensaio de cada uma destas é descrita de modo sucinto nas seções a seguir.

4.1. FABRICAÇÃO DAS PÁS

As pás fabricadas neste trabalho se tratam de um modelo em escala 1:2 das pás desenvolvidas pelo modelo proposto no trabalho de Mesquita *et al.* (2014) e usando-se a metodologia de fabricação, fruto da pesquisa de mestrado de Gomes (2019). Tais materiais podem ser conferidos com detalhes não só na referida dissertação de mestrado, mas também no capítulo de livro Gomes *et al.* (2021).

Tabela 4.1 – Ensaios realizados para a obtenção das propriedades do PMP e pás.

Tipo de propriedade	Tipo de componente	Tipo de ensaio		Norma/Referência
Morfológica	Núcleo	Diâmetro e área da seção transversal		-
		Estrutura física, aspecto das superfícies transversal e longitudinal do pecíolo		Yeung (2015) / Micro CT
Física		Massa específica		ASTM C271
		Teor de umidade		ASTM D5229 / D5229M-20
		Absorção de água		ASTM D570
Térmica		Comportamento termogravimétrico (TGA)		Siqueira et al. (2021)
		Calorimetria exploratória diferencial (DSC)		ASTM E1356
Mecânica		Tração		ASTM C297 / ASTM D3039
		Compressão		ASTM C365 / ASTM C364
		Flexão		ASTM D7250
	Cisalhamento		ASTM C393 / ASTM C273	
	Fadiga		Astle et al. (2013)	
	Fibras do núcleo	Tração		ASTM C1557-20
	Longarina	Tração		ASTM C1557-20
Desempenho da turbina	Pá	Túnel de vento	Tempo de partida	John (2021); Singh (2014); Vaz et al. (2018)
			Velocidade angular	
			Torque	
			Empuxo	
			Potência	

O esquema da seção transversal da pá pode ser vista na Figura 4.1, a qual demonstra que a pá possui núcleo PMP, uma longarina PMP reforçada por fibras de carbono e um laminado de compósito formando as cascas.

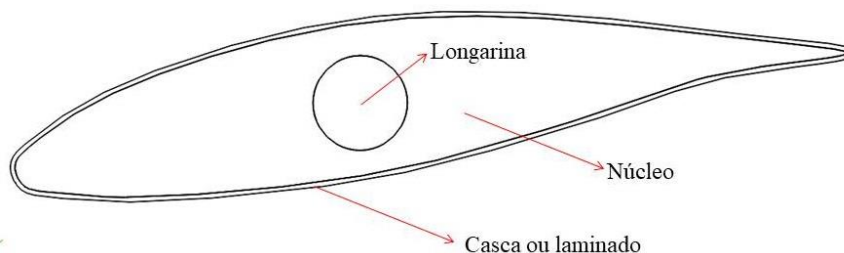


Figura 4.1 – Seção transversal do protótipo da pá fabricada como perfil NACA 653-618.

Considerando que a metodologia focou em tornar a pá o mais leve possível, e nenhum cuidado especial foi tomado nas cascas no sentido de aumentar o número de camadas para aumentar a resistência mecânica, por isso foi usada apenas uma camada de tecido de vidro-E.

Um molde bipartido foi produzido especialmente para este trabalho. Cada uma de suas partes (ou lados) foi confeccionada a partir de uma pá impressa em 3D, revestida com massa de poliéster. A fabricação do molde consistiu em a parte da superfície superior do bordo de ataque ao bordo de fuga e a parte da superfície inferior ser construídas com resina poliéster reforçada por manta de fibra de vidro-E.

Na superfície do molde bipartido foi aplicado um *gel coat*, composto por uma mistura de poliéster, talco industrial e pó de vidro-E. As cascas da pá foram fabricadas por infusão a vácuo, cada uma confeccionada em resina de poliéster reforçada com tecido de fibra de vidro-E. O agente de cura foi 1% em peso de MEK.

A longarina projetada para esta pá é muito diferente daquela de uma pá de turbina eólica de grande porte, que não possui núcleo. Uma pá de grande porte típica possui a longarina fabricada em material compósito, abrangendo os dois lados da superfície da pá e é localizada apenas na região de espessura máxima. Na medida em que a pá deste trabalho foi fabricada apenas como protótipo, nenhuma análise estrutural foi realizada para projetar a longarina. Além disso, é importante mencionar que em geral as pás de pequeno porte, com núcleo, não possuem longarina. A longarina pode ser considerada como um requisito de “pior caso” e foi omitida da “pá conceitual” usada para cálculos e simulação de tempo de partida.

Três subcomponentes principais foram necessários para a fabricação da pá com um único perfil NACA 653-618: as cascas, o núcleo e a longarina. Estes subcomponentes foram montados no molde bipartido.

4.1.1. Fabricação das cascas

A Figura 4.2 mostra o esquema da infusão a vácuo. As superfícies dos moldes foram preparadas aplicando camadas de cera desmoldante e agente desmoldante, respectivamente. Uma primeira camada de resina poliéster misturada com aerosil e talco industrial foi aplicada manualmente diretamente na superfície do molde. Esta camada é importante para fornecer rigidez, resistência ao desgaste e tenacidade à superfície externa da casca.

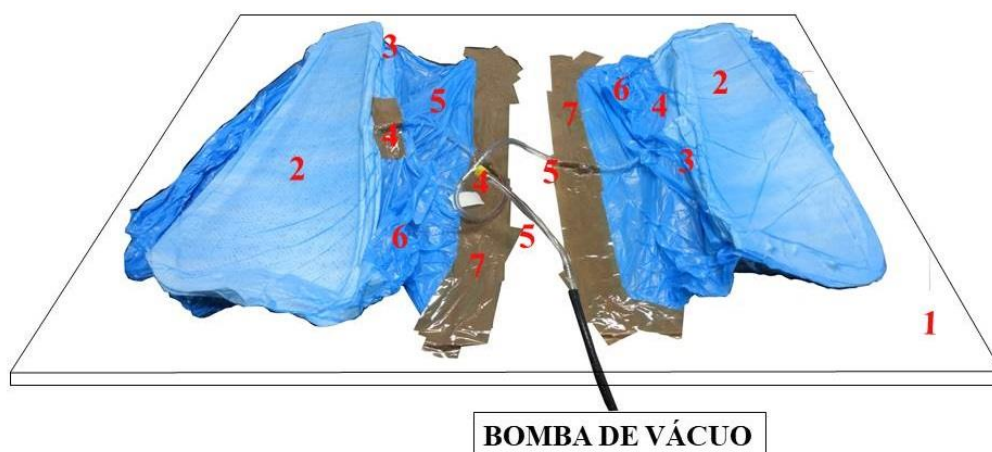


Figura 4.2 – Esquema da infusão a vácuo: (1) base de vidro, (2) molde coberto pela bolsa de vácuo, (3) tubos espirais, (4) conexão em T, (5) mangueiras conectadas à bomba de vácuo e (6) fitas selando a bolsa de vácuo.

As duas cascas da pá foram feitas ao mesmo tempo. Conforme pode ser visto na Figura 4.2, um tubo espiral (3) foi localizado em um lado de cada lado do molde, para distribuição igual do vácuo. No meio desses tubos, uma conexão em T foi fixada a um segmento de mangueira. Uma nova conexão em T conectou esses segmentos à mangueira da bomba de vácuo.

A Figura 4.3 mostra a sequência de empilhamento dos tecidos para confecção das cascas. Uma camada de tecido de vidro-E bidirecional foi colocada na superfície dos moldes e através dela foi aplicada resina de poliéster com aerosil.

O tecido *peel ply* formou a última camada, para absorver parte da resina da matriz e deixar uma superfície interna rugosa na casca. O filme perfurado foi adicionado para auxiliar no umedecimento do laminado. Por fim, o “tecido absorvente” completou o empilhamento. Este e o filme perfurado auxiliam na retirada do excesso de resina do laminado, visando reduzir sua espessura.

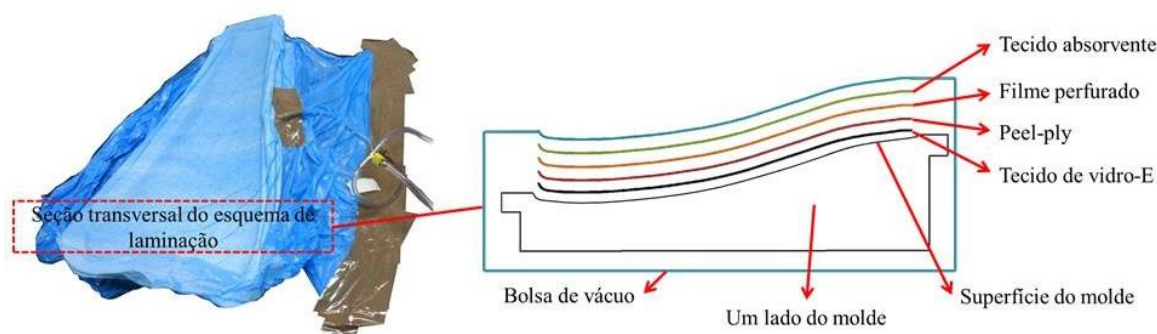


Figura 4.3 - Sequência de empilhamento para fabricação das cascas.

Todas as conexões e mangueiras foram seladas com fita do tipo *tacky tape*. As laterais do molde e a bolsa de vácuo, ambos sobre placa de vidro, também foram selados com fita adesiva. A bomba de vácuo forneceu uma pressão manométrica negativa em torno de -0,8 bar e funcionou por 2 h.

Após desligar a bomba, as mangueiras foram desconectadas e bloqueadas com alicates de pressão. As cascas, ainda nos moldes, foram levadas sobre a base de vidro ao forno e passaram por um processo de pós-cura a 80°C, por 4 h. Posteriormente, as cascas foram desmoldadas cuidadosamente, através de leves batidas com martelo de borracha na superfície externa. O desmolde foi feito facilmente da ponta à raiz. O excesso de material nas bordas das cascas foi cortado e lixado com lixa de gramatura 200.

A espessura das cascas foi medida com um paquímetro com precisão de 0,05 mm. As medidas das cascas, na posição raiz, meio e ponta da pá conferiram um valor médio de 1,5 mm. Considerando que o tecido do vidro-E tinha espessura em torno de 0,5 mm e todo o material aplicado em sua superfície externa e interna parte foi absorvida pelo vidro-E, a espessura da casca aumentou em 1 mm.

4.1.2. Fabricação do núcleo

A Figura 4.4 mostra a sequência de fabricação de uma seção do núcleo. A Figura 4.4(a) mostra a pá com o perfil NACA 65₃-618 desenhada no software Solidworks, omitindo a espessura de 1,5 mm das cascas. Há variação significativa no comprimento de corda e no ângulo de torção ao longo do comprimento da pá, o que a princípio tornou a fabricação complexa. Contudo, a forma encontrada para tornar a fabricação simples foi dividir o núcleo em 24 seções. Os perfis de cada seção foram impressos na escala 1:1, conforme visto na Figura 4.4(b). O PMP foi seccionado e posteriormente cortado manualmente em blocos, Figuras 4.4(c) e (d). Os perfis dos núcleos foram colados nas laterais dos blocos de PMP, tendo como referência os centroides e os bordos de ataque e de fuga, além das linhas completas e pontilhadas mostradas na Figura 4.4(d). Estas linhas representam o ângulo de torção de um perfil em relação ao perfil adjacente. Os contornos dos perfis foram recortados, Figura 4.4(e), para coincidir com a seção do aerofólio no lado da ponta (F) e no lado da raiz (C). Este método foi utilizado em todos os 24 pares de perfis para obter 24 seções de pá, as quais foram lixadas conforme mostrado na Figura 4.4(f). Além disso, como na Figura 4.4(g), um furo foi perfurado através do centroide para a longarina.

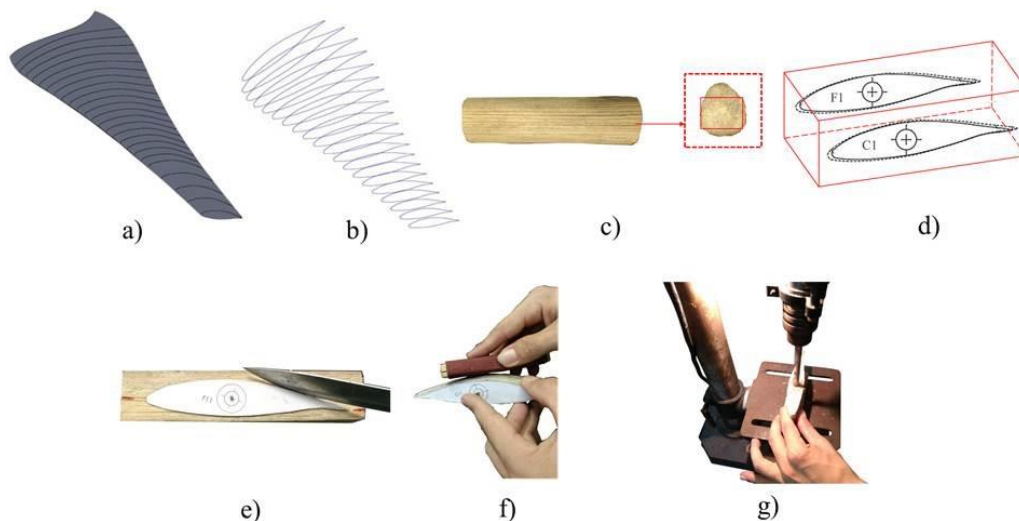


Figura 4.4- (a) Modelo 3D da pá e (b) perfis das seções, (c) corte transversal de um bloco de PMP, (d) perfil colado nas laterais do bloco para (e) cortar, (f) lixar e (g) fazer um furo para a longarina.

Todos os blocos foram cortados de forma que o feixe vascular do perfil se alinhasse com a corda de cada perfil em cada seção, pois as seções da pá não se ajustam ao diâmetro do PMP quando os feixes vasculares são alinhados à longarina. Uma vez que a preocupação desta fabricação era somente mostrar a viabilidade de fabricação da pá com o pecíolo do miriti, a princípio não foram pensadas formas de fabricar as pás com os feixes vasculares alinhados com a longarina.

4.1.3. Fabricação das longarinas

A Figura 4.5(a) mostra a longarina da pá, que passa pelo centroide de todas as seções. Os motivos para a existência de uma longarina foram: utilizá-la como guia para colagem das seções do PMP; conectar as seções entre si junto com a resina; e para permitir a fixação da pá junto ao cubo do rotor.

A longarina foi fabricada utilizando seções circulares de PMP, afinadas da raiz às pontas, para demonstrar a viabilidade deste material para uma geometria como esta. A longarina foi reforçada, interna e externamente, por fibras de carbono (gramatura de 300 g/m²) embebidas em resina de poliéster, para ter uma longarina de baixa massa específica e boas propriedades, como resistência à flexão e à tração, já que o poliéster reforçado por estas fibras conferem tais propriedades, (RAJAK *et al.*, 2021).

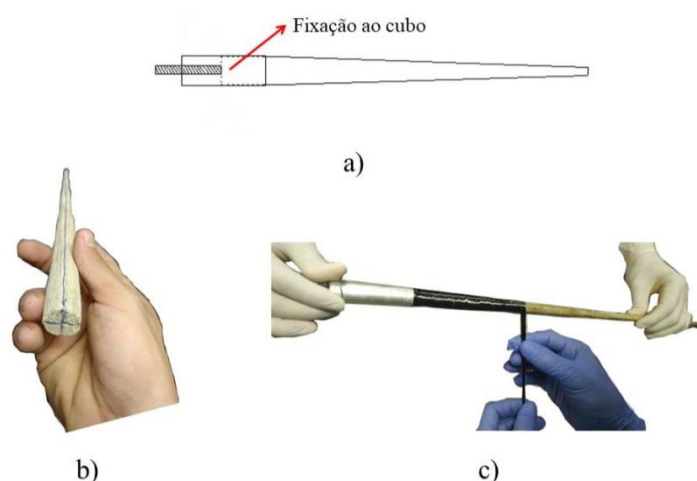


Figura 4.5 - (a) O formato da longarina, (b) o arranjo interno e (c) externo das fibras de carbono.

Com isso em mente, a longarina foi cortada em quartos partes para permitir o alinhamento unidirecional das fibras, em um arranjo cruzado, Figura 4.5(b), para fornecer à longarina resistência à flexão e à tração. A Figura 4.5(c) mostra as fibras de carbono enroladas transversalmente ao longo da longarina para fornecer resistência à torção.

As fibras foram impregnadas com resina de poliéster, depois curadas e pós-curadas em estufa. Em seguida, uma seção de perfil cilíndrico circular de alumínio foi fixada na extremidade da raiz da longarina com resina de poliéster. Para permitir o encaixe da pá no cubo da turbina, um parafuso metálico foi ancorado na seção metálica por resina de poliéster misturada com fibra de vidro moída e talco industrial.

4.1.4. Montagem dos componentes

As seções de PMP foram unidas entre si e à longarina com resina poliéster. Para isso, a longarina foi fixada em uma morsa e as seções foram inseridas uma a uma, através do furo no centroide, visto na Figura 4.6(a). Antes da colagem, nas faces, no furo e a região onde as seções foram coladas entre si foi aplicada resina poliéster.

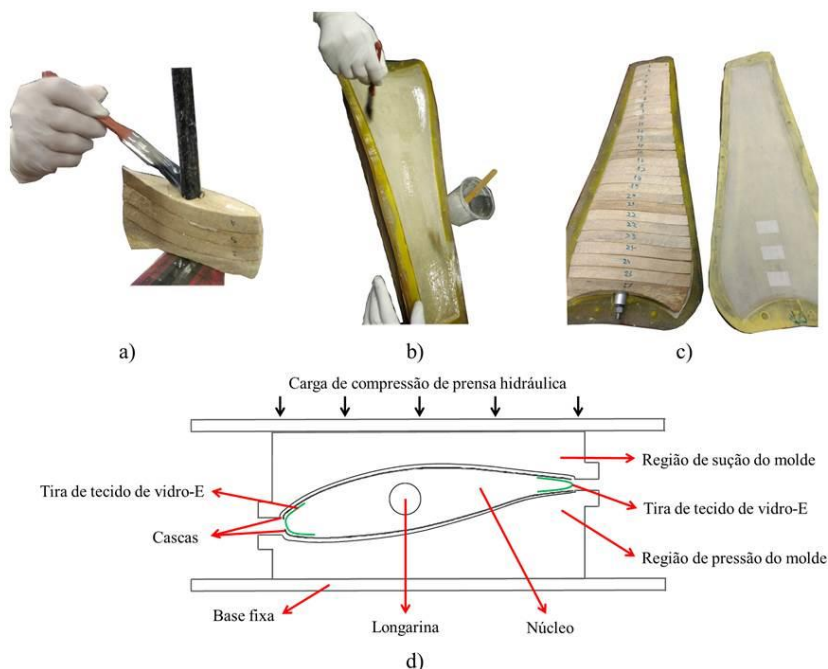


Figura 4.6 - (a) União das seções PMP na longarina, (b) aplicação de resina de poliéster na superfície interna das cascas para a (c) ancoragem do núcleo e o (d) esquema do molde fechado.

A Figura 4.6(b) mostra as metades da pá colocadas nos lados do molde. A superfície interna das cascas foi revestida com resina de poliéster. A Figura 4.6(c) mostra o núcleo PMP montado em um lado do molde. Tiras de tecido bidirecional de vidro-E foram colocadas nos bordos de fuga e de ataque e umedecidas com resina poliéster, para unir as cascas entre si. Conforme representado na Figura 4.7(d), o molde foi fechado e uma carga de 1 t foi fornecida por uma prensa hidráulica, até a cura da resina.

Após a desmoldagem, foi utilizada massa de poliéster para preencher pequenos buracos e vazios, principalmente nos bordos de fuga e ataque da pá. A seguir, houve o lixamento destes da ponta e da raiz da pá, de modo a reduzir imperfeições e fissuras.

4.1.5. Comparação das pás com diferentes materiais

Para realizar uma comparação entre a pá fabricação com o pecíolo do miriti como núcleo, foi realizada uma simulação usando diferentes materiais aplicados em pás de turbinas eólicas usando a mesma metodologia de fabricação da pá com núcleo de miriti. Estas pás foram chamadas de pás conceituais.

Sendo assim, tendo em vista as massas específicas dos diferentes materiais usados neste tipo de componentes, se no lugar do miriti, estes fossem aplicados, buscou-se avaliar quais as implicações em termos de massa da pá, massa específica, volume e momento rotacional de inércia em comparação à pá com o PMP.

Foram concebidas pás fabricadas com diferentes grupos de materiais. Os materiais usados como núcleo, os quais são: poliestireno expandido (EPS), poliuretano (PU) e madeira balsa (BW). Materiais madeireiros: *Alder* (AD), *Radita pine* (RP), *Douglas fir* (DF) e *Lakuri* (LKR). Estes materiais foram considerando como sendo usados nas pás exatamente iguais ao miriti, mas sendo as pás fabricadas com apenas núcleo, cascas e sem longarina.

4.2. ASPECTOS MORFOLÓGICOS

4.2.1. Estrutura física, aspecto das superfícies dos materiais

Os testes foram realizados no Departamento de Ciências Biológicas, e no Engenharia Mecânica e Manufatura da Universidade de Calgary, Laboratório de Materiais e Microscopia. O estudo da estrutura física, aspecto das superfícies transversal e longitudinal do PMP é realizado de acordo com os trabalhos de Yeung (2015). O procedimento inicial é realizar marcação nas amostras, de modo a separar as células vegetais, para que seja possível analisar aspecto e formato da estrutura física do PMP. A marcação se inicia com a preparação de uma solução combinando uma parte de uma solução de peróxido de hidrogénio a 30 %, quatro partes de água destilada e cinco partes de ácido acético glacial.

Pequenos pedaços de PMP foram cortados e colocados em frascos contendo a solução de maceração. O volume de fluido necessário deve ser de aproximadamente 10–15 vezes o volume da amostra. Em seguida, as amostras na solução foram armazenadas em frascos alocados em forno a 56°C durante 1–4 dias. A duração da maceração depende da natureza do material.

A maceração é considerada completa se os tecidos apresentarem cor esbranquiçada. Após 4 dias, o material na solução de marcação permaneceu marrom-amarelados, o que levou à adição de mais solução de marcação, deixando-a agir por mais 1–2 dias. Ao final de 6 dias, a marcação estava completa.

Terminada a maceração, as amostras foram enxaguadas suavemente em três trocas de água (uma hora entre cada troca) para retirar o ácido acético. Para separar as células, os frascos foram agitados vigorosamente até que a água ficasse turva com. A seguir, foi aplicada em pequena gota desta mistura (água e células) em uma lâmina de vidro, cobertas com uma lamela, e examinadas com um microscópio óptico, a partir do qual foram capturadas imagens das células.

Já para a análise das superfícies transversal e longitudinal do PMP foi necessário separar amostras de material e embebê-las em água destilada por 24h. Estando as amostras umedidas, é facilitado o corte de finas amostras das superfícies longitudinais e transversais, usando uma lâmina de barbear de dois gumes.

As finas amostras foram depositadas em água destilada em duas tampas de placas de Patri, uma para as seções transversais e outra para as longitudinais. Na sequência, foi aplicada a solução de azul de toluidina O (TBO) com uma pipeta descartável nas tampas de Patri. O TBO foi misturado à água com um pincel pequeno por cerca de 2min. Deste modo, as seções foram colocadas em uma lâmina de vidro, cobertas com uma lamela, e examinadas com um microscópio óptico, a partir do qual foram capturadas imagens das referidas seções.

Além disso, um corpo de prova e uma fibra de PMP foi escaneada em 3D no equipamento de Micro-CT, no Laboratório de Micro-CT da Escola de Medicina da Universidade de Calgary.

4.2.2. Diâmetro e área da seção transversal da fibra

Os testes foram realizados no Departamento de Engenharia Mecânica e Manufatura da Universidade de Calgary, Laboratório de Microscopia. A determinação do diâmetro e da área da seção transversal das fibras do PMP é útil não somente em termos de morfologia, mas também para o cálculo da resistência à tração de filamento, conforme sugerido pela norma ASTM C1557-20. Contudo, ambos não foram tão fáceis de determinar, porque o PMP, sendo um material natural, espera-se que a fibra não tenha uma forma regular.

As medições usando as técnicas descritas nesta seção foram realizadas a usando-se 4 diferentes peças de PMP de 1m de comprimento. Destas peças, foram extraídos 2 feixes vasculares do mesmo tamanho da peça. Destes feixes, foram cortadas com tesoura 5 amostras, sendo 2 de cada extremidade e 1 amostra do meio, o que totalizou 40 amostras.

Em termos de diâmetro, por exemplo, uma análise preliminar de microscopia feita com o microscópio óptico Leica®, modelo DM 6000 M, mostrou que as fibras, em geral, possuem seção transversal semelhante a uma elipse. Neste caso, sendo o diâmetro a variável escolhida para o cálculo da área da seção transversal da fibra, deve-se calcular o diâmetro médio (\bar{d}) a partir da medição do maior (d_M) e o menor (d_m) e usar a Equação (4.1), que se trata de uma média aritmética.

$$\bar{d} = \frac{d_M + d_m}{2} \quad (4.1)$$

Caso seja a área da seção transversal propriamente dita, é possível utilizar ambos os diâmetros para calcular a área da seção transversal das fibras (CS_{elipse}), considerando estas como uma elipse, conforme a Equação (4.2). Esses detalhes do diâmetro de acordo com a seção longitudinal e transversal podem ser vistos na Figura 4.7.

$$CS_{elipse} = \pi \frac{d_M d_m}{4} \quad (4.2)$$

Porém, longe de ser tão simples, a análise microscópica anterior também mostrou que todas as fibras, dentro da área da seção transversal, possuem um tecido formado por células as quais originam um canal ou lúmen que é botanicamente conhecido como xilema. Assim, por ser um espaço vazio, teve que ser desconsiderado do cálculo de tensões e fazer isso utilizando o diâmetro ou mesmo considerando a área da seção transversal como uma elipse é bastante difícil e até mesmo impreciso.

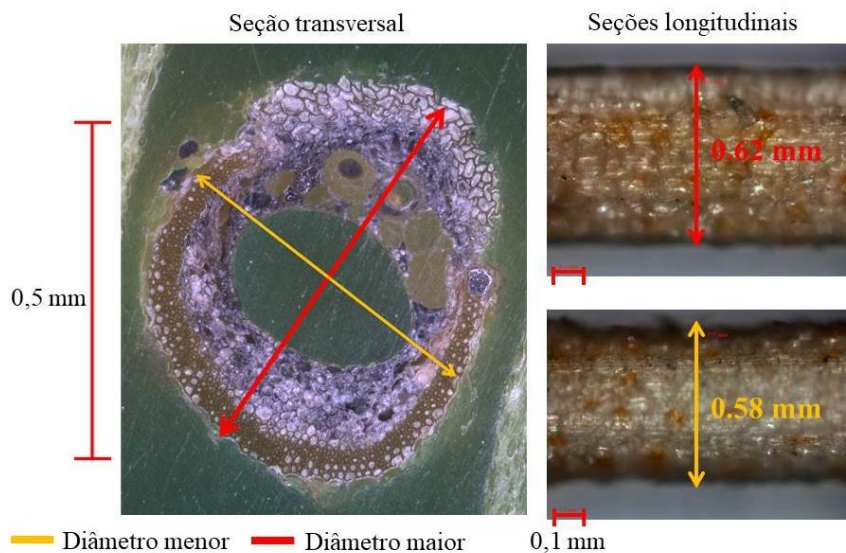


Figura 4.7 – Detalhes do diâmetro da fibra do PMP.

Em relação a esta questão, a solução encontrada foi tirar fotos das fibras dos diferentes pecíolos utilizados nos testes realizados neste trabalho e, tendo uma dimensão de escala de referência em cada imagem, em micrometro (μm), foi feita uma relação em

termos de número de pixels por μm no Adobe Photoshop®, para calcular a área da seção transversal das fibras, desconsiderando os espaços vazios (buracos), com grande precisão, sendo esta de 0,001 mm.

Em seguida, esta área de seção transversal foi utilizada para obter o comportamento de tensão das fibras. É importante ressaltar que com a aplicação desta técnica, e mesmo com a análise microscópica prévia, somente foi possível através do embutimento das fibras em resina epóxi e lixá-las em serra magnética, embebida em solução de diamante sintético, para obter um bom plano e superfície a ser revelada pelo microscópio óptico.

4.3. PROPRIEDADES FÍSICAS

4.3.1. Massa específica e teor de umidade

Foram fabricados corpos de prova (CP) de PMP e BW para os testes de massa específica, teor de umidade e absorção de água. Para estes dois últimos, foram fabricados 16 corpos de prova de cada material. Estes corpos prova são mostrados na Figura 4.8(a) e a geometria, conforme as normas usadas, é mostrada na Figura 4.8(b). Nesta figura, além das indicações de GS e GE, tem-se que t é a espessura, w a largura e l o comprimento. Os testes foram realizados no Departamento de Engenharia Mecânica e Manufatura da Universidade de Calgary, Laboratório de Materiais.

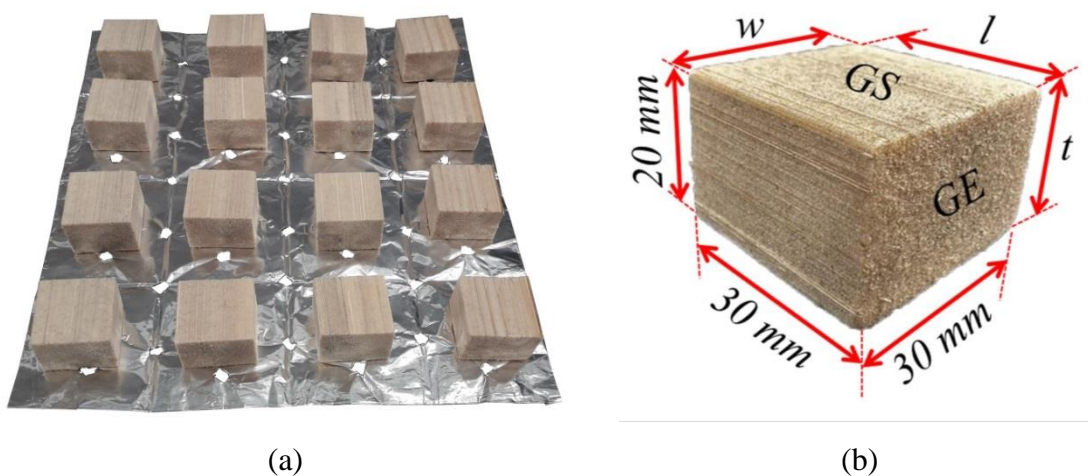


Figura 4.8 – Corpos de prova de PMP e BW para massa específica, teor de umidade e absorção de água.

Para a determinação da massa específica, foram seguidos os procedimentos da norma ASTM C271, de modo que dos corpos de prova foi aferida a massa (m_{cp}), em g, em balança de precisão e as dimensões (para obter o volume v_{cp} , em cm^3) usando um paquímetro digital e, assim, ser determinada a massa específica (ρ_{cp}), em g/cm^3 , conforme a Equação (4.3).

$$\rho_{cp} = \frac{m_{cp}}{v_{cp}} \quad (4.3)$$

A massa específica e o teor de umidade de PMP e BW foram testados em três atmosferas diferentes: i) Sem umidade relativa do ar (UR) $\approx 0\%$; ii) UR $\approx 22\%$; e iii) UR $\approx 90\%$. Antes de submeter os materiais às três atmosferas diferentes, foram usados 74 CPs de PMP e BW, os quais tiveram suas massas específicas aferidas em temperatura ambiente de $\sim 23^\circ\text{C}$ e umidade relativa do ar de $\sim 22\%$.

Dos 74 corpos de prova, 16 CPs foram pré-condicionados, para que a massa específica sem umidade (atmosfera i) e UR $\approx 0\%$ fosse obtida. O pré-condicionamento foi realizado conforme a norma ASTM D5229/D5229M – 20. Os corpos de provas foram colocados em um forno a vácuo, conforme por ser conferido na Figura 4.9, e mantidos a uma temperatura de 105°C , pressão de vácuo de $0,09\text{MPa}$ por 48h. Depois desse tempo, foram realocados do forno e mantidos em um dissecador e imediatamente aferida a massa seca (m_s) e volume seco (v_s), de modo a obter a massa específica sem umidade (ρ_s) conforme a Equação (4.3).



Figura 4.9 – Amostras no forno a vácuo.

Esses mesmos 16 foram outra vez secos em forno a vácuo e submetidos a um ambiente controlado, cuja temperatura era de $\sim 23^{\circ}\text{C}$ e umidade relativa de $\sim 22\%$ (atmosfera ii) por 48h, para então ter as massas específicas medidas. Em seguida, novamente secos em forno a vácuo e submetidos a um ambiente controlado, temperatura era de $\sim 23^{\circ}\text{C}$ e umidade relativa de $\sim 90\%$ (atmosfera iii) por 48h, para novamente ser medidas as massas específicas.

Na medida em que as massas úmidas (m_u) e secas (m_s) das amostras foram aferidas, foi possível conforme, estas foram comparadas e com isso obter o teor de umidade ($T\%$) na atmosfera de $\text{UR} \approx 22\%$ e $\text{UR} \approx 90\%$, de acordo com a Equação (4.4).

$$T\% = \frac{m_u - m_s}{m_s} \times 100 \quad (4.4)$$

É importante mencionar que a umidade relativa do ar de aproximadamente 22% é tipicamente o valor da UR na cidade de Calgary, Canadá, durante as medições das amostras. No caso, por exemplo, de o pecíolo miriti ser usado em locais onde a umidade relativa do ar é alta, ou seja, $\text{UR} \approx 90\%$, caso tipicamente encontrado em Belém, Brasil, é interessante que os valores de massa específica média nestas condições sejam considerados. Por este motivo, têm-se as medições de massas específicas e teor de umidade em tais UR.

4.3.2. Absorção de água

Após a determinação do teor de umidade, os corpos de prova foram alocados novamente no forno a vácuo a -0.09MPa , por 48h. Depois deste tempo, foi novamente aferida a massa seca (m_s) das amostras. Seguindo os procedimentos sugeridos pela norma ASTM D570, as amostras foram mantidas submersas em água destilada e a cada 24h as massas destas foram aferidas novamente, de modo a compará-la com a massa seca e massa úmida (m_u) para com isso obter o percentual de absorção de água ($A\%$) pelo material, conforme a Equação (4.5). As amostras foram mantidas submersas, conforme mostrado na Figura 4.10, por cerca de 250 h.

$$A\% = \frac{m_u - m_s}{m_s} \times 100 \quad (4.5)$$

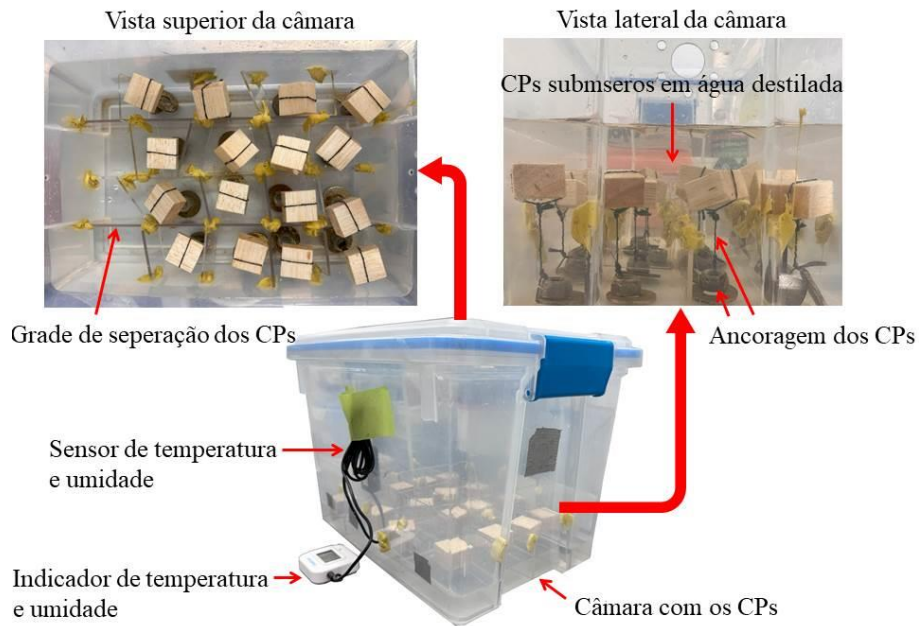


Figura 4.10 – Amostras submersas em água destilada.

4.4. PROPRIEDADES TÉRMICAS

4.4.1. Comportamento termogravimétrico

Os experimentos de comportamento termogravimétrico foram realizados na Cátedra de Pesquisa de Excelência do Canadá (CERC), localizado no prédio de Aprendizagem Experiencial de Ambiente Energético (EEEL) da Universidade de Calgary.

O comportamento termogravimétrico foi obtido apenas para o PMP, uma vez que durante este teste os corpos de prova de BW ainda não estavam disponíveis. Quando este material foi obtido, porém, não foi possível realizar a TGA no mesmo devido à insuficiência de fundos para cobrir os custos do teste.

O experimento de TGA foi realizado de acordo com o trabalho de Siqueira *et al.* (2021). Foram utilizadas 12 amostras de PMP, cada uma representando os pecíolos utilizados nos testes descritos anteriormente. As massas das amostras foram aferidas em balança de precisão da própria máquina de teste, ficando entre 3 e 9 mg. Vale ressaltar

que a massa foi utilizada com esta faixa para garantir que as amostras tenham uma grande semelhança com o PMP tal como é, isto é, contendo as regiões do córtex com a sem fibras internas.

O teste foi realizado em uma faixa de temperatura de 25°C a 550°C, com uma taxa de variação de temperatura de 10°C/min, em uma atmosfera de N₂, a uma vazão de 25mL/min.

4.4.2. Calorimetria exploratória diferencial

Os testes de calorimetria exploratória diferencial (DSC) foram realizados no Departamento de Engenharia Mecânica e Manufatura da Universidade de Calgary, Laboratório de Materiais. Os experimentos seguiram os procedimentos da norma ASTM E1356. Foram utilizadas 12 amostras, 6 de PMP e 6 de BW. As amostras destes materiais foram cuidadosamente cortadas de modo a representar o mais fielmente possível a composição deste, principalmente em se tratando do PMP, o qual possui internamente elementos fibrosos. Deste modo, a massa das amostras ficou em uma faixa de 2 a 3 mg.

O teste foi realizado em 10 estágios, totalizando 140 min, conforme mostra o método de teste na Figura 4.11. As amostras foram submetidas a uma faixa de temperatura de 20°C a 550°C, 10°C/min e com atmosfera de N₂ a uma vazão de 50 mL/min. Conforme mostrado na Figura 3.13, o método consiste em três ciclos:

1º) Ciclo representados pelos estágios de 1 a 4: Aquecimento das amostras de 20°C a 150°C, a uma taxa de 10°C/min, permanecendo por 5min a 150°C. Resfriamento de 150°C a 20°C, a uma taxa de 20°C/min, permanecendo por 5min a 20°C. Este ciclo é importante para remover todo o histórico térmico residual do material;

2º) Ciclo representados pelos estágios de 5 a 8: Aquecimento das amostras de 20°C a 150°C, a 10°C/min, permanecendo por 5min em 150°C. Resfriamento das amostras de 150°C a 20°C, a 20°C/min, permanecendo 5min em 20°C;

3º) Ciclo representado pelos estágios 9 e 10: Aquecimento das amostras de 20°C a 550°C, a uma taxa de 10°C/min. Na sequência, resfriamento até 20°C.

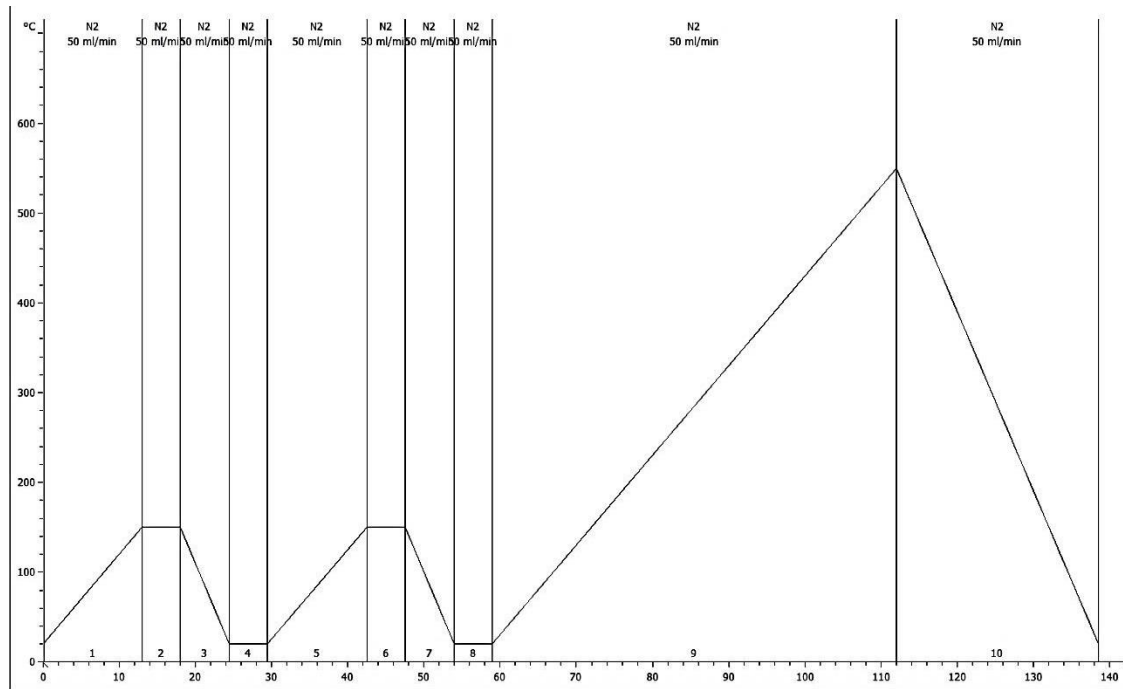


Figura 4.11 – Método de teste usado no experimento de DSC.

4.5. PROPRIEDADES MECÂNICAS

4.5.1. Testes mecânicos no núcleo

4.5.1.1. Ensaio de tração

Foram realizados 2 tipos de ensaio de tração, cujas configurações se basearam na orientação do corpo de prova. O primeiro tipo, chamado de tração *edgewise*, seguiu a norma ASTM C297 e o segundo, referido como tração *flatwise*, seguiu a norma ASTM D3039. Na Figura 4.12, observa-se não somente orientação GE e GS em relação ao sentido da carga aplicada, mas também a geometria dos corpos de prova conforma a norma ASTM C297, tais como comprimento (l), largura (w) e espessura (t).

Para o ensaio de tração *edgewise* foi necessário colar os corpos de provas com a cola JB Weld Glue às superfícies de um par de placas de metal e estas placas acopladas à máquina de ensaio universal Zwick Roell 30kN. Estes detalhes são mostrados na Figura 4.12(b).

No ensaio de tração GE, com os corpos de prova orientados na direção da borda (*edgewise*), a carga é aplicada 90° em relação aos elementos fibrosos internos do PMP.

Foram utilizados 10 corpos de prova de PMP e 10 corpos de prova de BW. A velocidade com que o ensaio foi realizado foi de 0.5 mm/min.

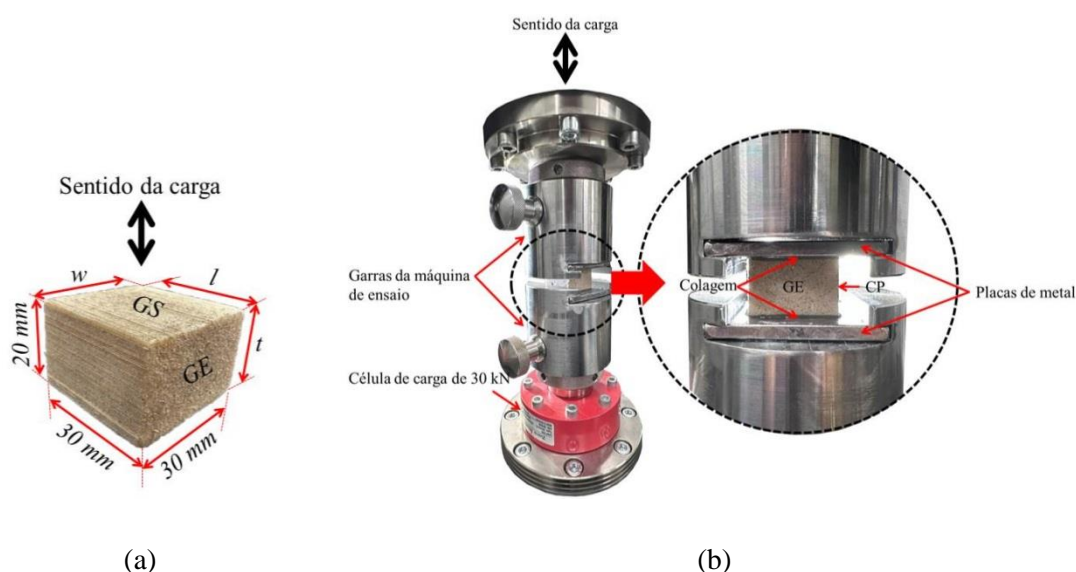


Figura 4.12 – (a) Geometria do corpo de prova na orientações *edgewise* conforme a norma ASTM C297 e (b) detalhamento da colagem na superfície de placas de metal.

Já no ensaio de tração GS, com os corpos de prova orientados na direção do plano (*flatwise*), a aplicação da carga se dá 0° em relação àqueles elementos do PMP. Os detalhes da montagem dos corpos de provas na máquina de ensaio, bem como a geometria destes conforme a ASTM D3039 são mostrados na Figura 4.13.

Estes corpos de prova foram cortados, seguindo os parâmetros desta norma para comprimento, largura e espessura dos corpos de prova, incluindo o comprimento dos *tabs*. Estes *tabs* foram feitos laminando-se resina epóxi sobre a área a ser abraçada pela garra, com o intuito, mais uma vez, de evitar esmagamento. A carga foi aplicada por uma célula de carga de 30kN a uma velocidade de ensaio de 0,5 mm/min.

A resistência à tração (σ_t) foi calculada pela máquina de ensaio conforme a Equação (4.6), onde se tem a relação entre a carga F_a aplicada pela máquina pela área da seção transversal do corpo de prova (A_s), a qual é dada pelo produto da largura (w) com o comprimento (l). Além disso, através de um extensômetro óptico, a partir do estabelecimento de referências nos corpos de provas, foi calculada a deformação em tração (ε_t) destes, a qual é dada pela Equação (4.7). Visto que carga é aplicada na direção da espessura do CP, deformação é obtida pela variação da espessura (Δt) do

corpo de prova em relação à espessura inicial (t_i). Com isto, tem-se que o módulo de elasticidade de tração (E_t), dado pela Equação (4.8), é obtido a partir da variação $\Delta\sigma_t$ sobre a variação $\Delta\varepsilon_t$.

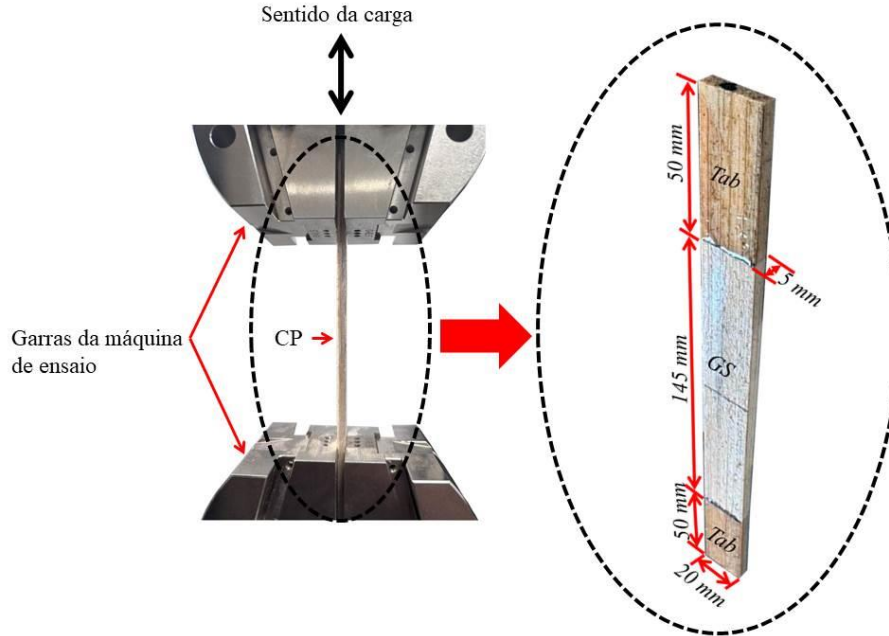


Figura 4.13 – Geometria e detalhes do corpo de prova para o ensaio de tração *flatwise*, segundo a norma ASTM D3039.

$$\sigma_t = \frac{F_a}{A_s} = \frac{F_a}{wl} \quad (4.6)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta t}{t_i} \quad (4.7)$$

$$E_t = \frac{\Delta\sigma_t}{\Delta\varepsilon_t} \quad (4.8)$$

4.5.1.2. Ensaio de compressão

Foram realizados 2 tipos de ensaios de compressão em 10 corpos de prova. Semelhante aos ensaios de tração, o primeiro tipo possuem, em relação ao sentido de aplicação da carga, corpos de prova orientados na direção *flatwise*, enquanto que o segundo na *edgewise*, conforme mostrado na Figura 4.14 e Figura 4.15,

respectivamente. Na figura também é possível observar não somente as orientações GS e GE, mas também a geometria dos corpos de prova, tais como comprimento (l), largura (w) e espessura (t).

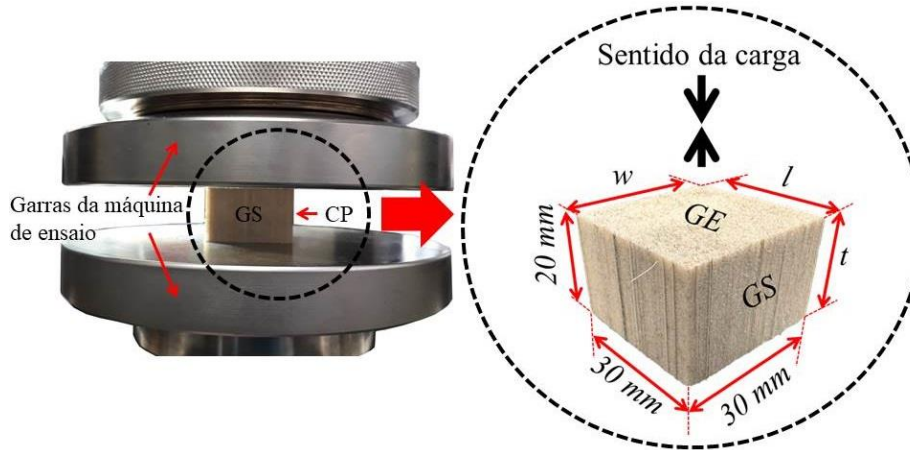


Figura 4.14 – Detalhes do corpo de prova conforme as normas ASTM C365.

O número de corpos de prova, a orientação, a geometria dos corpos de prova, assim como a velocidade de ensaio de cada tipo de ensaio são definidos, respectivamente, pela norma ASTM C365 para o de compressão GS (compressão *flatwise*) e norma ASTM C364 para o ensaio de compressão GE (compressão *edgewise*). A carga foi aplicada por uma célula de carga de 30kN a uma velocidade de ensaio de 0,5 mm/min.

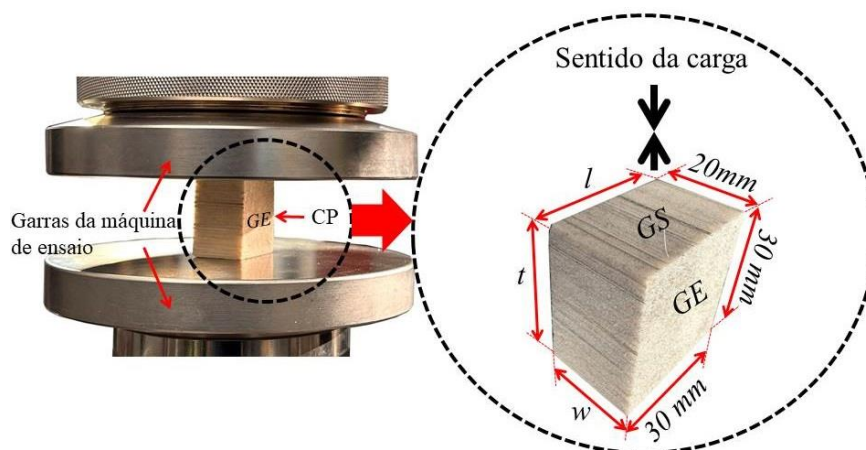


Figura 4.15 – Detalhes do corpo de prova conforme a norma ASTM C364.

Assim como no ensaio de resistência à tração, a resistência à compressão (σ_c) foi calculada pela máquina de ensaio conforme a Equação (4.9), onde se tem a relação entre

a carga F_a aplicada pela máquina pela área da seção transversal do corpo de prova (A_s), a qual é dada pelo produto da largura (w) com o comprimento (l). Tendo referências no corpo de prova, o extensômetro óptico calculou a deformação em compressão (ε_c) destes, dada pela Equação (4.10).

Na medida em que a carga é aplicada na direção da espessura do CP, deformação é obtida pela variação da espessura (Δt) do corpo de prova em relação à espessura inicial (t_i). Com isto, tem-se que o módulo de elasticidade de compressão (E_c) é, conforme a Equação (4.11), obtido a partir da variação $\Delta\sigma_c$ sobre a variação $\Delta\varepsilon_c$.

$$\sigma_c = \frac{F_a}{A_s} = \frac{F_a}{wl} \quad (4.9)$$

$$\varepsilon_c = \frac{\Delta t}{t_i} \quad (4.10)$$

$$E_c = \frac{\Delta\sigma_c}{\Delta\varepsilon_c} \quad (4.11)$$

4.5.1.3. Ensaio de flexão

Foi realizado ensaio de flexão de três pontos usando 14 corpos de prova de PMP e 14 de BW, conforme os procedimentos previstos na norma ASTM D7250. Os corpos de prova foram orientados tendo suas fibras 90° graus em relação à direção de aplicação da carga de flexão, conforme mostrado na Figura 4.16.

Na Figura 4.16 também é mostrada a geometria dos corpos de prova, indicando o comprimento (l), largura (w), espessura (t) e distância entre os apoios (s). A carga foi aplicada por uma célula de carga de 30kN a uma velocidade de ensaio de 6 mm/min. Com a Equação (4.12) foi obtida a resistência à flexão (σ_b) dos materiais testados. Esta é a equação da flexão de 3 pontos para um corpo de prova com seção transversal retangular, a qual depende da carga aplicada (F_a), do comprimento, da largura e da espessura do CP. Além disso, há a Equação (4.13), para a determinação a deformação de flexão (ε_b) e a Equação (4.14), para obter-se o módulo de flexão (E_b).

$$\sigma_b = \frac{3 F_a s}{2 w t^2} \quad (4.12)$$

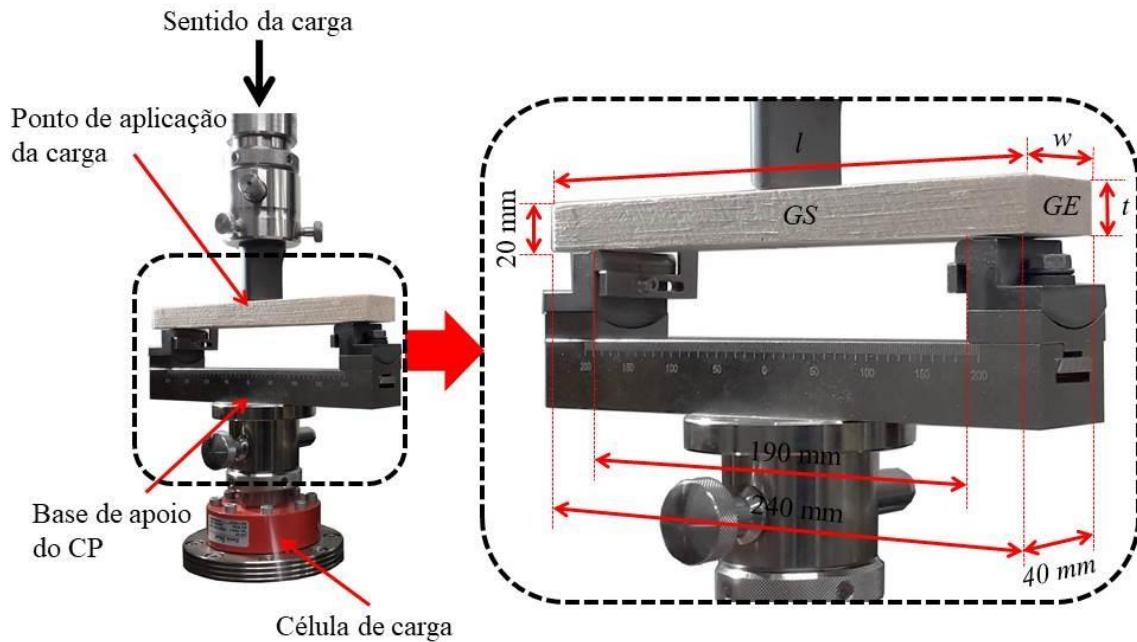


Figura 4.16 – Orientação e geometria dos corpos de prova conforme a ASTM D7250.

$$\varepsilon_b = \frac{6 d_{max} t}{s^2} \quad (4.13)$$

$$E_b = \frac{m s^3}{4 w t^3} \quad (4.14)$$

A deformação de flexão depende a deflexão máxima (d_{max}), no centro do CP, além da espessura e do comprimento do corpo de prova. Vale lembrar que a deflexão é $d = \varepsilon_b s^2 / 6t$, onde ε_b é a deformação em mm/mm. Já para o cálculo do módulo de elasticidade, não só o comprimento, largura e espessura do CP, mas também é necessária a determinação do gradiente m da região mais linear da curva carga vs deflexão, dado em N/mm.

4.5.1.4. Ensaio de cisalhamento

O ensaio de cisalhamento foi realizado em 10 corpos de prova de PMP e 10 corpos de prova de BW. Estes CPs foram confeccionados seguindo a norma ASTM C273 e, além disso, foi criada uma indentação de geometria baseada na norma ASTM

D5379, conforme apresentado na Figura 4.17, com o objetivo de deslocar a concentração de tensão da superfície do corpo de prova para o meio.

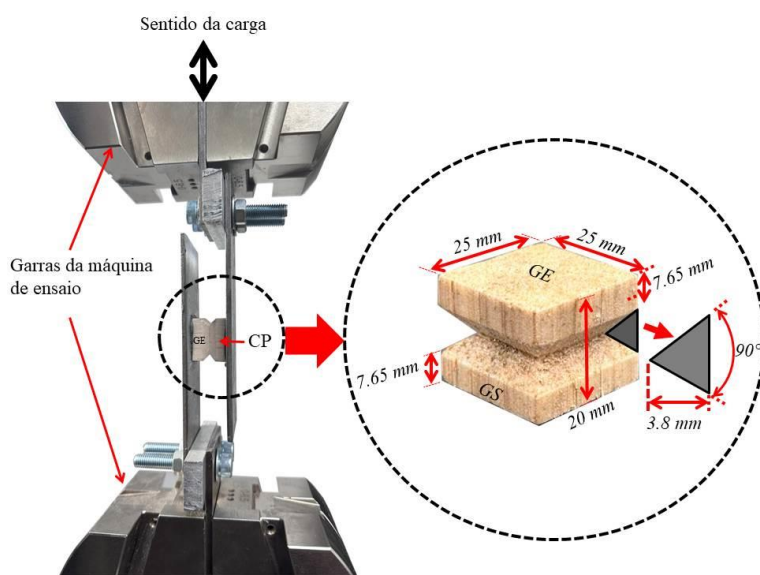


Figura 4. 17 – Detalhe e geometria do CP conforme as normas.

As superfícies GE dos corpos de prova foram coladas na placa de metal usando a cola JB Weld Glue. As placas de metal foram furadas e em cada uma delas foi acoplado um suporte com dois parafusos passantes, de modo a possibilitar a ancoragem desta nas garras da máquina de ensaio. A carga foi aplicada por uma célula de carga de 30kN a uma velocidade de ensaio de 0,5 mm/min.

A execução desta metodologia também se baseia no trabalho de Osei-Antwi *et al.* (2013) e Wu *et al.* (2020), com a diferença de que o plano de cisalhamento é paralelo ao plano de colagem dos corpos de prova à placa, tal como no trabalho de Newaz, Mayeed e Rasul (2016). Este plano é formado pelas dimensões de largura da área cisalhada (w_s) e o seu comprimento (l_s). Estes valores foram aferidos anteriores ao ensaio.

O ensaio de cisalhamento é configurado tal qual um ensaio de tração. Sendo assim, na medida em que a deformação por cisalhamento corresponde à deformação capturada pela máquina de ensaio, o cálculo tensão de cisalhamento (σ_s) é dado pela Equação (4.15), a qual corresponde à equação semelhante ao ensaio de tração. Da mesma forma as Equações (4.16) e Equação (4.17), as quais são a da deformação (ε_s) e à do módulo (E_s), respectivamente, onde Δw_s é a variação da largura da área cisalhada,

$w_{s,i}$ é a largura da área cisalhada inicial, $\Delta\sigma_s$ a variação da tensão de cisalhamento e $\Delta\varepsilon_s$ a variação da deformação em cisalhamento.

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A_s} = \frac{F_s}{w_s l_s} \quad (4.15)$$

$$\varepsilon_s = \frac{\Delta w_s}{w_{s,i}} \quad (4.16)$$

$$E_s = \frac{\Delta\sigma_s}{\Delta\varepsilon_s} \quad (4.17)$$

4.5.1.5. Ensaio de fadiga

A metodologia do ensaio de fadiga baseou-se em parte no trabalho de Astle *et al.* (2013), principalmente no se que refere à geometria do corpo de prova, ao tipo de teste de fadiga realizado e ao modo como o corpo de prova é montado na máquina.

O tipo de ensaio de fadiga a que os corpos de prova foram submetido é do tipo flexão-flexão de 4 pontos. A Figura 4.18 mostra o corpo de prova montado na máquina de teste de fadiga, e no que concerne à geometria, o comprimento total (l_t), largura (w), espessura (t), distância entre os pontos de apoio do corpo de prova (s_1), além das distâncias entre os pontos de aplicação das cargas de flexão (s_2). Alcançar a espessura de 10 mm só foi possível graças à precisão dos cortes da serra de bancada e da mini serra de bancada.

Quando montados na máquina de teste de fadiga, os CPs foram mantidos na posição por intermédio de pinos, de modo que durante o teste não escapassem para os lados por conta da vibração. A base de apoio para o suporte dos CPs foi usinada especificamente para este ensaio. A célula de carga usada foi a 5 kN, suficiente para medir as cargas de flexão aplicadas.

Além de corpos de prova geometricamente estáveis e precisos, os parâmetros principais para o ensaio de fadiga são a frequência de ensaio, a carga a ser aplicada, a amplitude e o número de ciclos máximo a ser realizado pela máquina. A definição

dessas variáveis é essencial, na medida em que é através delas que se cria uma rotina de ensaio na máquina.

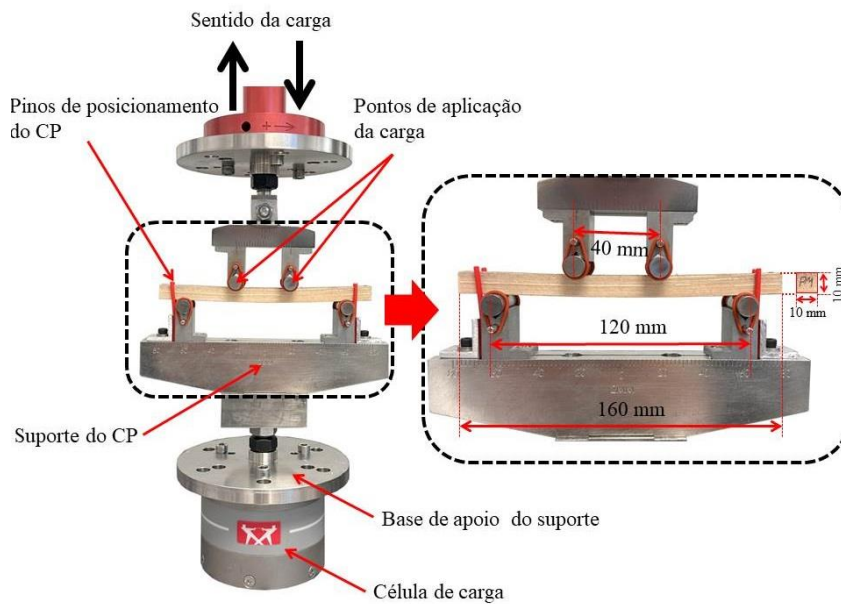


Figura 4.18 – CP montado na máquina de teste de fadiga.

No trabalho de Astle *et al.* (2013) são utilizadas as frequências de testes de 3 Hz e 10 Hz. Conforme os autores, o contexto da definição destas como sendo as frequências de teste advém de que uma turbina eólica de pequeno porte, a exemplo da de um rotor de 2 m de diâmetro, mencionado no Capítulo 9 de Wood (2011), opera a 700 rpm, o que corresponde a 11,7 Hz.

Neste caso, as frequências 3 Hz e 10 Hz delimitariam o intervalo de 180 rpm a 600 rpm. A principal ideia do teste de fadiga é determinar o número de ciclos necessários para levar um determinado corpo de prova à falha. O teste baseia-se em posicionar o corpo de prova e aplicar a ele tipo e intensidade de cargas a que o material, no componente em que é aplicado, experimenta em condições normais de operação. Contudo, por limitação de tempo, a frequência de teste usada neste trabalho foi de 5Hz, de modo a ser um valor no intervalo 3Hz-10Hz, correspondendo a uma rotação de 300 rpm.

Deste modo, antes do teste de fadiga propriamente dito, foi necessário realizar o ensaio de flexão de 4 pontos até a falha das amostras, a uma velocidade de 6 mm/min. O teste baseou-se na norma ASTM D7250 e testou uma série de corpos de prova, 27 no

total, para definir o comportamento carga vs deformação e principalmente a carga máxima. A Equação (4.18) foi usada para calcular a tensão de flexão do corpo de prova (σ_f) da cada corpo de prova.

$$\sigma_f = \frac{3 F_a (s_1 - s_2)}{2 w t^2} \quad (4.18)$$

onde F_a é a carga aplicada em N, s_1 o comprimento do vão entre os pontos de apoio do corpo de prova em mm, s_2 a distância entre os pontos de aplicação das cargas de flexão, w é a largura ou profundidade em mm, e t é a altura ou espessura do corpo de prova em mm.

Em geral materiais naturais apresentam variabilidade nas propriedades mecânicas e nestas propriedades muitas vezes a sua magnitude está atrelada à sua massa específica, como é o caso, por exemplo, da madeira balsa, cujas tensões de cisalhamento e compressão máximas aumentam com o aumento da massa específica (GALOS *et al.*, 2022).

Sendo assim, determinando-se a tensão máxima de flexão e sabendo-se a massa específica de cada dos corpos de prova testados, é possível avaliar o comportamento tensão de flexão vs massa específica do PMP. Seguindo esse viés, de 27 corpos de prova foram medidas a massas específicas e estes foram testados em flexão. O comportamento tensão vs massa específica é mostrado na Figura 4.19.

Utilizando todas as amostras, foi traçada uma linha tendência (cor vermelha) expressa pela Equação (4.19). Assim, com esta equação é possível escolher amostras para o ensaio de fadiga baseando-se apenas na massa específica do PMP (ρ_c), uma vez que com a massa específica determina-se a tensão.

$$\sigma_{f,max} = 119,47\rho_c - 3,5119 \quad (4.19)$$

com $R^2 = 0,7203$, o que indica que a curva de tendência é um bom ajuste para os dados, ou seja, 72,03% da variação em $\sigma_{f,max}$ ocorre em consequência da variação de ρ_c .

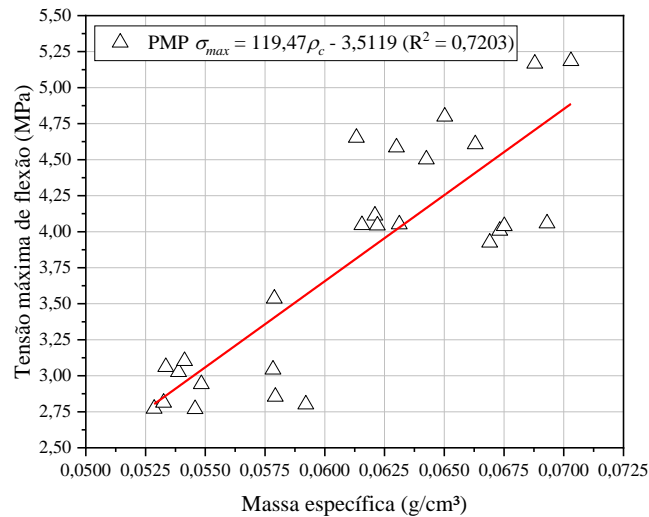


Figura 4.19 – Comportamento tensão de flexão vs massa específica do pecíolo do PMP.

Na sequência, é necessário definir o nível de tensão a ser testado. A tensão máxima corresponde a um nível 100%, uma vez que este nível leva à falha. Deste modo, é necessário definir níveis cuja aplicação da carga não leva à falha estática, mas sim à falha cíclica a partir de repetição ao longo do tempo de um determinado nível de tensão.

Foram definidos os níveis de n 90% e 80% em relação à tensão máxima ($\sigma_{f,max}$) dos corpos de prova obtida conforme a aplicação da Equação (4.20) anteriormente mostrada e com isso obter a tensão máxima de teste ($\sigma_{max,t}$), ou seja,

$$\sigma_{max,t} = n\sigma_{f,max} \quad (4.20)$$

Testes preliminares mostraram que a mais eficiente razão de tensões R_t , dada pela Equação (4.21), deveria ser igual a 0,1, uma vez que uma razão de 0,05, tal como usada no trabalho Astle *et al.* (2013), levaria a uma tensão mínima de teste ($\sigma_{min,t}$) tão pequena que não seria suficiente para manter o corpo de prova flexionando durante o ensaio de fadiga, o que acarretaria no movimento lateral das amostras durante o ensaio. O corpo de prova fora da posição a que inicialmente foi colocado além de comprometer os resultados, pode levar à interrupção dos ensaios, na medida em que os corpos de prova podem cair dos suportes.

$$R_t = \frac{\sigma_{min,t}}{\sigma_{max,t}} \quad (4.21)$$

A precaução em relação ao movimento dos corpos de prova é crucial, tanto é que para evitar isto, conforme mencionado anteriormente, foram colocados um par de pinos, um de cada lado, tal como evidenciado na Figura 4.20. Tais suportes impedem o movimento dos corpos de prova em relação à sua largura.

Logo, ajustando a Equação (4.21), o cálculo das cargas máximas (F_{max}) e mínimas (F_{min}) é dado pela Equação (4.22) e Equação (4.23), respectivamente. Com as forças máxima e mínima foi possível determinar a amplitude, dada pela Equação (4.24). É importante observar que devido aos corpos de provas estarem sendo submetidos a uma carga cujo sentido é negativo, tanto a tensão mínima quanto a máxima são negativas, isto é, estão abaixo de zero.

$$F_{max} = \frac{2 \sigma_{max,t} b h^2}{3 (L - L_i)} \quad (4.22)$$

$$F_{min} = \frac{2 R_t \sigma_{max,t} b h^2}{3 (L - L_i)} \quad (4.23)$$

$$A_a = \frac{|\sigma_{min,t} - \sigma_{max,t}|}{2} \quad (4.24)$$

Estas variáveis foram utilizadas na rotina do ensaio de fadiga, mostrada na Figura 4.20. Esta rotina leva o teste, em sua totalidade, a ser dividido em 6 estágios, do 0 ao 6, cada um dos quais descritos a seguir:

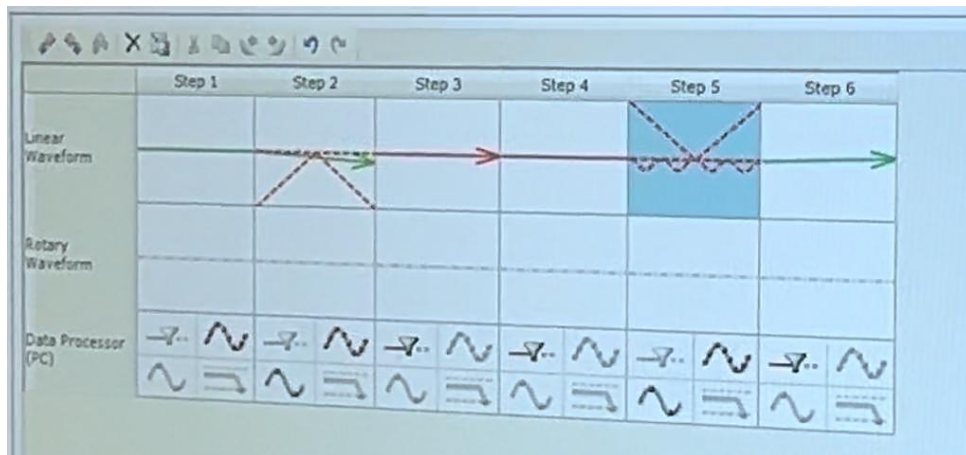


Figura 4.20 – Rotina do ensaio de fadiga.

Estágio 0: Realiza-se o ajuste do corpo de prova na máquina a partir dos valores máximos e mínimos da carga a ser aplicada naquele. Este ajuste garante que o corpo de prova manter-se-á sob tensão de flexão durante todo o ensaio. Isto acontece no caso de o corpo de prova ser rígido o suficiente, ou seja, apresente a resistência à deformação na direção em que a força é aplicada. Esse estado de tensão criado pela máquina fornece o valor da rigidez do corpo de prova, em N/mm.

Antes do início do teste, é necessário que se leve os dois pontos de aplicação da carga a tocar o corpo de prova ao nível da carga máxima (lembrando-se do que se trata exatamente o valor máximo, considerando a notação negativa da carga). Após isto, faz-se o ajuste dos corpos de prova um mínimo de três vezes ou até que se alcance uma diferença ($C\%$) menor que 5% entre os dois últimos valores de rigidez, o atual e o anterior, conforme a Equação (4.25).

$$C\% = \frac{(V_a - V_b)}{V_a} \times 100 \quad (4.25)$$

onde V_a é o valor atual e V_b o anterior. Se essa diferença for alcançada, o valor atual da rigidez é o que vai ser usada no ensaio.

Estágio 1: Conforme a rotina de ensaio criada, a qual pode ser conferida na Figura 4.20, este estágio é o movimento da garra do ponto de repouso até a superfície do corpo de prova.

Estágio 2: Há a aplicação da carga mínima no corpo de prova.

Estágio 3: A carga mínima é definida como valor limite a ser aplicado na amostra.

Estágio 4: Assegura-se a manutenção da carga no valor limite.

Estágio 5: Neste estágio é definida a forma da onda como sendo senoidal, a amplitude, a frequência de aplicação da carga e o limite de ciclos a serem executados.

Estágio 6: São definidas duas formas com as quais o teste deve ser interrompido: i) caso haja a fratura do corpo de prova; ii) o limite de ciclos é alcançado. Na sequência, o teste é iniciado.

4.5.2. Teste mecânico nas fibras do núcleo

4.5.2.1. Ensaio de tração de filamento

Das mesmas peças (braças) de pecíolo do miriti usadas nos 2 tipos de ensaios de tração, descritos anteriormente, foram retirados feixes vasculares (fibras) do córtex do pecíolo (núcleo) e com estes foram preparados 20 corpos de prova, de acordo com a norma ASTM C1557-20 e cuja geometria do aparato é mostrada na Figura 4.21.

Os *tabs* usados foram confeccionados com papel de gramatura 300 g/m², com o objetivo de facilitar a montagem dos corpos de prova na máquina e evitar que estes tivessem sua superfície e seção transversal esmagadas pelas garras da máquina. Estes *tabs* foram coladas aos feixes vasculares usando a cola *Tekbond*. Os parâmetros usados pelo ensaio foram a área da seção transversal (A_s) de cada fibra e o comprimento útil ou inicial (l_i) do corpo de prova. A partir da carga aplicada (F_a), estas informações são usadas pela máquina de ensaio universal Zwich-Roll® para o cálculo da resistência à tração (σ_t) em MPa, e deformação (ε_t) em %, além disso o módulo de elasticidade (E_t), conforme as Equações (4.26), (4.27) e (4.28), respectivamente. Estas equações são as mesmas usadas no ensaio de tração GE e GS.

$$\sigma_t = \frac{F_a}{A_s} \quad (4.26)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta l}{l_i} \quad (4.27)$$

$$E_t = \frac{\Delta \sigma_{st}}{\Delta \varepsilon} \quad (4.28)$$

A seção transversal de cada fibra, calculada conforme descrito no item 4.2.1. A carga foi aplicada por uma célula de carga de 30kN a uma velocidade de ensaio de 0,5 mm/min. A deformação foi obtida através em um extensômetro óptico, cuja resolução é de 0.1 μ m, e o módulo de elasticidade aplicando-se a equação na região do gráfico com o comportamento o mais linear possível. Com isto, são os obtidos os dados de tensão, deformação e módulo de elasticidade.

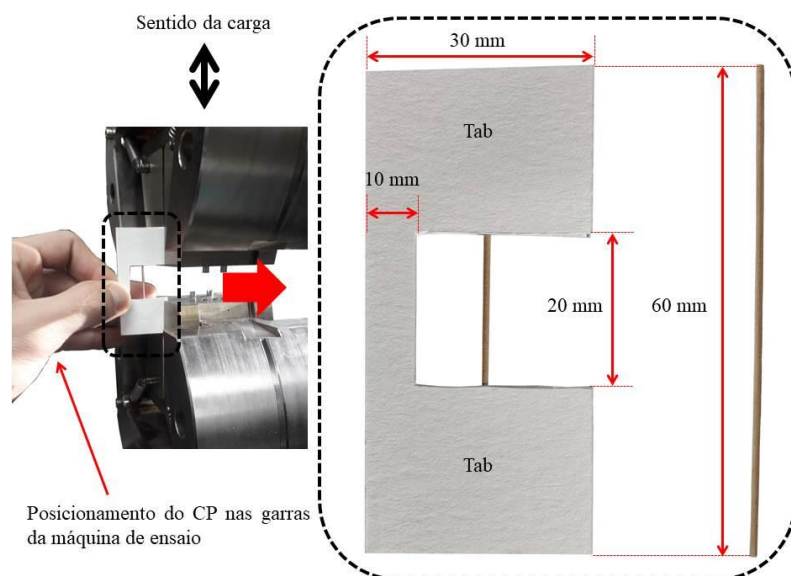


Figura 4.21 – Detalhes e geometria do CP para o ensaio de tração de filamento.

4.5.3. Análise das propriedades

As propriedades físicas, como massa específica e teor de umidade, foram analisadas a partir do número de amostras testadas e da frequência (em %), a qual é a relação entre cada valor medido pelo número total de amostras. Em relação à absorção de água, as curvas de mudança de massa em gramas e em percentual ao longo do tempo foram ajustadas conforme uma curva média, de modo a obter uma visão geral do tempo necessário para que cada material chegasse ao equilíbrio em relação à quantidade de água absorvida. As curvas sólidas destas propriedades são distribuições normais da mesma média e desvio padrão (DP).

Os comportamentos individuais das propriedades mecânicas de cada material foram plotados com o auxílio do programa OriginLab®. Neste, cada uma das curvas foram plotadas individualmente no mesmo gráfico e selecionando-se todas estas, o programa foi capaz de obter a curva média aplicando-se a curva polinomial de 9ª ordem. Logo, o comportamento de cada material foi analisado a partir dessa curva média, com a qual foram obtidas as propriedades médias em termos de resistência mecânica elástica, de escoamento e máxima, além da deformação e módulo de elasticidade do PMP e BW. Além disso, foram obtidas as propriedades mecânicas específicas, relacionado o comportamento mecânico de cada corpo de prova com sua respectiva massa específica, de modo a avaliar o desempenho dos materiais em questão por unidade de massa. Isso

permite uma avaliação mais eficiente destes materiais na medida em que a massa é um fator crítico para pás de turbinas eólicas, sendo então importante torna-las mais leves.

Resultados preliminares mostraram que tanto o PMP quanto a BW possuem o comportamento mecânico conhecido como elasto-plástico, o que indica que além da região elástica na qual se inclui a resistência elástica (limite elástico) destes materiais, há a partir do ponto de resistência ao escoamento (ponto de escoamento), a região elástica, na qual é observada a máxima resistência do PMP e BW.

Neste sentido, por haver resistência ao escoamento, de acordo com Watanabe, Ogawa e Kobayashi (2022), o ponto de escoamento é apenas maior que o limite elástico no início da deformação plástica. Embora existam muitos métodos para obter o ponto de escoamento para madeiras, conforme descrito pelos autores anteriormente citados e também Ottenhaus *et al.* (2021), a ASTM C273 sugere que o cálculo da resistência ao escoamento de materiais de núcleo com alto alongamento deve usar um deslocamento de 2% em termos de deformação, mas esse deslocamento não é adequado para PMP e BW, pois para estes a resistência ao escoamento seria maior que a resistência máxima.

Portanto, o ponto de escoamento nas curvas foi obtido de acordo com o Watanabe, Ogawa e Kobayashi (2022), através do método do descolamento (OSM), o qual advém da norma ASTM D5652-2. Através desse método, usou-se um deslocamento de 1% nas curvas do comportamento mecânico em cisalhamento, como no trabalho de Adibaskoro, Sołowski e Hostikka (2022), que usou madeira elasto-plástica, e deslocamento de 0,5% nas curvas de tração, compressão e flexão, como no trabalho de Da silva e Kyriakides (2007), que usou a BW.

A análise das propriedades foi complementada pela comparação entre as propriedades de PMP e BW, de modo a determinar a diferença (Δ_p) entre estas por meio da Equação (4.29).

$$\Delta_p(\%) = \frac{(BW_p - PMP_p)}{BW_p} \times 100 \quad (4.29)$$

onde PMP_p é a propriedade do pecíolo do miriti e BW_p é a propriedade da madeira balsa analisada. A comparação foi realizada em relação à madeira balsa e, sendo assim, um

valor de Δ_p positivo significa que BW_p ultrapassa PMP_p , e um valor negativo significa o oposto.

4.6. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TURBINA

A ideia da simulação de partida de turbina eólica de pequeno porte advém dos resultados da pesquisa de mestrado de Gomes (2019), que não só desenvolve metodologia de fabricação das pás usando o pecíolo do miriti como núcleo, mas também mostra este material como alternativa interessante para este tipo de tecnologia. Neste sentido, na medida em que o miriti é um material de baixa massa específica e, portanto, apresenta baixo momento rotacional de inércia, o que contribui para a redução do tempo de partida da turbina, para a simulação de partida foi usado o software MATLAB no qual foi aplicado código segundo o modelo BEMT (*Blade Element Momentum Theory*).

Como uma demonstração da importância da massa específica do núcleo, foi analisado o tempo de partida de uma turbina eólica de pequeno porte, a qual foi estudada por Amarante Mesquita *et al.* (2014) e Moreira *et al.* (2020). A Figura 4.22 mostra o fluxograma que sumariza os passos e procedimentos para computar o momento rotacional de inércia da turbina e seu tempo de partida usando as pás fabricadas com o pecíolo da palmeira do miriti.

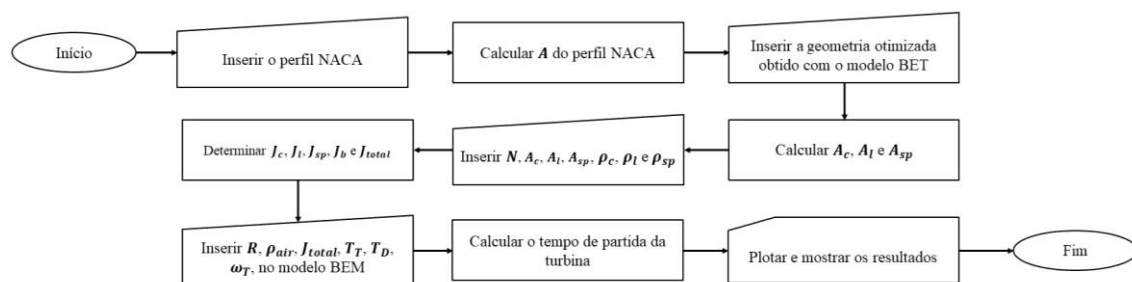


Figura 4.22 – Fluxograma com os passos e procedimentos para determinar o momento rotacional de inércia e o tempo de partida da turbina.

O passo a) envolve a especificação do perfil NACA usado para a determinação da área adimensional A' no passo b). A geometria da pá (passo c)) foi otimizada por Amarante Mesquita *et al.* (2014) usando o modelo BEM. Os passos d), e) e f) determinam a área, massa específica e inércia do núcleo, laminado e longarina, bem

como o número de pás, a inércia das pás e a inércia total da turbina, as quais são representadas respectivamente por A_c , A_l , A_{sp} , ρ_c , ρ_l , ρ_{sp} , J_c , J_l , J_{sp} , N , J_b e J_{total} . As equações usadas para calcular tais parâmetros são descritas a seguir.

Todos estes parâmetros são usados no passo g) juntamente com o raio do rotor, R , a massa específica do ar, ρ_{ar} , o torque aerodinâmico, Q , e o torque resistivo, Q_R , além da velocidade angular, Ω , para simular o tempo de partida da turbina usando o modelo BEM. O tempo de partida é computado no passo h) e os resultados são plotados no passo i).

A Tabela 4.2 mostra os parâmetros de projeto usados para que o modelo BEM simule a turbina. A velocidade de vento é igual a 3 m/s, a qual é definida como a velocidade mínima para a geração de potência, conforme o trabalho de Moreira *et al.* (2020).

4.6.1. Simulação de partida

Na simulação de partida, o rotor é conectado a um eixo bi apoiado em dois rolamentos rígidos de esferas, tal como no trabalho de Amarante Mesquita *et al.* (2014), em que os rolamentos são parte do gerador. Foi considerado que o sistema tem um gerador e possui torque resistivo; para simplificar os cálculos, porém, a inércia do gerador foi ignorada e nenhuma caixa de engrenagens foi usada.

Tabela 4.2 – Parâmetros de projeto para a simulação de partida da turbina.

Parâmetros	Valores
Aerofólio	NACA 65 ₃ -618
Número de pás (N)	4
Raio do rotor (R)	0,65 m
Raio do cubo (r_h)	0,095 m
Massa específica do ar (ρ_{ar}) a 25°C	1,205 kg/m ³
Velocidade do vento	3 m/s

Assumindo que o eixo do rotor é infinitamente rígido, e isto, conforme Amarante Mesquita *et al.* (2014), é válido se considerarmos que os modos de vibração do sistema estão em uma faixa de frequência muito alta em comparação com a faixa de

frequência em que o sistema opera. Desta maneira, a velocidade angular é dada pela Equação (4.30).

$$Q - Q_R = J_{total} \frac{d\Omega}{dt} \quad (4.30)$$

onde o torque resistivo, Q_R , é dado por $Q_R = Q_G + Q_D$. Q_G é o torque resistivo do gerador e Q_D é o torque resistivo dos rolamentos. A inércia total da turbina, $J_{total} = J_R + J_G$, onde o momento de inércia de massa do rotor é J_R , e o do gerador é J_G . O primeiro depende do momento rotacional de inércia das pás, J_b e do cubo, J_h , de modo que $J_R = J_b + J_h$. Assim, como o foco desta análise é a contribuição do pecíolo do miriti como núcleo das pás para o J_R , logo J_G e J_h são desconsiderados. Então, o J_{total} é dado pela Equação (4.31).

$$J_{total} \approx J_R = NJ_b \quad (4.31)$$

J_R também depende do número de pás, N . J_b foi definido seguindo método desenvolvido por Wood (2011). Nesse método cada pá da turbina é dividida em pequenos elementos radiais os quais são assumidos como tendo massa específica constante (o que não é caso aqui). Adicionalmente a esse método, J_b foi calculado usando metodologia advinda do trabalho de Amarante Mesquita *et al.* (2014), pelo qual foram estimadas as contribuições separadas do núcleo, do laminado e da longarina, conforme a Equação (4.32).

$$J_b = J_c + J_l + J_{sp} \quad (4.32)$$

Se dividirmos o núcleo, o laminado e a longarina em pequenos elementos conforme implementado no modelo BEM, J_c , J_l e J_{sp} podem ser determinados pela Equação (4.33).

$$J_b = \sum_{\text{núcleo}} m_i r_i^2 + \sum_{\text{cascas}} m_i r_i^2 + \sum_{\text{longarina}} m_i r_i^2 \quad (4.33)$$

onde m_i é a massa de cada pequeno elemento da pá e r_i é o seu raio. Inserindo a massa específica do núcleo, cascas e longarina na Equação (4.33), tem-se como resultado a Equação (4.34).

$$J_b = \sum_{i=1}^{n_c} \rho_c A_{ci} \Delta r r_i^2 + \sum_{i=1}^{n_l} \rho_l A_{li} \Delta r r_i^2 + \sum_{i=1}^{n_{sp}} \rho_{sp} A_{spi} \Delta r r_i^2 \quad (4.34)$$

onde os sobrescritos c , l e sp indicam núcleo, laminados e longarina, respectivamente. ρ e A são a massa específica e a área da seção transversal do aerofólio, Δr é a extensão radial dos elementos. O laminado foi considerado como sendo as cascas mais a resina usada para colar as seções do núcleo da pá entre si, além do longarina ao núcleo e o núcleo às cascas.

A massa do núcleo, laminado e longarina e da pá como um todo foi obtida usando uma balança analítica de precisão igual a 0,001 g, e os volumes destes subcomponentes foram estimados a partir do modelo 3D modelo no Solidworks®, no qual os subcomponentes foram modelados separadamente.

A área da seção transversal do núcleo, laminado e longarina variam ao longo do comprimento da pá. Uma boa estimativa destas é obtida pela Equação (4.35).

$$A_{ci} = A' c_i^2 + A_{li} + A_{spi} \quad (4.35)$$

onde A' é a área adimensional da seção transversal do perfil NACA 65₃-618 como uma fração de c_i^2 , sendo c_i o comprimento de corda de cada elemento. Seguindo esse princípio, foi necessário subtrair a área da seção transversal do laminado e da longarina a fim de obter a área da seção transversal do núcleo. Devido a isto, A_{li} foi obtida conforme a Equação (4.36).

$$A_{li} = A' [c_i^2 - (c_i - 2t)^2] \quad (4.36)$$

onde duas vezes a espessura do laminado, t , é extraída de c_i de cada elemento de pá. Na medida em que a longarina possui uma área da seção transversal circular de raio, r_{spi} , qual varia ao longo do comprimento da longarina, A_{spi} é dado pela Equação (4.37).

$$A_{spi} = \pi r_{spi}^2 \quad (4.37)$$

Por fim, foi obtido o erro quando da comparação do momento rotacional de inércia das pás calculado, J_b , usando o método descrito acima, com o valor estimado, J_B , usando a Equação (4.38).

$$J_B \approx mr^2 \quad (4.38)$$

onde m é a massa total da pá e r é a distância do centro de massa da pá em relação ao eixo de rotação da turbina.

Nesta simulação do tempo de partida da turbina foram considerados os protótipos da pá de miriti inicialmente fabricado, ou seja, um rotor operando com as pás de 0,598 m. Em comparação às pás com o PMP, foram também consideradas as performances de diferentes materiais usados como núcleo nas pás, tais quais madeira balsa (BW), poliestireno expandido (EPS), poliuretano (PU); materiais usados em pás sólidas, como *Alder* (AD), *Radiata pine* (RP), *Douglas fir* (DF) e *Lakuri* (LKR). Para permitir essa comparação, duas versões das pás fabricadas com miriti são consideradas:

- i) Pá fabricada possuindo os subcomponentes núcleo, laminado e longarina;
- ii) Pá conceitual, sem longarina, apenas com núcleo e laminado, na qual o volume do núcleo e do laminado são estimados usando um modelo 3D no Solidworks, onde a massa do núcleo e laminado é calculada usando a massa específica média destes. Nenhuma provisão foi feita para qualquer preenchimento adicional ou qualquer adesivo.

4.7. TESTE EM TÚNEL DE VENTO

4.7.1. Segurança do teste em túnel de vento

4.7.1.1. Teste de tração na longarina

O ensaio de tração na longarina foi realizado com o objetivo de analisar estruturalmente a montagem experimental das pás ao cubo da turbina e com isso

garantir que estas permaneçam conectadas ao cubo durante sua rotação ao longo do teste em túnel de vento. Conforme mencionado anteriormente, todas as pás estão fixadas ao cubo pela longarina.

O princípio do ensaio de tração é o mesmo descritivo para a tração de filamento no item 4.5.2.1 em termos de parâmetros usados, como comprimento útil da longarina e seção transversal desta para o cálculo de tensão, deformação e módulo de elasticidade usando aquelas mesmas expressões. Como o diâmetro da longarina varia da raiz para a ponta, foi considerado o diâmetro onde se localiza o centro de gravidade da pá, ponto no qual se concentram as cargas atuantes sobre essa.

Para esse fim, foi extraída uma parte do modelo 3D do cubo e da fixação interna para reproduzir exatamente a forma como a longarina é fixada ao cubo. A parte extraída (a qual foi chamada de fixação) teve as dimensões adequadas de acordo com a norma ASTM D638 para ensaio de tração. Na sequência, o modelo foi impresso em 3D, usando dois materiais diferentes, ABS e Nylon. Duas fixações foram impressas.

Além disso, 5 longarinas foram fabricados para o teste de tração usando os mesmos materiais e metodologia utilizados nas longarinas partes das pás no teste em túnel de vento, ou seja, moldagem por laminação manual com resina poliéster e 12 camadas de fibras de carbono unidirecionais. Os detalhes da fixação e da longarina podem ser vistos na Figura 4.23.

Foram estudados 2 casos em termos da forma como as pás estão fixadas ao cubo pelos longarinas:

- i) Longarina sem furo, mas fixada com parafusos em duas posições diferentes, como observado na Figura 4.23(a);
- ii) Longarina fixada com um furo, fixando-a com parafuso em apenas uma posição, Figura 4.23(b).

Como consequência do teste de tração, tem-se a escolha do material mais seguro e adequado para o cubo da turbina. Este cubo deve ser impresso em impressora 3D usando os mesmos parâmetros usados na impressão da fixação testada em tração que apresente o melhor resultado. Os parâmetros da impressão são 35% de massa específica e estrutura em grade.

4.7.1.2. Checagem da segurança do teste em túnel de vento

A análise do melhor resultado gira em torno da aplicação das máximas resistências à tração experimentadas pelas fixações no Modelo de Carga Simples (*Simple Load Model - SLM*) para turbinas eólicas, de modo. Esta análise é baseada em Wood (2011a) e Singh (2014), que consideraram a equação da norma IEC 61400-2 (IEC, 2006). Em termos de segurança, o objetivo é garantir que as pás não se soltem do cubo. Sabe-se que todas as pás estão fixadas ao cubo pelas longarinas, portanto, esta análise deve ser realizada considerando a conexão entre o cubo e a longarina.

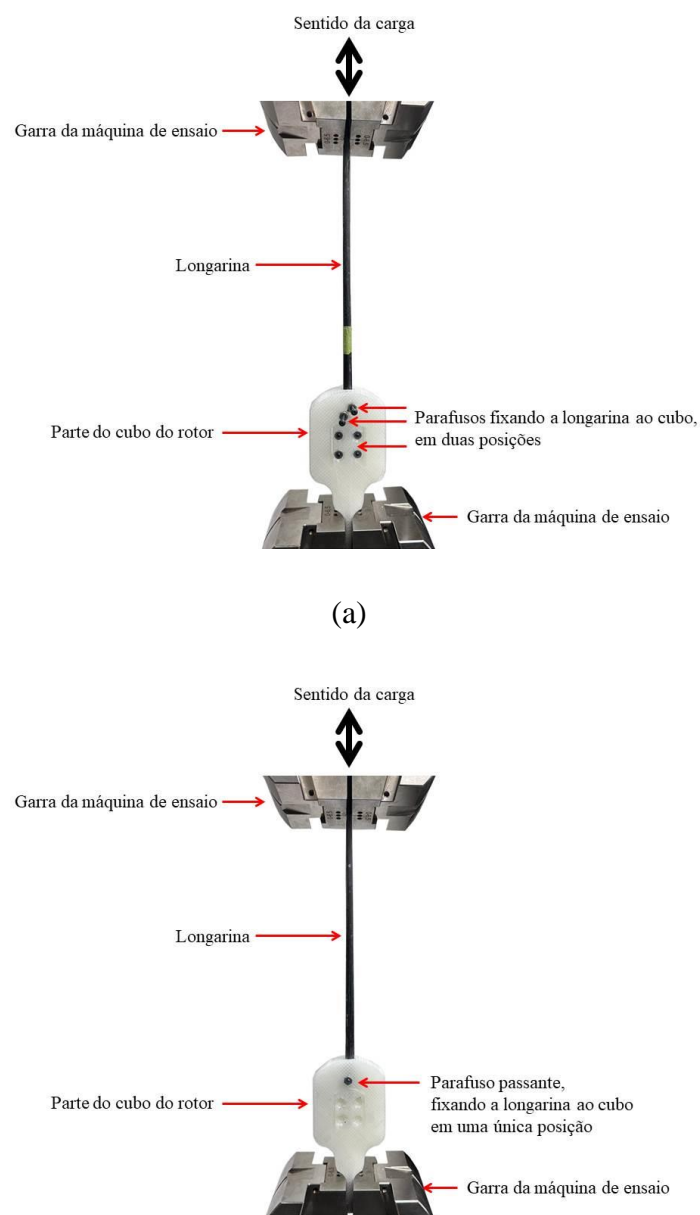


Figura 4.23 – Fixação da longarina, (a) caso i e (b) caso ii.

Para determinar um fator de segurança para o teste, foi preciso comparar as cargas atuantes nas pás durante a rotação do rotor com a carga necessária para fraturar a fixação. Neste caso, estão sendo consideradas as cargas centrífugas nas pás (CL_b) e nas raízes das pás (CL_r), que são respectivamente dadas pelas Equações (4.39) e (4.40).

$$CL_b = 2m_b R_{cg} \Omega_{max}^2 \quad (4.39)$$

$$CL_r = m_b R_{cg} \Omega_{max}^2 \quad (4.40)$$

onde m_b é a massa da pá em kg, R_{cg} é o raio do centro de massa da pá em m, e Ω_{max} representa a velocidade máxima de rotação do rotor, em rad/s. Então, os fatores de segurança em relação à carga centrífuga na pá (SF_b) e na raiz desta (SF_r) devem ser considerados por meio das Equações (4.41) e (4.42).

$$SF_b = \frac{L_f}{CL_b} \quad (4.41)$$

$$SF_r = \frac{L_f}{CL_r} \quad (4.42)$$

onde L_f é a carga necessária para fraturar as fixações impressas e testadas mecanicamente em tração.

4.7.2. Configuração experimental do teste em túnel de vento

Uma turbina eólica em escala de teste foi projetada para investigar a interferência do número de pás em seu desempenho de partida. A Figura 4.24 mostra o rotor, cujo diâmetro é 0,655 m, raio, R , igual a 0,3275 m. O rotor é formado por um cubo com 0,095 m de diâmetro (raio $r_h = 0,0475$ m), e pás de 0,280 m de comprimento.

O cubo foi impresso em 3D com nylon, enquanto as pás foram constituídas pelo pecíolo da palmeira miriti (PMP) como núcleo, poliéster resina e fibras de carbono unidirecionais como longarina, e um compósito reforçado por tecido de fibra de vidro-E como cascas. As pás foram fabricadas conforme descrito na seção 4.1.

Conforme já mencionado, os experimentos foram conduzidos no Túnel de Vento Aeroenergético com 7,6 m de comprimento (excluindo ventilador), mostrado anteriormente na Figura 3.5. A Figura 4.25 mostra a configuração experimental montada no túnel de vento. O rotor foi colocado em frente à saída do túnel, a uma distância de 0,34 m do plano de saída do túnel. Os experimentos foram realizados utilizando 4 configurações de pás, cada uma das configurações contendo 2, 3, 4 e 6 pás, conforme mostrado na Figura 4.26.

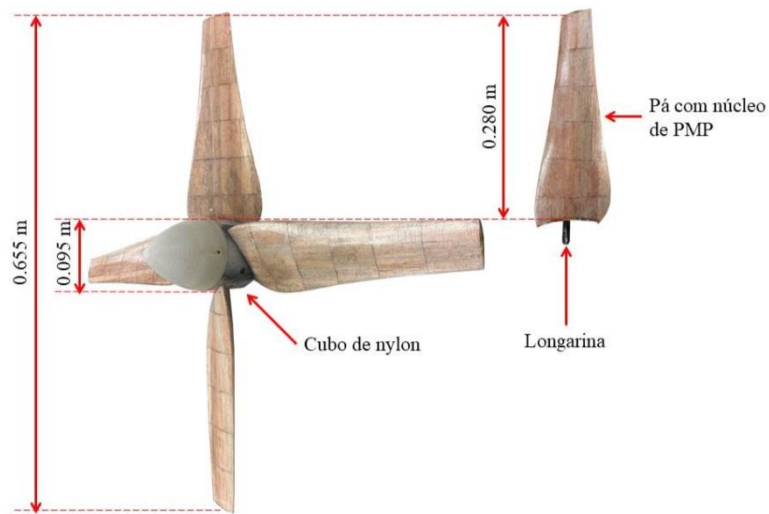


Figura 4.24 – O rotor da turbina eólica projetada em escala de teste.

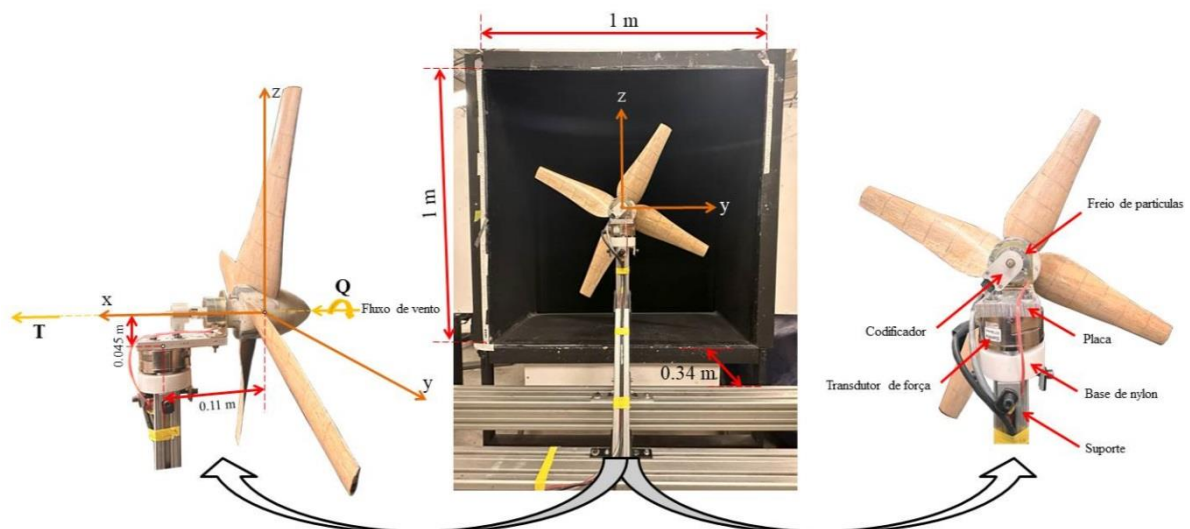


Figura 4.25 – Configuração experimental montada no túnel de vento.

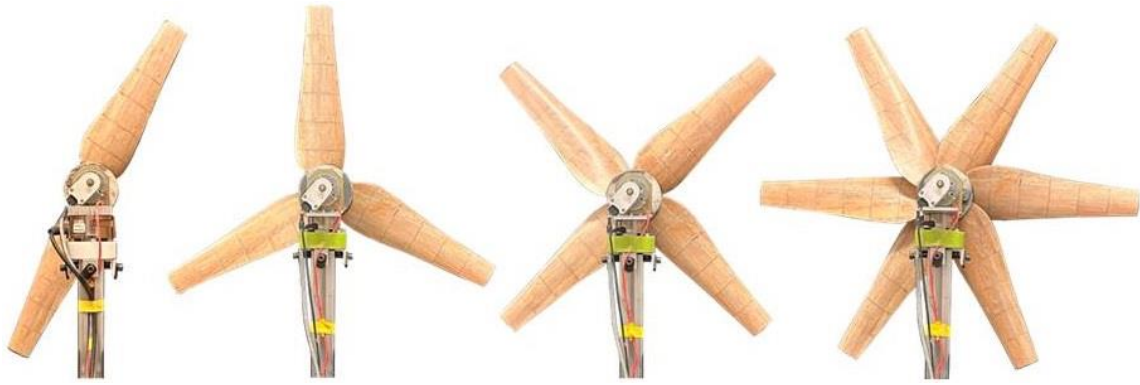


Figura 4.26 – As combinações de pás testadas em túnel de vento.

A Tabela 4.3 apresenta as características de cada uma das pás utilizadas neste estudo, como a massa (m_b), massa específica (ρ_b), a distância do centro de massa ao eixo de rotação (R_{cg}) e a inércia das pás (J_b). Essa tabela também mostra a configuração das pás no rotor, a massa do rotor (m_R) e a inércia do rotor (J_R).

Tabela 4.3 – As características das pás e do rotor da turbina.

Pás	m_b (g)	ρ_b (g/cm ³)	R_{cg} (m)	J_b (kgm ²)
1	63,29	0,335	0,146	0,00135
2	71,26	0,337	0,139	0,00137
3	64,16	0,339	0,146	0,00136
4	61,59	0,326	0,148	0,00135
5	67,71	0,358	0,142	0,00137
6	67,10	0,355	0,143	0,00137
Configuração de pás	Pás		m_R (g)	J_R (kgm ²)
#2	3 & 4		434,01	0,00307
#3	1, 3 & 4		506,10	0,00442
#4	1, 3, 5 & 6		603,07	0,00582
#6	1, 2, 3, 4, 5 & 6		720,13	0,00853

A massa do rotor é considerada como sendo a soma da massa das pás e do cubo (m_h), conforme denotado na Equação (4.43). Conforme mencionado no trabalho de John (2021), o momento de inércia do rotor pode ser calculado usando-se a Equação (4.44).

$$m_R = Nm_b + m_h \quad (4.43)$$

$$J_R = N\rho_m A_m \int r^2 dr \quad (4.44)$$

onde ρ_m é a massa específica do material, r é o raio e A_m é a área dos componentes rotativos em relação ao raio r . A inércia do rotor é, por conseguinte, a soma da inércia das pás, J_b , do cubo, J_h , do freio de partículas, J_{mpb} , do acoplamento, J_{cp} , do eixo conectando o acoplamento ao codificador de rotação, J_{sce} e do codificador, J_e . Isto é dado pela Equação (4.45).

$$J_R = NJ_b + J_h + J_{mpb} + J_{cp} + J_{sce} + J_e \quad (4.45)$$

Enquanto que a inércia das pás e do cubo foi calculada usando as expressões descritas na seção 4.6.1, os demais valores foram extraídos dos catálogos de fabricantes. Considerando que a inércia das pás é muito maior que a inércia dos demais componentes rotativos, tem-se que $J_R \approx J_b$.

Resultados preliminares mostraram a presença de desbalanceamento no rotor, causado possivelmente por desalinhamento nos componentes rotativos (hub, eixo do freio magnético, eixo do codificador de rotação) e também pelo fato de que as pás não são perfeitamente iguais, logo as massas tendem a não estar devidamente distribuídas ao longo da área varrida pelo rotor. Para evitar o desbalanceamento, buscou-se alinhar os componentes rotativos e também adicionar uma massa excêntrica no cubo para equilibrar as pás no rotor.

Na presença de desbalanceamento, é importante buscar reduzi-lo, pois caso contrário, ocorre vibrações no rotor e na estrutura onde este está montado. A vibração pode causar mudança na posição das pás durante o experimento e tal mudança levar à alteração no ângulo de ataque de passo da pá. Estas mudanças ocorrem no caso de a pá rotacionar em torno da longarina. Isto pode causar diferenças no desempenho da turbina, inclusive na partida.

4.7.3. Coeficientes de desempenho da turbina

Sensores foram usados para medir a velocidade angular do rotor, empuxo e torque produzido pelo rotor. O transdutor de força ATI Mini40 foi usado para medir o

empuxo e torque. Um codificador óptico digital US, de furo oco, modelo HB5M360-250-IE-DH, com resolução de 360 ciclos por revolução e precisão estimada de 0,056% foi usada para medir a rotação (velocidade angular) do rotor. Um tacômetro digital foi utilizado para confirmar a medição do codificador óptico.

Um freio de partículas magnéticas da marca Precision Tork, modelo MPB-02, foi utilizado para definir e replicar a carga mecânica operacional e o torque do rotor, e controlar a velocidade do rotor através da alimentação CC para o freio. A operação e consequentemente o controle do freio de partículas é limitado ao máximo 24V.

O transdutor de força foi colocado no topo de um suporte de alumínio. Para ser facilmente montado em uma superfície plana, o transdutor de força foi colocado sobre uma base de Nylon. O rotor foi colocado no eixo do freio de partículas, e na outra extremidade deste foi acoplado o codificador. Estes componentes foram fixados em uma placa de alumínio, que estava ancorado ao transdutor de força. Na Figura 4.26, mostrada anteriormente, o sistema de coordenadas sistema, o qual foi posicionado no centro de gravidade do rotor, de onde a origem do sistema de coordenadas do transdutor de força é $(0,11i - 0,045k)$ m. Essas coordenadas foram levadas em consideração para transformar os valores e corrigir as medições obtidas pelo transdutor de força.

Os testes experimentais utilizando a configuração de 4 pás foram realizados em 4 velocidades nominais de vento diferentes, 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s e 6 m/s, com uma relação de velocidade na ponta da pá, $\lambda = \Omega R / U_\infty$, sendo $2 < \lambda < 6,75$. Para cada configuração e velocidade do vento, a faixa de números de Reynolds é mostrada na Tabela 4.4, onde se pode ver o número mínimo, médio e máximo. Os primeiros valores correspondem aos da raiz da pá, e os últimos aos da ponta. Pode-se resumir o intervalo para cada velocidade de vento como $1,75 \times 10^4 < Re < 5,25 \times 10^4$; $2,35 \times 10^4 < Re < 7,35 \times 10^4$; $3 \times 10^4 < Re < 9,75 \times 10^4$; e $3,65 \times 10^4 < Re < 1,25 \times 10^5$, respectivamente.

A velocidade do vento no túnel de vento foi previamente medida utilizando um tubo de Pitot estático conectado a um transmissor de pressão diferencial Ashcroft® CXLdp com precisão de 0,4%, conforme John; Vaz; Wood (2020). Cada medida correspondeu a uma frequência no inversor que controla o túnel de vento em termos de rotação do ventilador que produz o vento. Então, a velocidade desejada do vento é facilmente definida ajustando a frequência no inversor.

Os sinais de dados foram adquiridos usando o National Instruments NI-DAQ USB-6212 para velocidade e forças do rotor a uma taxa de amostragem de 10 kHz com o auxílio de um programa LabView, cujo código para adquirir os dados de velocidade foi desenvolvido pelos autores, enquanto que o código para aquisição dos sinais de dados de forças foi fornecido pelo fabricante dos sensores.

Tabela 4.4 - O intervalo de números de Reynolds para cada configuração de pá e velocidade do vento.

<i>N</i>	<i>Re</i>	<i>U_∞</i>			
		3 m/s	4 m/s	5 m/s	6 m/s
2	Mínimo	1,83 x 10 ⁴	2,48 x 10 ⁴	3,14 x 10 ⁴	3,82 x 10 ⁴
	Médio	4,37 x 10 ⁴	6,12 x 10 ⁴	8,07 x 10 ⁴	1,01 x 10 ⁵
	Máximo	5,22 x 10 ⁴	7,34 x 10 ⁴	9,73 x 10 ⁴	1,22 x 10 ⁵
3	Mínimo	1,79 x 10 ⁴	2,41 x 10 ⁴	3,05 x 10 ⁴	3,71 x 10 ⁴
	Médio	3,92 x 10 ⁴	5,47 x 10 ⁴	7,22 x 10 ⁴	9,13 x 10 ⁴
	Máximo	4,60 x 10 ⁴	6,46 x 10 ⁴	8,60 x 10 ⁴	1,09 x 10 ⁵
4	Mínimo	1,80 x 10 ⁴	2,43 x 10 ⁴	3,08 x 10 ⁴	3,75 x 10 ⁴
	Médio	4,05 x 10 ⁴	5,66 x 10 ⁴	7,48 x 10 ⁴	9,50 x 10 ⁴
	Máximo	4,78 x 10 ⁴	6,72 x 10 ⁴	8,95 x 10 ⁴	1,14 x 10 ⁵
6	Mínimo	1,78 x 10 ⁴	2,40 x 10 ⁴	3,04 x 10 ⁴	3,69 x 10 ⁴
	Médio	3,89 x 10 ⁴	5,43 x 10 ⁴	7,12 x 10 ⁴	8,97 x 10 ⁴
	Máximo	4,56 x 10 ⁴	6,40 x 10 ⁴	8,47 x 10 ⁴	1,07 x 10 ⁵

O tempo de medição para cada configuração de teste foi de 60 s. Dependendo da velocidade do vento de fluxo livre, *U_∞*, a velocidade de rotação medida do rotor, *Ω*, torque, *Q*, empuxo, *T*, os coeficientes de empuxo, torque e de potência foram obtidos por intermédio das Equações (4.46), (4.47) e (4.48).

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho_{ar} U_{\infty}^2 \pi R^2} \quad (4.46)$$

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2} \rho_{ar} U_{\infty}^2 \pi R^3} \quad (4.47)$$

$$C_P = C_Q \lambda \quad (4.48)$$

4.7.4. Efeito de bloqueio

Segundo Singh (2014), a intensidade de turbulência do túnel de vento utilizado no presente trabalho é de 0,8%. Conforme o mesmo autor, o contorno de velocidade na saída do túnel de vento para o ventilador operando a 50 MHz, de modo a produzir uma velocidade média de vento de 16 m/s, apresenta um perfil de velocidade constante na faixa de 0,68 m do diâmetro do rotor.

Por outro lado, a razão ou taxa de bloqueio, $R_B = A_R/A_T$, a qual se trata da razão entre as áreas da seção transversal do rotor, A_R , e do túnel de vento, A_T , é considerada significativa para a configuração experimental, $\approx 34\%$. No caso da taxa de bloqueio ser inferior a 10%, o efeito de bloqueio induzido pela interferência entre o fluxo e a parede do túnel pode ser insignificante (KROGSTAD; ERIKSEN, 2013).

Contudo, sendo a proporção superior a 10%, as paredes do túnel interferem no desenvolvimento da esteira e, em última análise, prejudicariam a precisão dos experimentos (HE *et al.*, 2022). Assim, o efeito do bloqueio e as soluções correspondentes precisam ser considerados.

Pensando nisso, no trabalho de Singh (2014) sugere-se que experimentos como os do presente trabalho sejam realizados a uma distância horizontal de 0,34 m em relação à saída do túnel de vento, para levar em consideração o bloqueio. Além disso, seguindo as indicações de John; Vaz; Wood (2020), foi utilizado um fator de correção de bloqueio, γ , obtido utilizando discos sólidos e placas de tamanhos variados, medindo a força de arrasto, F_d , experimentada pelos discos em distâncias crescentes da saída do túnel de vento. O autor utilizou o mesmo túnel de vento deste trabalho para testar um rotor com R igual a 0,34m. O fator de correção de bloqueio é calculado pela Equação (4.49).

$$\gamma = \frac{U'_\infty}{U_\infty} \quad (4.49)$$

onde U'_∞ é a velocidade de fluxo livre de ar corrigida, dada pela Equação (4.50).

$$U'_{\infty} = \sqrt{\frac{2F_d}{\rho_{ar}C_dA_d}} \quad (4.50)$$

onde A_d é a área do disco. Deste modo, verificou-se que o fator γ para o experimento em túnel de vento deste trabalho varia entre 0,9240 e 0,9733. Foi usado valor médio, ou seja, 0,9487 ou 94,87%. Portanto, o torque, o empuxo, os coeficientes de potência e a relação de velocidade da ponta foram corrigidos de acordo com as Equações (4.51), (4.52), (4.53) e (4.54).

$$C'_T = C_T\gamma^2 \quad (4.51)$$

$$C'_Q = \frac{C'_P}{\lambda'} \quad (4.52)$$

$$C'_P = C_P\gamma^3 \quad (4.53)$$

$$\lambda' = \lambda\gamma \quad (4.54)$$

4.7.5. Teste de partida

Conforme é bem conhecido na literatura, as pás do rotor devem gerar torque aerodinâmico suficiente para superar o torque resistivo no sistema de transmissão. O primeiro é devido às forças que atuam nas pás, e o último devido ao atrito do rolamento no eixo do rotor, que é conhecido como torque de resistência do trem de potência.

Foi demonstrado que a teoria do momento do elemento de pá (BEM) prevê o comportamento inicial de turbinas eólicas de pequeno porte com precisão, desde que sua aceleração seja lenta o suficiente para uma aproximação simples de estado quase estacionário (WOOD, 2010; WRIGHT; WOOD, 2004).

Seja como for, de acordo com Ebert e Wood (1997), a aerodinâmica inicial de uma turbina eólica é complicada, sendo influenciada principalmente por elevados ângulos de ataque, aceleração angular, Re muito baixo e fluxo instável. Desta feita, o modelo de previsão do comportamento de partida é baseado na segunda lei de Newton. Este modelo compreende dois rolamentos rígidos de esferas no freio de partículas

magnéticas (MPB) e no rotor. Fundamentalmente, a aceleração angular inicial, α_s , é matematicamente expressa pela Equação (4.55).

$$\alpha_s = \frac{Q}{J_R} \quad (4.55)$$

a qual também pode ser expressa em termos da velocidade angular do rotor, Ω , segundo mostra a Equação (4.56).

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{Q - Q_R}{J_R} \quad (4.56)$$

onde Q_R é o torque resistivo do trem de potência devido à resistência ao atrito dos rolamentos do freio de partículas MPB, e $d\Omega/dt$ é a taxa de mudança da velocidade angular do rotor. Em termos de λ , a Equação (4.56) pode ser expressa pela Equação (4.57).

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{R(Q - Q_R)}{J_R} \quad (4.57)$$

Esta equação mostra que a partida da turbina só é possível se e quando o torque aerodinâmico supera o torque resistivo, ou seja, $Q > Q_R$. O torque resistivo, conforme computado no modelo BEM, em relação à carga aerodinâmica axial (empuxo) imposta pelo escoamento à turbina, $T(\Omega)$, o torque de arrasto constante do freio de partículas magnéticas utilizado, Q_{mpb} , a velocidade de rotação da turbina e velocidade de rotação de Stribeck, Ω_{st} , são adquiridos usando a Equação (4.58) adaptada do modelo advindo do trabalho de Vaz *et al.* (2018) e também implementado por Moreira *et al.* (2020).

$$\begin{aligned} Q_R = & \left\{ 2.15 \left[0.0794 + \frac{0.0132T_a(\Omega)^4}{\text{sen}[3.3T_a(\Omega)^{0.24}]} \right]^{0.333} + 40.5 \right\} \exp \left[- \left(\frac{\Omega}{\Omega_{st}} \right)^{0.26} \right] + 15.0954\Omega \\ & + 0.0134[3T_a(\Omega) - 0.3801][0.00053042 + 0.0001163T_a(\Omega)]^{0.55} \\ & + 0.0967\Omega^{0.67} + 0.5Q_{mpb} \end{aligned} \quad (4.58)$$

Durante a partida, a turbina não extrai energia do vento, e gira devido apenas à sua energia cinética rotacional Wood (2011), e, conforme afirmado por Ribeiro, Vaz e Vaz (2021), isso implica que os fatores de indução axial e circunferencial, no momento axial, seja zero, respectivamente. Isto permite modelar a turbina considerando pás estacionárias. Assim, o empuxo através da Teoria dos Elementos da Pá (BET) é dado pela Equação (4.59). Para uma pá estacionária, o torque aerodinâmico, Q , é dado pela Equação (4.60).

$$T(\Omega) = \frac{1}{2} \rho N \int_{r_h}^R c [(2\pi\Omega)^2 r^2 + U_\infty^2] (C_l \cos\varphi + C_d \sin\varphi) dr \quad (4.59)$$

$$Q(\Omega) = \frac{1}{2} \rho N \int_{r_h}^R c [(2\pi\Omega)^2 r^2 + U_\infty^2] (C_l \sin\varphi - C_d \cos\varphi) r dr \quad (4.60)$$

Como os cálculos dinâmicos consideraram comportamento quase estacionário e sem indução axial ou rotacional, a Equação (4.60) pode ser resolvida dividindo a pá em 30 elementos de pá, usando o modelo BET com o mesmo procedimento iterativo descrito no Capítulo 3 de livro Wood (2011). Para ser consistente com a suposição de não haver indução, nenhuma perda de ponta é levada em consideração.

Durante a partida o rotor está sob rotação eminente, então a velocidade angular da turbina é zero, levando o ângulo de fluxo de φ a $\pi/2$. Então, as estimativas do empuxo inicial, T_s , e do torque inicial, Q_s , são dadas pela Equação (4.61) e (4.62).

$$T_s = \frac{1}{2} \rho N U_\infty^2 \int_{r_h}^R c C_d dr \quad (4.61)$$

$$Q_s = \frac{1}{2} \rho N U_\infty^2 \int_{r_h}^R c C_l r dr \quad (4.62)$$

Estas duas equações mostram que na partida (rotação eminente), somente o arrasto pode gerar empuxo, assim como somente a sustentação gera torque aerodinâmico. Portanto, nesta situação, quando a velocidade angular é considerada zero, o ângulo de ataque é dado por $\alpha = \pi/2 - \theta$ e depende apenas do ângulo de torção da

pá, θ , que geralmente é um parâmetro de entrada na análise dinâmica do sistema de turbinas eólicas Wood (2011).

A aplicação destas equações pode ser feita a qualquer turbina sem restrição do aerofólio utilizado. Wood (2011) fornece uma formulação alternativa para o torque aerodinâmico na partida, Q_s , que emprega a aproximação de Fage e Johansen (1927). Nesta C_l e C_d são assumidos conforme as Equações (4.63) e (4.64).

$$C_l = A \sin(2\alpha) \quad (4.63)$$

$$C_d = B - C \cos(2\alpha) \quad (4.64)$$

onde A , B e C podem depender do número do Reynolds e do tipo de aerofólio usado. No caso de $\alpha = \pi/2 - \theta$ quando $\Omega = 0$, tem-se que o $\sin(2\alpha) \approx \sin(2\theta)$ e o $\cos(2\alpha) \approx -\cos(2\theta)$, o que leva às Equações (4.65) e (4.66).

$$C_l = A \sin(2\theta) \quad (4.65)$$

$$C_d = B + C \cos(2\theta) \quad (4.66)$$

Substituindo estas equações nas equações do torque aerodinâmico e do empuxo, obtiveram-se as Equações (4.67) e (4.68).

$$T_s = \frac{1}{2} \rho N U_\infty^2 \int_{r_h}^R c [B + C \cos(2\theta)] dr \quad (4.67)$$

$$Q_s = \frac{1}{2} \rho N U_\infty^2 \int_{r_h}^R c [A \sin(2\theta)] r dr \quad (4.68)$$

o que é aplicável apenas durante a partida, ou seja, quando $\Omega = 0$. Imediatamente após isto ($\Omega > 0$), tem-se $\alpha = \varphi - \theta$ que faz com as equações do coeficiente de sustentação e arrasto se tornem as Equações (4.69) e (4.70).

$$C_l = A \sin[2(\varphi - \theta)] \quad (4.69)$$

$$C_d = B - C \cos[2(\varphi - \theta)] \quad (4.70)$$

Aplicando algumas manipulações matemáticas com estas equações na equação do torque aerodinâmico, esta se torna a Equação (4.71).

$$Q(\Omega) = \frac{1}{2} \rho N \int_{r_h}^R \sqrt{[1 + \lambda_r^2(\Omega)]} cr \left\{ \text{sen}(\varphi - \theta) [A \cos(\varphi - \theta) - C \lambda_r(\Omega) \text{sen}(\varphi - \theta)] + \left(\frac{C - B}{2} \right) \lambda_r(\Omega) \right\} dr \quad (4.71)$$

onde $\lambda_r(\Omega) = 2\pi\Omega r/U_\infty$ é a TSR local. Como mencionado anteriormente, na partida a turbina não extrai energia do vento, apenas gira devido à sua energia cinética rotacional. A razão entre a cinética a energia do rotor e a energia cinética do vento que passa pelo rotor até o tempo t , representa KER, a qual é conhecida como razão de energia cinética. Esta razão é calculada pela Equação (4.72).

$$KER(t) = \frac{J_R \Omega^2(t)}{\rho \pi R^2 \int_0^t U_\infty^3(t) dt} \quad (4.72)$$

CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. FABRICAÇÃO DAS PÁS

5.1.1. Comparação das pás com diferentes materiais

A Tabela 5.1 mostra as propriedades medidas e estimadas relacionadas à massa específica para a pá fabricada (pá de tipo #1) e pá conceitual (pá de tipo #2). Para a pá #1, a massa do núcleo e da longarina na coluna 3 da Tabela 5.1, foram medidas, assim como a massa da pá. A diferença entre esses resultou na massa do “laminado”.

Tabela 5.1 – Propriedades da pá fabricada (#1) e da pá conceitual (#2) de PMP.

Tipo de pá	Componente	m (g)	V (cm ³)	ρ (g/cm ³)	J (kg.m ²)	Δm_b (%)	ΔV_b (%)	ΔJ_b (%)
#1	Núcleo	83,90	1378,96	0,0608	0,0062	13,74	78,68	12,63
	Laminado	459,40	257,24	1,7859	0,0139	75,26	14,68	28,31
	Longarina	67,38	116,37	0,5790	0,0290	11,03	6,64	59,06
	Pá	610,68	1752,57	0,3484	0,0491	100,00	100,00	100,00
#2	Núcleo	106,62	1620,37	0,0658	0,0067	31,11	92,45	32,52
	Laminado	236,09	132,20	1,7859	0,0139	68,89	7,55	67,48
	Pá	342,71	1852,57	0,195	0,0206	100,00	100,00	100,00

Os volumes na coluna 4 foram retirados do modelo Solidworks da pá. Deste modo, com as massas e o volume, foram obtidas as massas específicas apresentadas na coluna 5. A Equação (4.34) foi usada para obter o momento de inércia rotacional dos componentes, que somados resultam em 0,0491 kg.m² para pá. Isso se compara ao valor obtido usando a Equação (4.38) com $m = 610,68$ g e $r = 287,954$ mm, resultando em 0,0506 kg.m².

A Equação (4.34) foi usada da mesma forma para encontrar a inércia da pá conceitual #2. A diferença de 3,05% entre o J_b medido e calculado da pá #1 provavelmente se deve a duas razões principais. A primeira é a limitação da Equação (3.38), que é estritamente correta somente se toda a massa estiver no mesmo plano de rotação. Em segundo lugar, os cálculos usando a Equação (3.34) podem perder variações na espessura do laminado e na distribuição do adesivo, etc.

Δm_b , ΔV_b e ΔJ_b nas colunas 7, 8 e 9 da Tabela 5.1, respectivamente, são a contribuição em porcentagem do núcleo, laminado e longarina para a massa total, volume e inércia da pá. Em termos de inércia, o núcleo tem a menor contribuição. A pá conceitual (#2) não tem longarina e não há “laminado” colando o núcleo às cascas. Dado que o PMP tem a menor massa específica dentre os componentes, a pá #2 é a mais leve possível que poderia ser feita com os moldes e materiais atuais.

5.1.2. Melhorias ao processo de fabricação

O método de fabricação simples usado neste estudo foi desenvolvido de acordo com os equipamentos disponíveis. Uma melhoria seria usar seções radiais, em vez de transversais, de PMP, que é a técnica usada por Anyi; Kirke (2011), Astle *et al.* (2013) para pás sólidas. Isso exigiria uma fresadora CNC para fazer uma longarina mestre e uma fresadora copiadora para fazer longarinas para as pás. Além disso, com fresadora CNC é possível fabricar núcleo inteiriços, em vez de seções de pás, o que evitaria a posterior colagem das seções para obter a geometria desejada do núcleo. A contribuição da massa da cola necessária para unir as seções PMP pode compensar qualquer economia de massa pelo uso do material. A cola também pode afetar significativamente as propriedades mecânicas da lâmina.

Essa melhoria reduziria as etapas de fabricação do núcleo conforme descrito neste trabalho, de modo que a fabricação de várias pás fosse mais rápida. Além disso, os blocos de PMP usados para a fabricação do núcleo (sem cortes transversais) seriam limitados apenas pelo comprimento do pecíolo, cujo intervalo é de 1,6 a 4 m, como já mencionado, de modo que o comprimento da pá estaria sujeito ao mesmo intervalo. Pás maiores, no entanto, poderiam ser feitas pela sobreposição de seções da longarina feita de PMP. Isso exigiria cortes transversais, mas estes poderiam ser minimizados por uma análise estrutural detalhada para ver se a longarina poderia terminar antes da ponta da pá, com base no fato de que sua principal função é evitar a flambagem perto do cubo.

Uma possível simplificação adicional é fazer um PMP equivalente à teia de cisalhamento ou longarina para uma pá pequena. Isso levaria a uma seção transversal retangular significativamente menor do que a do núcleo e seria colocado próximo ao ponto de espessura máxima. A seção transversal variaria ao longo da pá, mas boa parte da longarina deveria ser fácil de fabricar em uma máquina CNC ou similar.

O principal uso do pecíolo da palmeira miriti (PMP) para pás de turbinas eólicas de pequeno porte é como material de núcleo, onde este se trata do preenchimento interno da pá localizado entre as cascas que formam a superfície da pá. Os núcleos em pás de grande porte geralmente têm a função de separar camadas compostas na longarina e nas seções traseiras das cascas. Conforme mencionado anteriormente neste trabalho por Shah; Schubel; Clifford (2013), o núcleo é essencial para manter a geometria da pá e evitar a flambagem da superfície a favor do vento que está em compressão sob carga aerodinâmica.

Na medida em que pouca informação se tem a respeito de como projetar núcleos de turbinas eólicas em termos de propriedades físicas e mecânicas, questões sobre o núcleo preencher todo o espaço entre as cascas ou representar apenas uma seção curta ao redor do ponto de espessura máxima da pá, ou ainda se núcleo precisa se estender do cubo até a ponta ou ser truncado, ainda estão em aberto na literatura.

Sendo a massa específica o único fator a ser considerado na escolha do núcleo e o objetivo da escolha de um material leve como núcleo seja unicamente a redução do momento rotacional de inércia, a pá pode ser projetada com o núcleo preenchendo totalmente o espaço interno entre as cascas, uma vez que a contribuição para a massa da pá tenderá não ser tanta. Com isto, a resistência estrutural da pá estará pautada nos demais subcomponentes, como cascas e longarina (se houver).

No caso, por exemplo, de as cascas das pás ser suficientemente estáveis para manter a geometria da pá íntegra, não há a necessidade de o núcleo da pá preencher todo o espaço interno; podendo, então, ser apenas uma seção curta ao redor da espessura máxima da pá ou, ainda, ser truncado, isto é, sem se estender da raiz para a ponta da pá.

Estas possibilidades ajudam não somente a minimizar a inércia da pá e, assim, reduzir o tempo de partida, mas também as cargas giroscópicas a que as pás estão sujeitas. Se além de leve, o material de núcleo possui propriedades mecânicas interessantes para tais de tipos de aplicação, a otimização das pás em termos de massa e resistência mecânica podem ser ainda mais efetiva.

5.2. ASPECTOS MORFOLÓGICOS

5.2.1. Estrutura física e aspecto das superfícies dos materiais

Uma visão geral da estrutura física do PMP obtida através do microscópio eletrônico e pela técnica de micro-CT é mostrada na Figura 5.1. Em (1) tem-se o PMP nas orientações GE e GS. De modo geral, o (2) é a seção transversal dessa amostra, mostrando os detalhes da orientação GE. (3) evidencia uma das fibras internas do PMP e (4) as células de PMP.

Em (5) é mostrada a seção longitudinal do PMP, evidenciando a orientação GS. O (6) se trata de uma das fibras da amostra de PMP em questão. Nesta, tem-se (7), que é a seção longitudinal, sendo (8) os detalhes desta. Já (9) é a seção transversal da fibra. Em (10) e (11) é possível observar a distribuição das fibras internas do PMP. (12) é a seção transversal da mesma, revelada através da técnica de micro-CT.

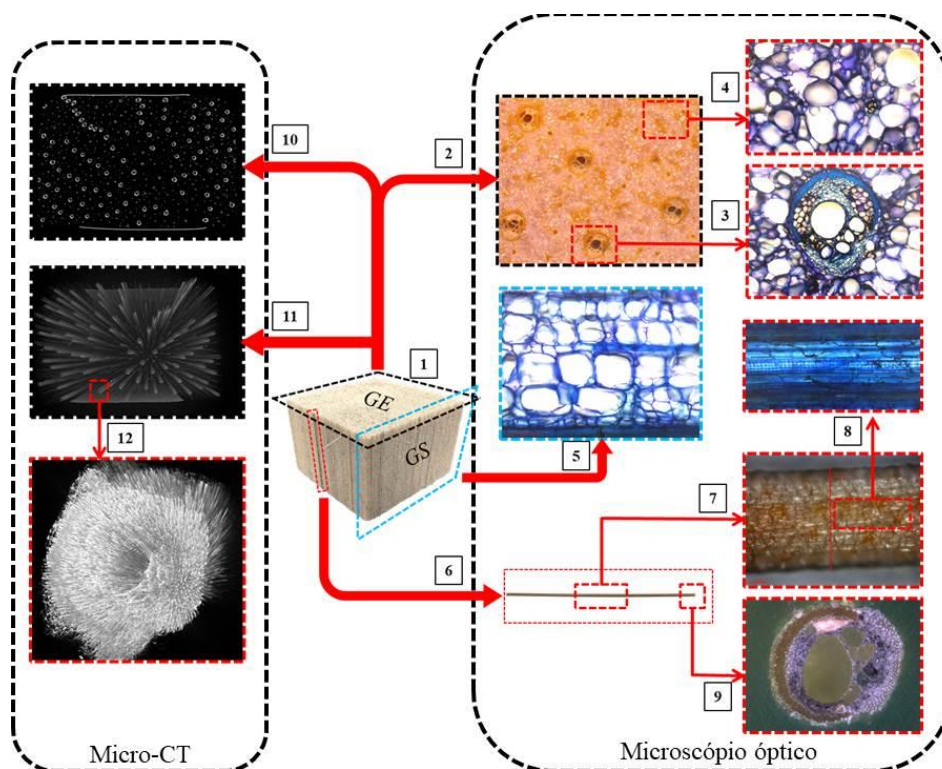


Figura 5.1 – Visão geral da estrutura física do PMP.

Especificamente, o número (2) é chamado de córtex do pecíolo do miriti e é mostrado com detalhes na Figura 5.2(a). O número (3) é conhecido por feixe vascular e

suas especificações são expressas na Figura 5.2(b). Já o número (4) são as células do córtex, observadas com detalhes na Figura 5.3(a).

De acordo com, Silveira *et al.* (2020) córtex é basicamente composto de quatro a cinco camadas de células subepidérmicas compactamente organizadas com paredes finas que circundam feixes de fibras equidistantes longitudinalmente. Internamente, o córtex tem espaços intercelulares volumosos e células grandes. Os numerosos feixes vasculares têm grandes diâmetros. O floema tem grandes elementos de tubo crivado. Além disso, o material fibrilar é rico em cálcio e o tom azulado das células de fibra reage com o TBO revelando a presença de lignina.

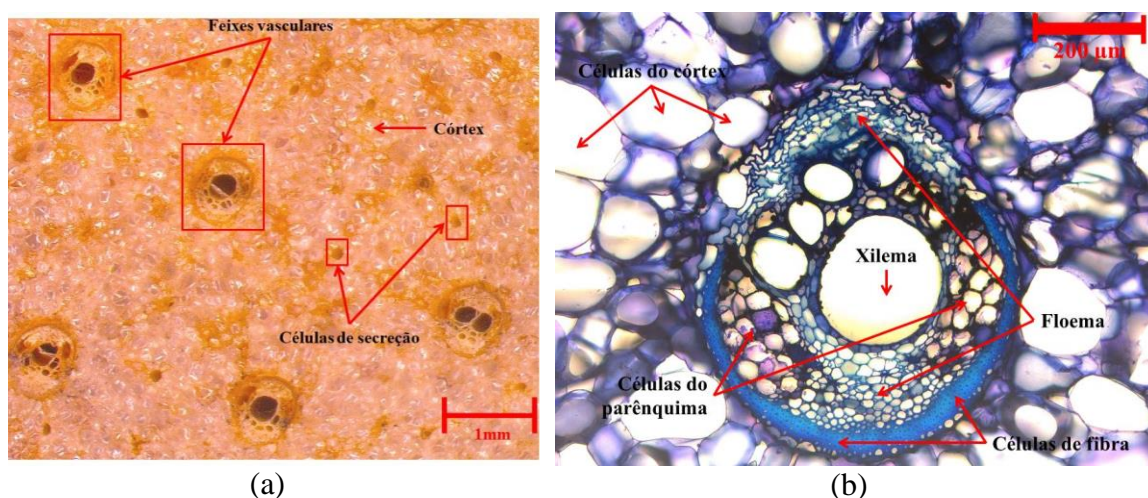


Figura 5.2 – (a) Detalhes do (2) córtex do PMP e (b) detalhes do (3) feixe vascular, rodeado por células do córtex.

A função desses elementos do córtex é o transporte de uma mucilagem/secreções rica em nutrientes e em água. Essas secreções demonstraram natureza hidrofílica e capacidade de retenção de água desses componentes do córtex (SILVEIRA *et al.*, 2020). Esta afinidade com a água contribui, então, para absorção de água e umidade, ainda mais se for levado em conta o formato, a geometria e o tamanho das células do córtex.

A Figura 5.3 mostra o formato das células do córtex a partir de um corte transversal (4) e de um corte longitudinal (5) do PMP, apresentando em grande parte dois tipos de forma: a mostrada em vermelho e a em amarelo. Já a Figura 5.4 mostra estas seções, mas da BW, cujas células também possuem em geral dois tipos de forma: a evidenciada em vermelho e a em amarelo. A Figura 5.5 mostra a seção longitudinal (7) e transversal (9) do feixe vascular, na qual também é possível ver esses dois formatos das células do córtex.

Quando na palmeira, o pecíolo é preenchido internamente por secreções, e depois de extraído e seco, espera-se que o espaço ocupado pela secreção fique vazio. Tanto é que o material quando seco é extremamente leve (massa específica cerca de 50% menor que a da madeira balsa, quando seco), conforme mostrado anteriormente. Depois de seco, então, o PMP está apto a ser preenchido por água ou outra substância em contato com o material, como uma resina polimérica. O líquido em contato com o PMP deve, então, ocupar as células do córtex e feixe vascular. O espaço vazio no interior destes componentes contribui para tal. Espaço vazio este que é também observado na BW, os quais são menores em comparação com o PMP, mas mais abundantes. Por este motivo espera-se que a BW quando seca, absorva mais água que o PMP.

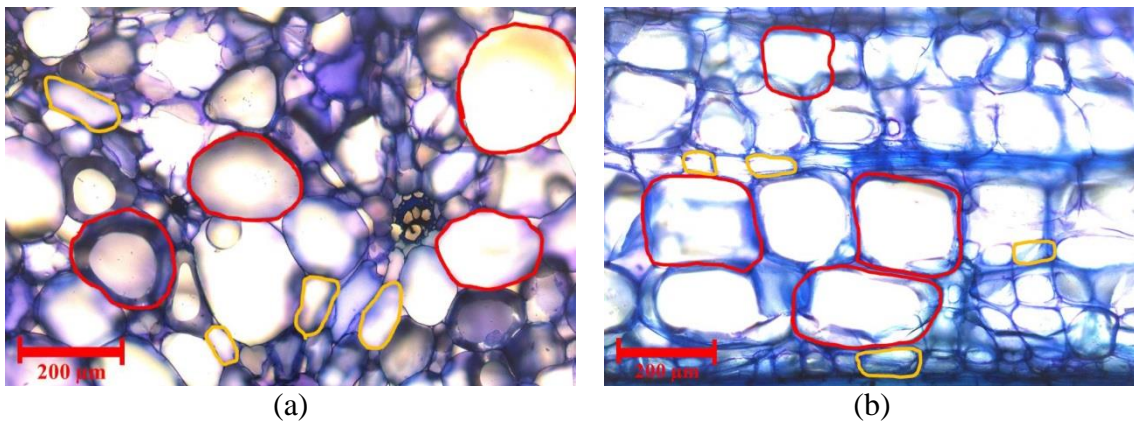


Figura 5.3 – Células do córtex observadas a partir de (a) corte transversal, (b) corte longitudinal do PMP.

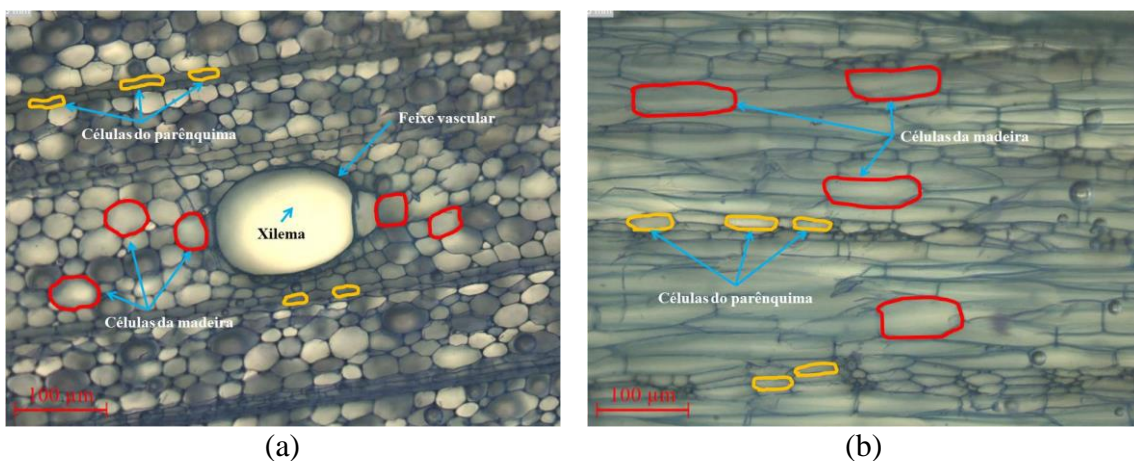


Figura 5.4 – Células do córtex observadas a partir de (a) corte transversal, (b) corte longitudinal do BW.

Um detalhe importante é que o PMP é um material poroso, assim como a madeira balsa. Contudo, a porosidade do PMP acontece unicamente a partir da degradação das células do córtex. Na medida em que a célula está íntegra, o espaço vazio no seu interior se mantém ileso, mas com ar, conforme foi observado pelo processo de marcação (Figura 5.6). Neste processo, as células do córtex foram separadas uma das outras, mas mantidas íntegras, ou seja, sem dano à parede celular, o que mantém o ar internamente. A presença de ar no interior do material contribui para manutenção do formato da célula, além de aumentar sua flutuabilidade quando na água e, também, torná-lo menos denso.

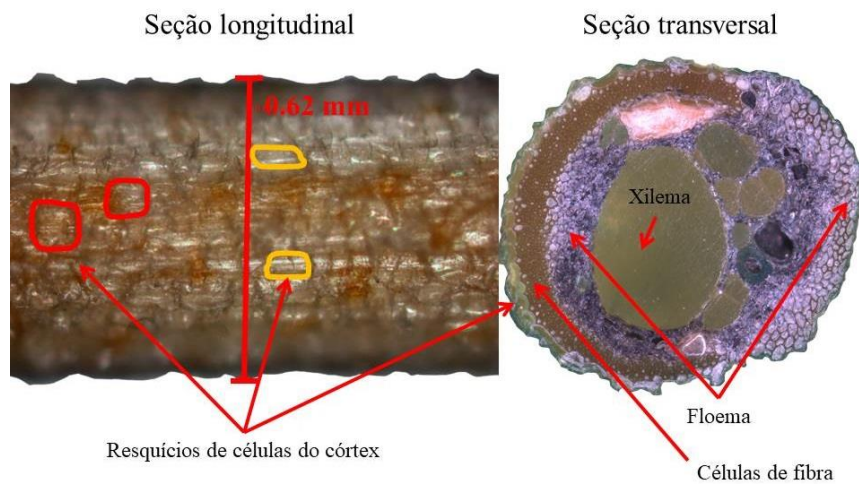


Figura 5.5 – Seção longitudinal e transversal do feixe vascular do PMP.

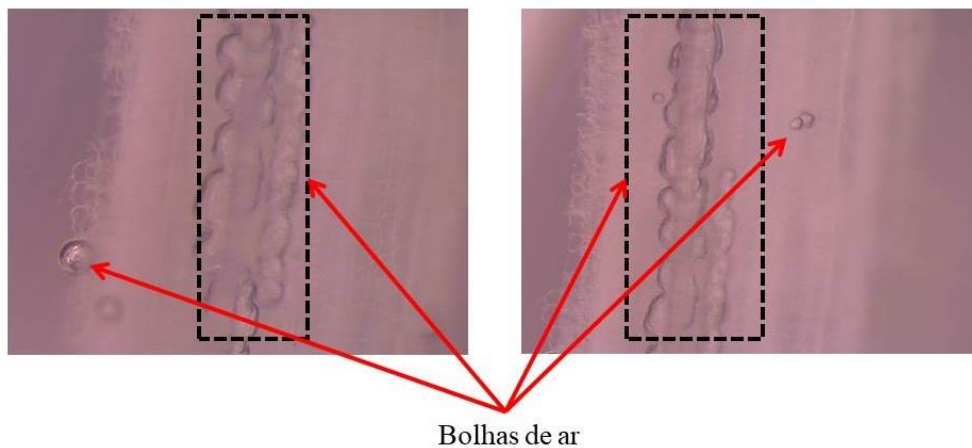


Figura 5.6 – Evidência de ar no interior das células do córtex.

Ao realizar um seccionamento s-s na seção transversal é possível observar internamente da seção longitudinal, conforme mostrado na Figura 5.7. Na Figura 5.8 se

tem um corte na seção transversal de BW para observar com detalhes a seção longitudinal, nas quais também é possível observar tais canais.

A Figura 5.7, tal como a Figura 5.9, mostram que no feixe vascular, o xilema, assim como o floema e células do parênquima, é um tecido formado por células que dão origem a um conjunto de canais que seguem ao longo deste feixe. Esses canais, tal como se pode ter uma ideia através da Figura 5.10, são tão longos quanto o comprimento do pecíolo. Ao longo e ao redor deste é observada a estruturação das células do córtex.

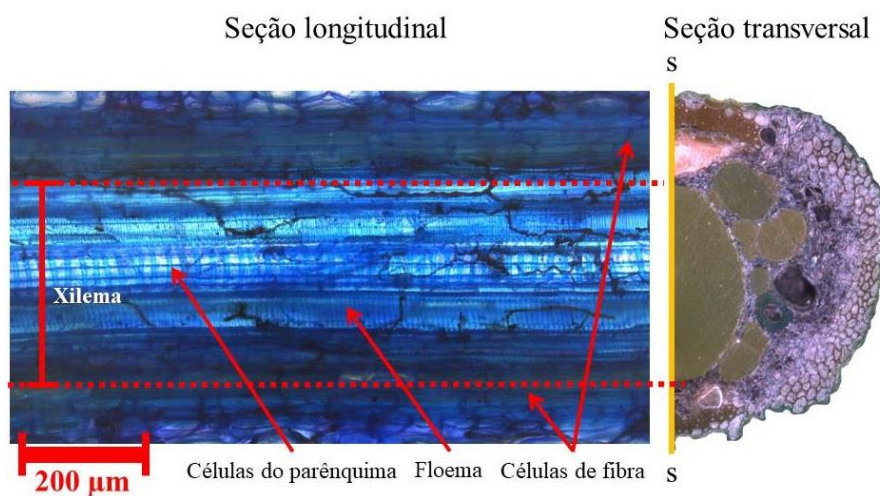


Figura 5.7 – Secionamento s-s na seção transversal do PMP.

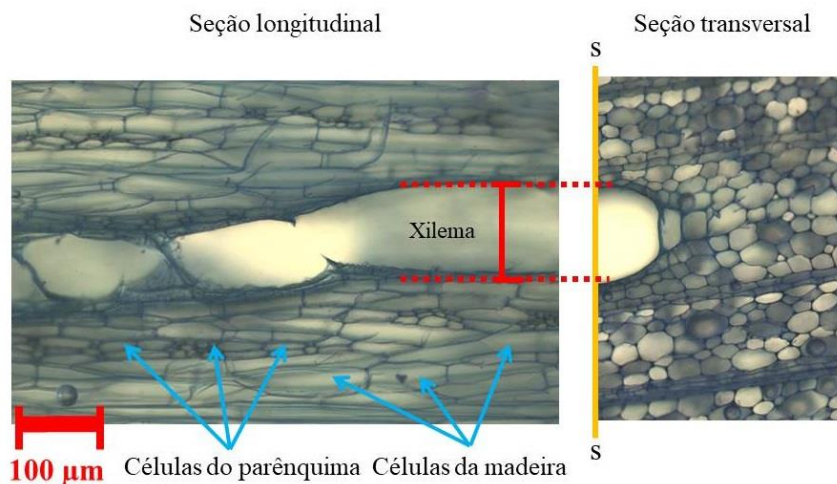


Figura 5.8 – Secionamento s-s na seção transversal do BW.

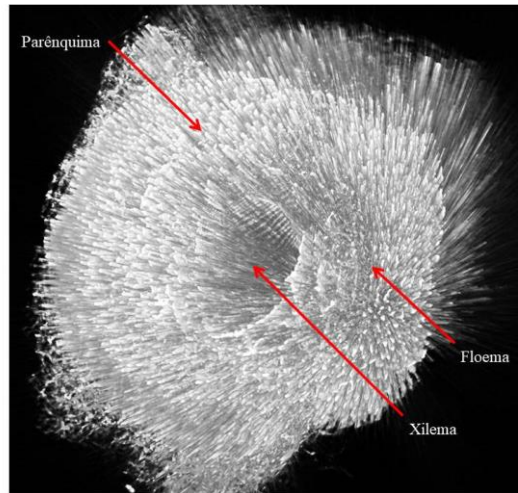


Figura 5.9 – Feixe vascular (12) evidenciando o xilema como um canal contínuo.

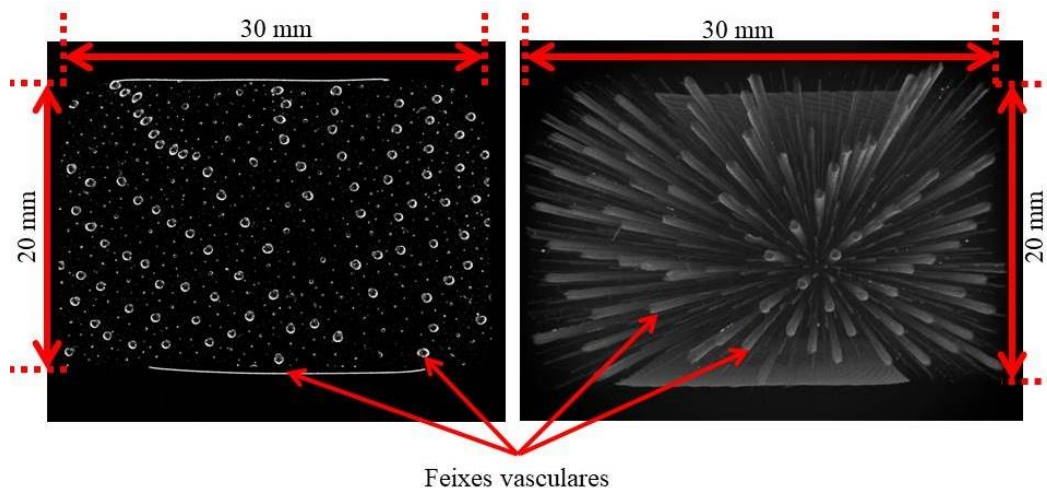


Figura 5.10 – Distribuição do feixe vascular no córtex do PMP.

As estruturas físicas de PMP e BW possuem certas semelhanças pelo fato de tratar-se de células vegetais, contudo a distribuição, o tamanho, bem como as geometrias destas, é diferente, na medida em que o PMP advém da folha, enquanto que a BW advém do tronco. Por este motivo, inclusive, a estrutura física de BW é muito mais densa que a do PMP, visto que é essencial para o tronco possuir um arranjo celular denso de modo a ser capaz de suportar toda a estrutura da árvore. Por outro lado, a funcionalidade da estrutura do PMP está relacionada à flexibilidade e resistência ao peso das folhas e às cargas de vento a que estas estão sujeitas.

Comparando-se as estrutura de PMP e BW, a estrutura do primeiro se assemelha a um compósito reforçado por fibras longas, cuja matriz é formada pelas células do córtex. Assim como em um compósito, espera-se que os feixes vasculares atuem como parte da estrutura que conferem resistência na direção em que estão arranjados. Sendo

assim, se os esforços como os de tração e compressão atuam nesta direção, a resistência deverá ser maior em comparação aos esforços de tração e compressão atuando na direção ortogonal a esta. Neste caso, porém, unicamente os feixes vasculares atuam como reforço, na medida em que as células do córtex são frágeis, diferentemente das células do córtex da BW, que ainda que não possuam feixes vasculares como os do PMP, possui maior massa específica de células e estas são mais compactas que as do PMP. Isto contribui também para a resistência nas referidas direções.

O PMP parece ter um arranjo ordenado de feixes vasculares. Considerando as dimensões do corpo de prova mostrado na Figura 5.10, têm-se 0.16 feixes por mm². Este arranjo, na medida em que os feixes são longos, conferem a flexibilidade necessária para a folha, conforme mencionado anteriormente.

5.2.2. Diâmetro e área da seção transversal dos feixes vasculares

A Figura 5.11 mostra a distribuição dos valores do diâmetro menor e o diâmetro maior do feixe vascular do PMP, bem como a média e um comparativo entre as áreas das seções transversais obtidas através da fórmula da elipse e da técnica de determinação usando o Photoshop. A Tabela 5.2 compara os diâmetros e a seção transversal dos feixes vasculares.

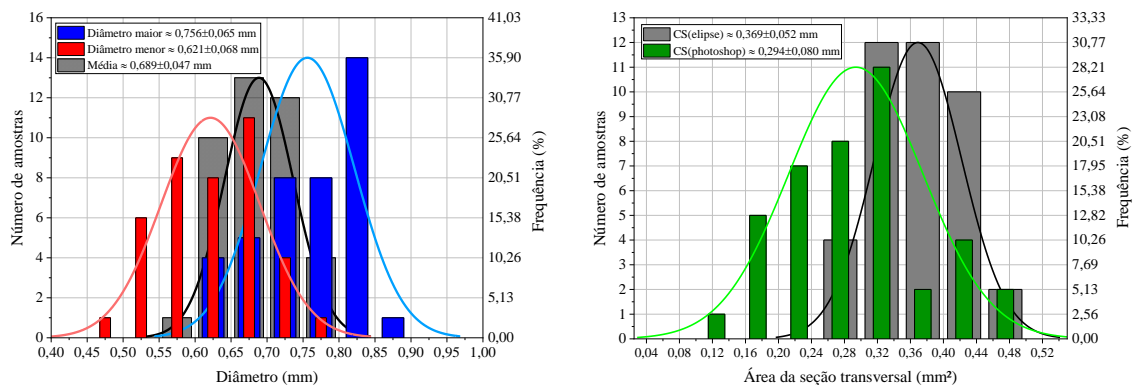


Figura 5.11 – (a) Diâmetros do feixe vascular do PMP e (b) área da seção transversal dos feixes vasculares.

Tabela 5.2 – Comparação entre os diâmetros e seções transversais dos feixes vasculares do PMP.

	Menor	Maior	Média	Δ_d (%)
Diâmetro (mm)	0,621±0,068	0,756±0,065	0,689±0,047	17,86
	Elipse	Photoshop	Δ_{CS} (%)	
Área da seção transversal (mm ²)	0,369±0,052	0,294±0,080	20,33	

Antes de analisar e discutir os resultados obtidos é importante observar que conforme indicado no histograma da Figura 5.11(a), as medições mostram 7 intervalos de diâmetros para o diâmetro menor e 6 intervalos para o diâmetro maior. Ainda que a tendência seja de que os intervalos de diâmetros estejam entre os intervalos do diâmetro menor e maior, é necessário ter cautela em assumir que esta distribuição diametral representa exatamente os diâmetros que os feixes vasculares do PMP possui, uma vez que considerando a variabilidade que em termos de geometria que as fibras naturais possuem, não há garantias, por exemplo, de que o intervalo de 0,45 mm a 0,50 mm possui apenas uma fibra. Isto indica, portanto, a maior precisão de distribuição diametral necessita de maior espaço amostral. Além disso, ainda que tenham sido extraídas amostras das extremidades e do meio dos feixes, não só número de amostras dessas posições mas o espaço entre os pontos de onde fora extraídos os feixes podem apresentar variações. Também a técnica usada para cortar as amostras podem levar a variações nos diâmetros medidos.

Tendo em vista as considerações acima, com os diâmetros menor e maior dos feixes vasculares foi obtida a média destes e com esta, aplicada a equação da elipse de modo a obter a área da seção transversal para ser usada no ensaio de tração de filamento e assim avaliar a resistência mecânica do feixe vascular.

A opção de usar o diâmetro neste ensaio não é aconselhada, nada medida em que conforme observado nos cortes das seções transversais de um feixe vascular do PMP, a sua forma não é regular, tanto é que a diferença entre o diâmetro maior e menor (Δ_d) é de 17,86 %, um valor consideravelmente alto.

Realizar o ensaio mecânico tendo o diâmetro como parâmetro pode tornar o ensaio impreciso. Ainda que os dois diâmetros dos feixes vasculares fossem usados para o cálculo da área da seção transversal destes, haveria imprecisão, pois o uso da técnica de Photoshop, sendo precisa, mostra que a diferença entre a área da seção transversal calculada pela elipse em comparação com o calculado pelo Photoshop é de 20,33 %. Deste modo, o parâmetro usado no ensaio de tração de filamento deve ser a área da seção transversal calculada pelo Photoshop.

Vale ressaltar que o cálculo da seção transversal usando o Photoshop é preciso em relação ao cálculo usando a fórmula da elipse considerando o fato de que é capaz de calcular todo o contorno da seção transversal e desconsiderar as regiões referentes ao

xilema. Isto é, a referida técnica é precisa em relação aos valores obtidos. Já a precisão da distribuição diametral, levando-se em conta o desvio padrão, esta pode ser aumentada a partir do aumento do espaço amostral. Os intervalos de seção transversal dos feixes vasculares medidos foram 5 para a técnica usando a elipse e 8 para aquela que fez uso do Photoshop. Embora tenha sido usado o mesmo número de amostras nas duas técnicas de medição, sendo estas extraídas das mesmas peças de PMP e das mesmas regiões dos feixes vasculares, a distribuição da seção transversal mostrada não necessariamente representa os intervalos de diâmetro que os feixes vasculares do PMP, mas trazem uma ideia razoável de como esta distribuição se dá.

5.3. PROPRIEDADES FÍSICAS

5.3.1. Massa específica e teor de umidade

A massa específica do PMP e BW no ambiente a $\sim 23^\circ\text{C}$ e umidade relativa (UR) do ar de $\sim 22\%$ é mostrada na Figura 5.12. O comparativo das massas específicas em 3 diferentes ambientes (UR $\sim 0\%$, $\sim 22\%$ e $\sim 90\%$) é mostrado na Figura 5.13(a). O comparativo do teor de umidade em 2 diferentes ambientes (UR $\sim 22\%$ e $\sim 90\%$) mostrado na Figura 5.13(b). A Tabela 5.3 apresenta comparativo dos valores médios destas propriedades físicas.

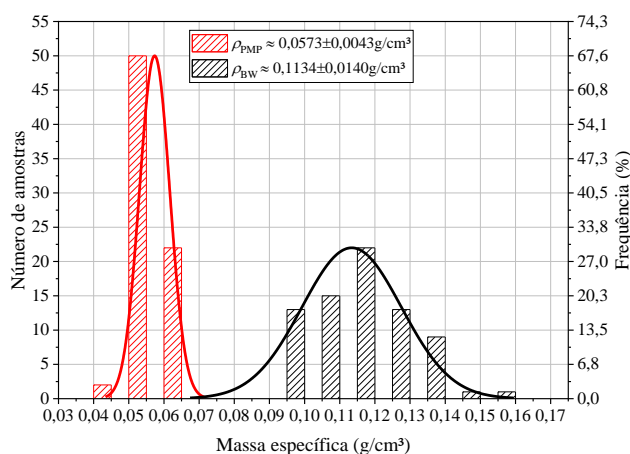


Figura 5.12 – Massa específica de PMP e BW à temperatura ambiente.

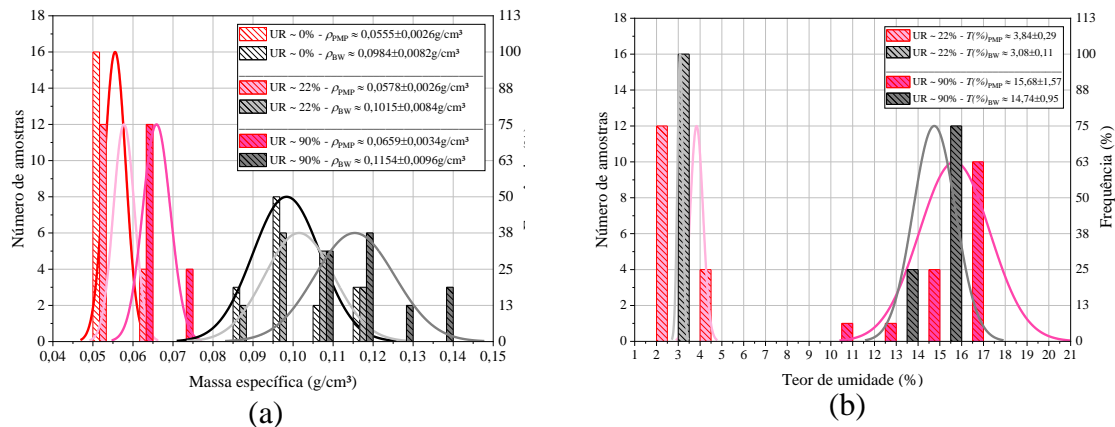


Figura 5.13 – Comparativo (a) massa específica e (b) teor de umidade em dois ambientes diferentes.

A Figura 5.12 mostra que as massas específicas médias são $0,0573 \text{ g/cm}^3$ para PMP e $0,113 \text{ g/cm}^3$ para BW. As amostras de BW, portanto, são exemplos de BW de “baixa massa específica” de acordo com a classificação de Kotlarewski *et al.* (2016). O Δ_p médio, conforme mostrado na Tabela 5.3, indica a massa específica do BW é 49,47% maior que a massa específica do PMP. 50 das 74 amostras de PMP (67,6%) estão dentro do DP do valor médio, enquanto esse foi o caso de apenas 21 (30%) das amostras de BW. Isso mostra que PMP teve um DP menor em comparação a BW.

Os gráficos mostrados na Figura 5.13(a) sugerem que a massa específica pode ser influenciada pelo teor de umidade. Comparando-se amostras testadas nos 3 ambientes diferentes: i) sem umidade relativa (UR \approx 0%); ii) UR \approx 22%; e iii) UR \approx 90%, a medida que a umidade relativa do ar aumenta, a massa específica das amostras aumentam, seja de PMP, seja de BW.

Tabela 5.3 – Comparativo entre as propriedades físicas médias do PMP e BW.

Propriedade	Tipo	Nº de CPs	PMP	BW	Δ_p (%)
Massa específica (g/cm^3)	UR \approx 0%	74	$0,0573 \pm 0,0043$	$0,1134 \pm 0,0140$	49,47
	UR \approx 0%	16	$0,0555 \pm 0,0026$	$0,0984 \pm 0,0082$	43,60
	UR \approx 22%		$0,0578 \pm 0,0026$	$0,1015 \pm 0,0084$	43,05
	UR \approx 90%		$0,0659 \pm 0,0034$	$0,1154 \pm 0,0096$	42,90
Teor de umidade (T%)	UR \approx 22%		$3,84 \pm 0,29$	$3,08 \pm 0,11$	-24,68
	UR \approx 90%		$15,68 \pm 1,57$	$14,74 \pm 0,95$	-6,38

A massa específica média de PMP no ambiente com UR \approx 0% é de $0,0555 \text{ g/cm}^3$. No ambiente de UR \approx 22%, essa passa a ser $0,0578 \text{ g/cm}^3$ e no de UR \approx 90%, igual a $0,0659 \text{ g/cm}^3$. Isto representa um aumento de 3,98 % e 15,78 %,

respectivamente. Ainda que tenham sido medidos apenas 16 corpos de provas, o valor da massa específica média obtida a uma UR $\approx 22\%$ é semelhante ao valor obtido medindo-se 74 corpos de prova, com uma diferença de apenas 0,87 %.

Por outro lado para a BW, a massa específica média no ambiente com UR $\approx 0\%$ é de 0,0984 g/cm³. Quando a UR $\approx 22\%$, a massa específica passa a ser 0,1015 g/cm³ e no de UR $\approx 90\%$, igual a 0,1154 g/cm³. Isto indica um aumento de 11,57 % e 12,04 %. Ao contrário do ocorreu para o PMP, a massa específica média de apenas 16 corpos de provas de BW é cerca de 10,50% menor do que a massa específica média de 74 CPs. Isto pode estar relacionado à facilidade com que a madeira balsa absorve umidade, embora o teor médio de umidade ($T\%$) obtido nas amostras, conforme mostrado na Figura 5.13(b), seja ligeiramente maior para PMP do que para BW (3,08% para BW e 3,84% para o PMP). Esta facilidade com que a BW absorve umidade pode estar relacionada ao maior número de células do córtex em comparação ao PMP, as quais, quando com suas paredes fraturadas ou rompidas, podem levar a um aumento de fluxo de água para o interior do material por capilaridade.

No ambiente com uma UR $\approx 22\%$, $T\%$ do PMP é de 3,84% e da BW 3,08%. Já no ambiente com uma UR $\approx 90\%$, o teor médio de umidade do PMP e BW passa a ser, respectivamente, de 15,68% e 14,74%. Isto indica que à medida que ocorre um aumento na umidade relativa do ar no ambiente em que os materiais estão, neste caso, Calgary (UR $\approx 22\%$) e Belém (UR $\approx 90\%$), por exemplo, ocorre um aumento no teor de umidade de 75,51 % no PMP e 79,11 % no BW. Isto indica que a BW absorve cerca de 3,60 % mais umidade do que o PMP, o que implica diretamente na mudança de massa do material e consequentemente, conforme explicitado anteriormente, mudança na massa específica deste.

5.3.2. Absorção de água

O gráfico de absorção de água pelo PMP e BW, em termos da mudança de massa, expressa em g e em %, é mostrado na Figura 5.14. A Tabela 5.4 apresenta comparativo dos valores médios desta propriedade física.

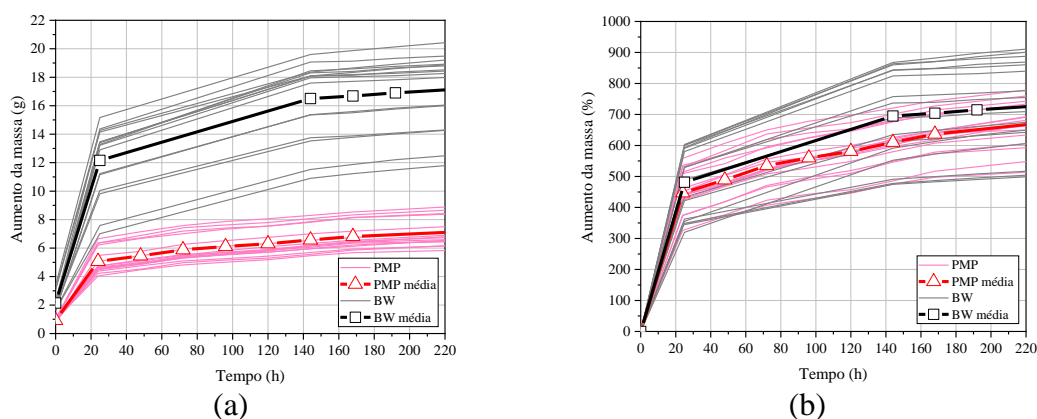


Figura 5.14 – Comparativo de absorção de água pelo PMP e BW, (a) aumento da massa em g e (b) aumento da massa em %.

Tabela 5.4 – Comparativo entre as propriedades físicas médias do PMP e BW.

Propriedade	Tipo	Nº de CPs	PMP	BW	Δ_p (%)
Absorção de água (A%)	Aumento de massa (g) depois de 220h	16	7,21±0,93	17,57±2,43	58,95
	Aumento de massa (%) depois de 220h		679,38±72,14	747,35±136,70	9,09

Os resultados dos teores de umidade mostraram que a BW absorve mais água que o PMP. Tendo em vista os valores médios, outra maneira de observar que a BW absorve mais água que o PMP é através das curvas mostradas na Figura 5.14. A Figura 5.14(a) indica que após um tempo de 220h dentro da água, os valores médios da massa de PMP passa de 0,92 g para 7,21 g, o que indica um aumento na massa de 679,38 %, Figura 5.14(b). Para a BW, estes valores são mais expressivos, na medida em que de 2,14 g a massa é de 17,57 g após 220 h, o que representa um aumento de 747,35 %, Figura 5.14(b). Isto representa uma diferença de 9,09 % em relação ao aumento de massa por conta de absorção de água em relação ao PMP.

Da mesma forma que sugerido para o teor de umidade, a maior absorção de água da BW ao longo do tempo pode estar relacionada ao maior número de células do córtex por μm^2 . Diferentemente do PMP, estas células em contato com a água, podem não se manter íntegras, isto é, têm suas paredes fraturadas ou rompidas, o que pode contribuir para tornar o material mais efetivamente sujeito a absorver água.

5.4. PROPRIEDADES TÉRMICAS

5.4.1. Comportamento termogravimétrico

As curvas termogravimétricas (TGA) do PMP e a derivada destas (DTGA) são mostradas na Figura 5.15. A decomposição das amostras de PMP em uma atmosfera inerte de nitrogênio mostram basicamente 4 estágios. O estágio (I), o qual ocorre entre 22°C e 100°C indicam a perda de aproximadamente 3,5% de massa, a qual é atribuída à perda de água presente na estrutura física do PMP, uma vez que anterior aos testes de TGA, as amostras de PMP não foram secas. Este percentual é semelhante ao teor de umidade mostrado anteriormente, na medida em que as amostras, antes do teste, estavam em uma atmosfera semelhante: ~23°C e umidade relativa do ar de ~22%.

É importante observar que a perda de massa (água) inicia antes dos 50°C e vai até os 100°C. A partir deste ponto, tem-se o segundo estágio (II), em que a curva se estabiliza e não há perda de massa, isto é, a amostra permanece íntegra até aproximadamente 185°C. Deste ponto até cerca de 360°C, tem-se o terceiro estágio (III), que é caracteriza pela perda de massa na faixa dos 69,16%.

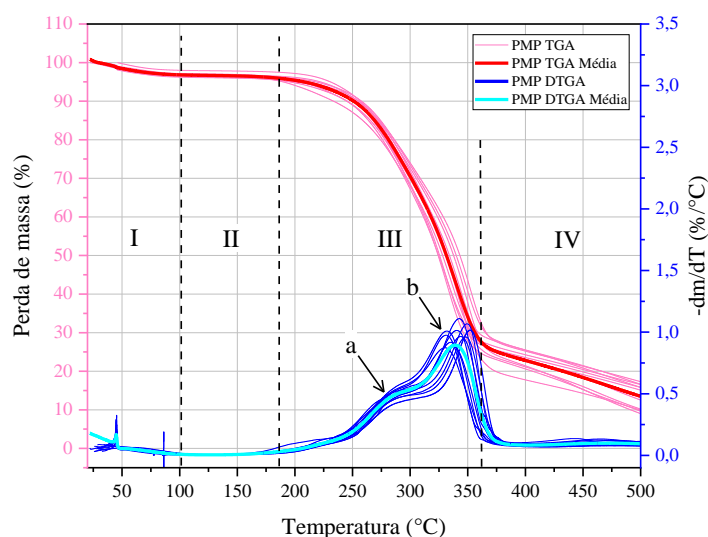


Figura 5.15 – Curvas TGA de DTGA do PMP.

De acordo com De Andrade *et al.* (2015), baseando-se nos estudos de Yi, Jiangsong e Xufu (2012), essa perda de massa no estágio III está relacionada à degradação térmica da matéria orgânica composta de hemicelulose, celulose e lignina,

bem como à ruptura de suas cadeias macromoleculares (MONTEIRO *et al.*, 2010), levando à formação de resíduos carbonáceos em torno de 360 °C. Para De Sousa *et al.* (2017), esses resíduos provavelmente estão relacionados às cinzas inertes e óxidos metálicos formados a partir dos minerais presentes na espuma vegetal que não se decomuseram. Tais resíduos se decompõem na última etapa (estágio IV), com perda de massa de ~13,50% e formação de resíduo inorgânico ao final deste estágio.

Em linhas gerais, os resultados mostram que a decomposição térmica do PMP ocorre por meio de quatro eventos térmicos, confirmados a partir da temperatura de pico e também pela estabilização da curva. Os picos correspondem ao ponto onde a taxa de variação de massa da amostra, ou seja, dm/dT (%/°C), está no máximo. Estes picos são melhor observados nas curvas DTGA.

Assim como é observado nestas curvas, segundo Lavoratti *et al.* (2017) e De Sousa *et al.* (2017), a decomposição térmica de materiais lignocelulósicos pode ser dividida em quatro partes: perda de umidade, decomposição de hemicelulose, decomposição de celulose e decomposição de lignina. A perda de umidade acontece no estágio (I) e a decomposição de hemicelulose, celulose e lignina no estágio (III). Neste estágio, conforme as análises de Siqueira *et al.* (2021), acontece primeiramente a degradação da hemicelulose, indicada pelo pico (a) e, na sequência, a degradação da celulose e lignina, indicadas pelo pico (b). Isto é confirmado por outros estudos, como o de Lafond e Blanchet (2020) que relata que a decomposição térmica da hemicelulose acontece na faixa de 180°C – 350°C, da celulose entre 275°C – 350 °C e a degradação da lignina entre 200°C – 500 °C.

Este comportamento térmico do PMP condiz com os trabalhos de Siqueira *et al.* (2021) e Monteiro *et al.* (2010). O primeiro mostrou que o PMP apresenta estabilidade térmica até cerca de 180°C e o segundo, até 160°C. Deste modo, considerando os resultados de estabilidade térmica presentes na literatura somados aos deste trabalho, a qual é de 185°C, o PMP pode ser usado como material de engenharia para aplicações que não ultrapassem o limite de degradação térmica de 185°C.

No caso, por exemplo, do uso do PMP em núcleo e estruturas sanduíches de pás de turbinas eólicas, nos métodos de fabricação, os processos que podem submeter o PMP à mudança de temperatura é a sua secagem, a qual acontece até no máximo 105°C, para a evaporação completa da água, e a cura das resinas poliméricas, a qual se trata de

um processo exotérmico que pode elevar a temperatura a cerca de 60°C - 65°C (BAO *et al.*, 2022; ZHANG *et al.*, 2024), no caso da resina epóxi, e na faixa de 75°C – 90°C, no caso da resina poliéster (LI; CAO; LEE, 2004). Com isso, portanto, não há degradação térmica do PMP em métodos de fabricação que envolvam secagem e uso das referidas resinas.

5.4.2. Calorimetria exploratória diferencial

As curvas de calorimetria exploratória diferencial (DSC) do PMP e da BW são mostradas na Figura 5.16. Tendo em vista as curvas médias, estas mostram que um evento endotérmico ocorre em (I), no intervalo de temperatura de aproximadamente 22°C a 150°C, com um pico em ~80°C para BW e ~90°C para o PMP. Monteiro *et al.* (2010) sugere que o calor absorvido neste evento endotérmico, 0.076 W/g para BW e - 0.27 W/g para o PMP, pode estar relacionado à liberação de água associada à hidratação da estrutura lignocelulósicas, antes da ocorrência da degradação da cadeia macromolecular destes materiais.

Os valores médios de fluxo de calor (W/g) indicam que o PMP apresenta um fluxo de calor 71,85% menor que o da BW, provavelmente devido à estrutura física do PMP, na medida em que, de acordo com Kollmann e Côté (1968) e Siau (1995), o fluxo de calor através de um material lignocelulósico é governado pela espessura da camada do material e por sua massa específica. Ainda que o PMP tenha as células do córtex maiores que a da BW, as daquele são menos densas que as deste. Deste modo, a massa específica possivelmente contribui mais efetivamente para o fluxo de calor do que o tamanho das células do córtex.

O estágio (II) não apresenta estágio térmico e, portanto, está relacionado à estabilidade térmica destes materiais, conforme relatado anteriormente para o PMP nas curvas TGA e DTGA. Já no estágio (III) ocorrem dois eventos: (d) como sendo exotérmico e está associado à degradação da hemicelulose, conforme também mencionado anterior nas curvas de TGA e DTGA; e (e) endotérmico, atrelado à decomposição da celulose e lignina. Tanto para PMP quanto BW, estes eventos acontecem aproximadamente na mesma faixa de temperatura, sendo (d) um pico a cerca de 300°C e (e) a 343°C. Contudo, os fluxos de calores são diferentes para estes materiais, nestes picos. Em (d) PMP e BW apresentam 0,23 W/g e 0,59 W/g,

respetivamente. Em (e) 0,20 W/g e 0.50 W/g, respectivamente. O processo segue para o estágio (IV), o qual, assim como sugerido para as curvas TGA e DTGA, trata-se da degradação dos resíduos inorgânicos dos materiais lignocelulósicos.

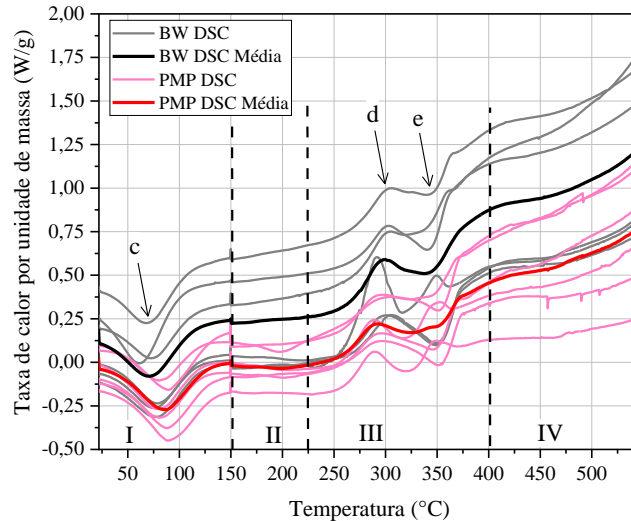


Figura 5.16 – Curvas DSC do PMP e BW.

5.5. PROPRIEDADES MECÂNICAS

5.5.1. Testes mecânicos no núcleo

5.5.1.1. Ensaio de tração

a) Tração GE, ASTM D3039

A Figura 5.17 apresenta as curvas do comportamento em tração *flatwise* do PMP e BW, com a carga aplicada na orientação GE, 0° em relação aos feixes vasculares. Já as curvas de resistência específica destes materiais são mostradas na Figura 5.18. Na Tabela 5.5 é feita a comparação dos valores médios desta propriedade.

A máxima resistência à tração, a resistência elástica e o módulo de elasticidade da BW tem uma vantagem de 39,04%, 41,47% e 45,34%, respectivamente, sobre o PMP. No entanto, ao contabilizar a massa específica, a resistência à tração máxima específica, resistência elástica específica e módulo específico do PMP supera o BW em 13,49%, 5,59% e 2,94%, respectivamente.

As medições do PMP e BW mostram que esses materiais têm comportamento elasto-plástico, o que significa que as curvas tensão-deformação compreendem uma resposta elástica linear inicial, seguida por escoamento plástico não linear. Este é um comportamento típico de algumas madeiras (ADIBASKORO; SOŁOWSKI; HOSTIKKA, 2022; DA SILVA, Andre; KYRIAKIDES, 2007; OTTENHAUS *et al.*, 2021), incluindo a BW (BORREGA; GIBSON, 2015).

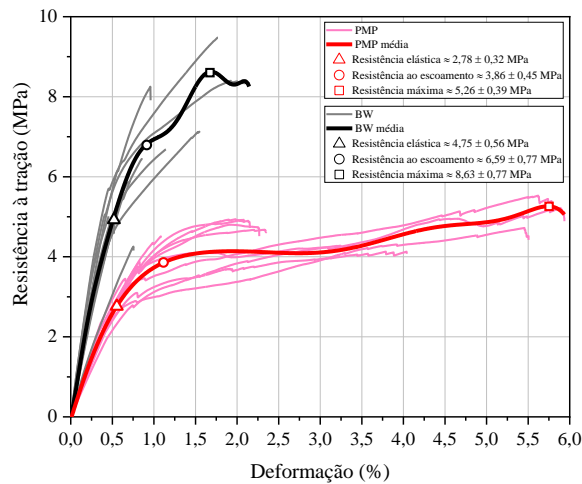


Figura 5.17 – Comportamento em tração GE do PMP e BW.

Na região elástica, o PMP apresenta uma deformação em torno de 7,84% maior que a da BW. Quando se trata do escoamento, esta deformação aumenta para cerca de 12,12% em relação a da BW. A BW tem uma resistência ao escoamento em tração de 41,43% maior que o PMP. Similarmente a todas as outras propriedades específicas, a resistência ao escoamento em tração específica do PMP é maior que a do BW.

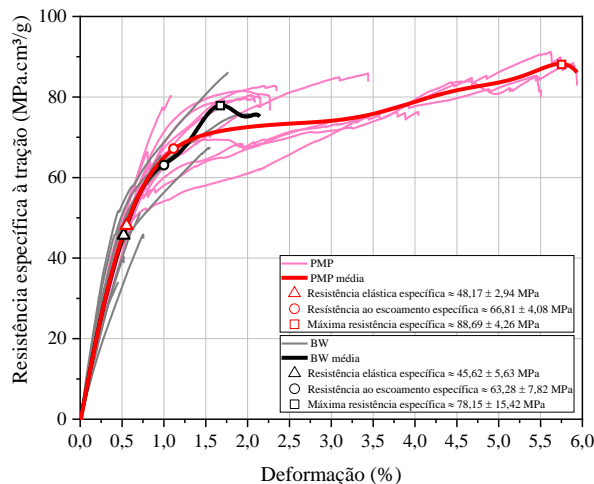


Figura 5.18 – Resistência específica em tração GE do PMP e BW.

Tabela 5.5 – Comparação das propriedades médias em tração GE do PMP e BW.

Tipo de propriedade em tração GE	PMP	BW	Δ_p (%)
Resistência ao escoamento (MPa)	3,86±0,45	6,59±0,77	41,43
Deformação no escoamento (%)	1,11±0,08	0,99±0,13	-12,12
Resistência elástica (MPa)	2,78±0,32	4,75±0,56	41,47
Deformação elástica (%)	0,55±0,03	0,51±0,06	-7,84
Máxima resistência á tração (MPa)	5,26±0,39	8,63±0,77	39,04
Módulo de elasticidade (MPa)	445,79±53,70	815,57±308,55	45,34
Resistência ao escoamento específica (MPa.cm ³ /g)	66,81±4,08	63,28±7,82	-5,58
Resistência elástica específica (MPa.cm ³ /g)	48,17±2,94	45,62±5,63	-5,59
Resistência máxima específica (MPa.cm ³ /g)	88,69±4,26	78,15±15,42	-13,49
Módulo de elasticidade específico (MPa.cm ³ /g)	9647,75±690,85	9372,44±1870,86	-2,94

Avaliando o aspecto da fratura destes materiais, conforme observado na Figura 5.19 e 5.20, tem-se que a fratura pode estar relacionada à descolagem da superfície das células do córtex do PMP e BW, respectivamente.

A Figura 5.19 mostra que a fratura do corpo de prova de PMP ocorreu de duas maneiras: fratura em tração, como indicado na figura e na morfologia da PMP, pelas linhas vermelhas nas células do córtex; e fratura em cisalhamento, indicada na figura e pela linha amarela. A fratura em tração pode ter ocorrido não somente pela descolagem das células do córtex, mas também pela fratura dos feixes vasculares. Já a fratura em cisalhamento pode ter ocorrido também pela descolagem das células do córtex no sentido de aplicação da carga, mas principalmente pela descolagem destas do feixe vascular, tal como é indicado pelo comprimento da fratura, que coincide com o comprimento do feixe vascular.

Em relação ao aspecto da fratura de BW, esta também ocorreu de duas maneiras: fratura em tração, como indicado na Figura 5.20 e na morfologia da BW, pelas linhas vermelhas nas células da madeira; e fratura em cisalhamento, indicada na figura e pelas linhas amarelas nas células da madeira.

Considerando que a BW possui mais células interligadas por superfície em comparação ao PMP, há mais células contribuindo para a integridade do material do que o PMP, o que pode influenciar positivamente na resistência mecânica. Ainda que o PMP não tenha esta característica, a aplicação da carga estando na mesma direção dos feixes vasculares, faz com que estes contribuam efetivamente para a resistência mecânica do PMP.

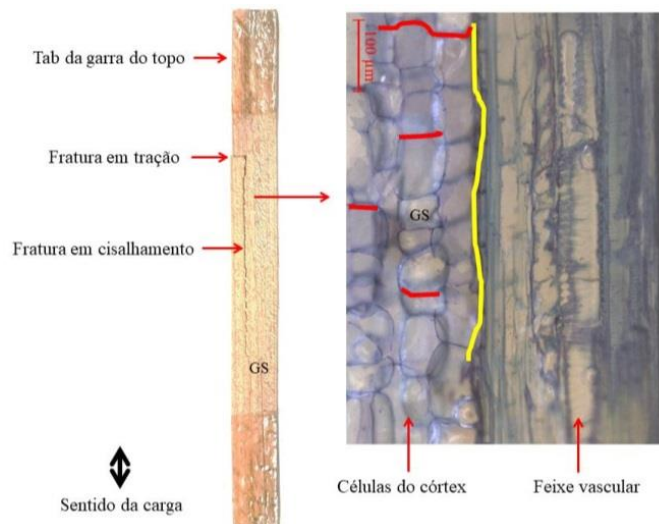


Figura 5.19 – Aspecto da fratura em tração GE do PMP.

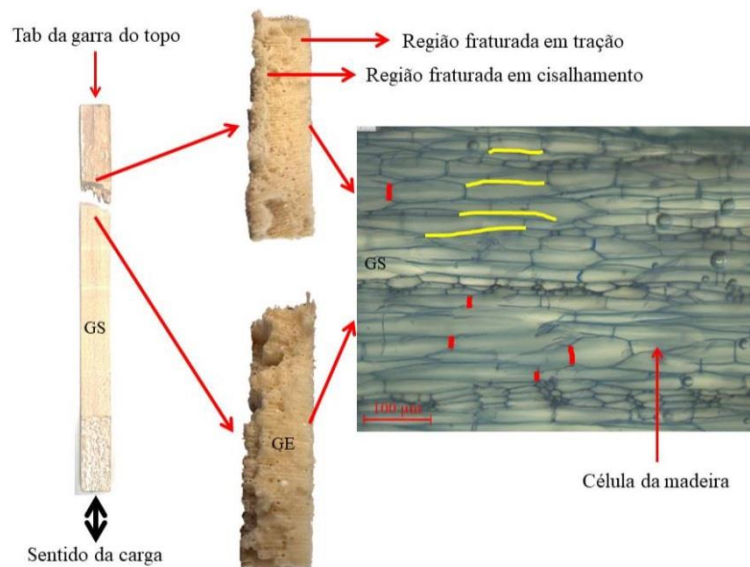


Figura 5.20 – Aspecto da fratura em tração GE da BW.

Comparando-se as propriedades de PMP e BW em tração GE tendo em vista os aspectos morfológicos e da fratura, vê-se que para presença dos feixes vasculares no primeiro tendem a elevar esta propriedade mecânica, enquanto que no segundo esta elevação está muito mais relacionada às células da madeira do que aos feixes vasculares. Além disso, no PMP os feixes vasculares contribuem para a elevação da curva, enquanto que as células do córtex levam a uma maior deformação do material. Sendo este o caso, as células da BW possuem níveis de deformação menores que as do PMP.

b) Tração GS, ASTM C297

A Figura 5.21 apresenta as curvas do comportamento em tração *edgewise* do PMP e BW, com a carga aplicada na orientação GS, com 90° em relação aos feixes vasculares. As curvas de resistência específica destes materiais são mostradas na Figura 5.22. Na Tabela 5.6 é realizada a comparação dos valores médios desta propriedade.

A curva média do comportamento em tração GS do PMP e BW possuem inclinações semelhantes, indicando que nessa direção esses dois materiais se comportam de maneira análoga, de modo que a diferença no módulo de elasticidade do PMP em relação à BW é de apenas 10%. A diferença no comportamento, entretanto, ocorre em termos na resistência e deformação elásticas, as quais apresentam diferenças na ordem de 27% de 26%, respectivamente.

Porém, quando se trata das propriedades específicas, tendo em vista a diferença de cerca de 50% entre as massas específicas destes materiais, a resistência elástica específica do PMP supera a da BW em aproximadamente 30% e o módulo de elasticidade específico em cerca de 61%.

Podem ser observados através dos aspectos da fratura destes materiais, conforme visto na Figura 5.23 e Figura 5.24, que o arranjo das células do córtex contribui de maneira decisiva para a resistência mecânica destes. Tanto o PMP quanto a BW possuem superfícies interligadas na direção de aplicação da carga com dimensões semelhantes, o que implica em uma resistência mecânica semelhante.

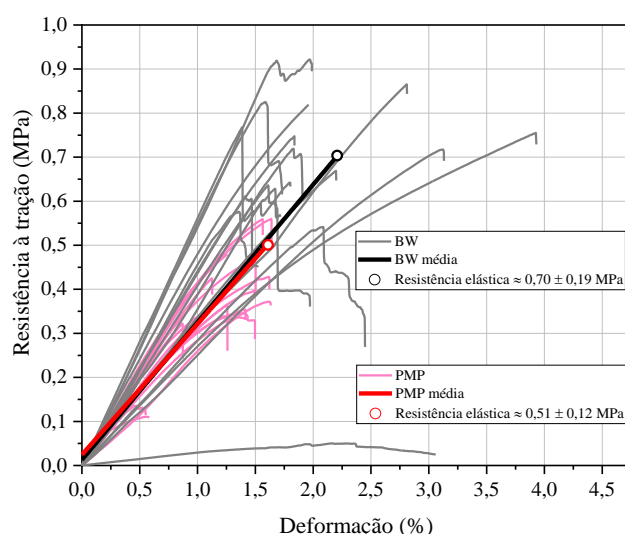


Figura 5.21 - Comportamento em tração GS do PMP e BW.

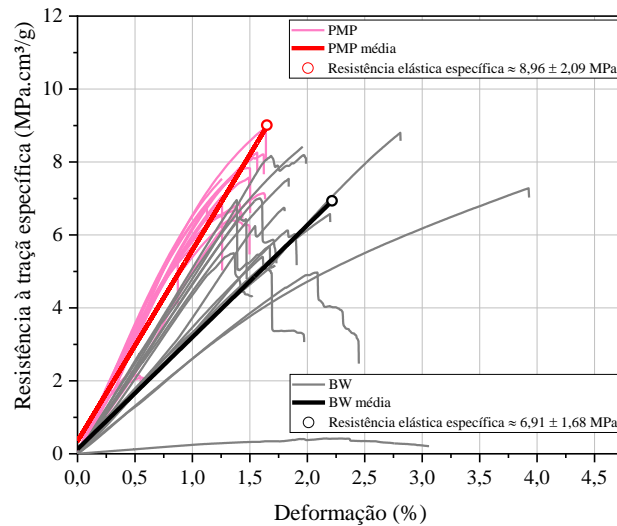


Figura 5.22 - Resistência específica em tração GS do PMP e BW.

Tabela 5.6 – Comparação das propriedades médias em tração GS do PMP e BW.

Tipo de propriedade em tração GS	PMP	BW	Δ_p (%)
Resistência elástica (MPa)	0,51±0,12	0,70±0,19	27,14
Deformação elástica (%)	1,62±0,35	2,21±0,67	26,70
Módulo de elasticidade (MPa)	30,09±6,33	33,55±12,66	10,31
Resistência elástica específica (MPa.cm ³ /g)	8,96±2,09	6,91±1,68	-29,67
Módulo de elasticidade específico (MPa.cm ³ /g)	523,55±78,08	325,28±123,53	-60,95

No que se refere à fratura do PMP, este pode ter ocorrido a partir de uma combinação de descolamento das células do córtex, conforme mostrado na Figura 5.23 pelo traçado em vermelho; e descolamento do feixe vascular das células do córtex (linha em amarelo). A fratura da BW pode ter ocorrido de maneira semelhante, tendo o descolamento não só das células da madeira (linha em vermelho), mas também a descolagem destas da superfície do feixe vascular (linha em amarelo).

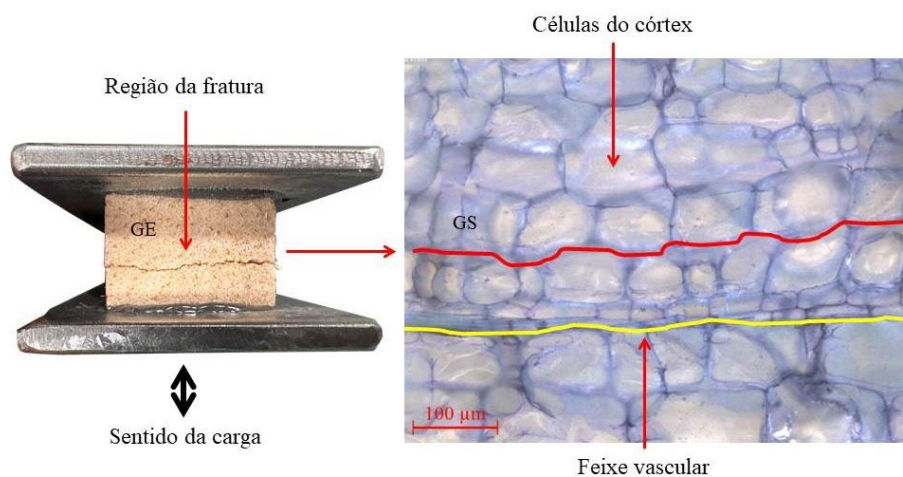


Figura 5.23 – Aspecto da fratura em tração GS do PMP.

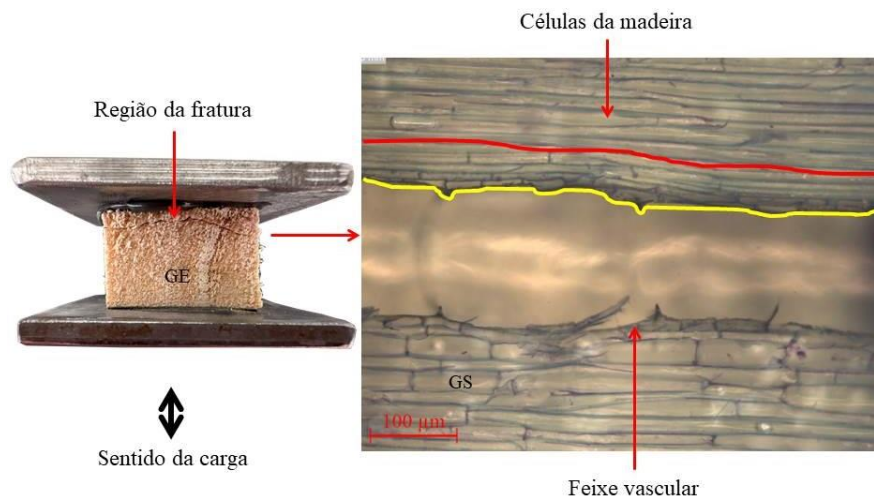


Figura 5.24 – Aspecto da fratura em tração GS da BW.

Comparando-se as propriedades de PMP e BW em tração GS, levando-se em conta não só os aspectos morfológicos e mas os da fratura também, observa-se que não contribuição efetiva dos feixes vasculares do primeiro na propriedade mecânica, mas sim das células do córtex, já que não a orientação dos feixes é igual a 90° em relação á aplicação da carga. Além disso, considerando que as células do córtex deformam mais do que o feixe, a fratura dos corpos de prova de PMP estão sujeitas ao descolamento das superfícies das células do córtex das superfícies dos feixes vasculares. Isto é comprovado não só pelo aspecto da fratura, mas pelo fato de que as curvas do PMP neste ensaio de tração GS possuem elevação que indicam baixa deformação, diferentemente das curvas do PMP no ensaio de tração GE. O mesmo se dá em para a BW, com a diferença de que esta não possui feixes vasculares tais como os do PMP, mas espaços vazios, os quais concentram tensões e podem propagar a fratura mais rapidamente do que as superfícies das células da madeira.

5.5.1.2. Ensaio de compressão

a) Compressão GS, ASTM C364

A Figura 5.25 mostra as curvas do comportamento em compressão *edgewise* do PMP e BW, com a carga aplicada na orientação GS, carga esta que possui orientação 90° em relação aos feixes vasculares. As curvas de resistência específica destes materiais são mostradas na Figura 5.26. Na Tabela 5.7 é feita a comparação dos valores médios da propriedade em compressão GS.

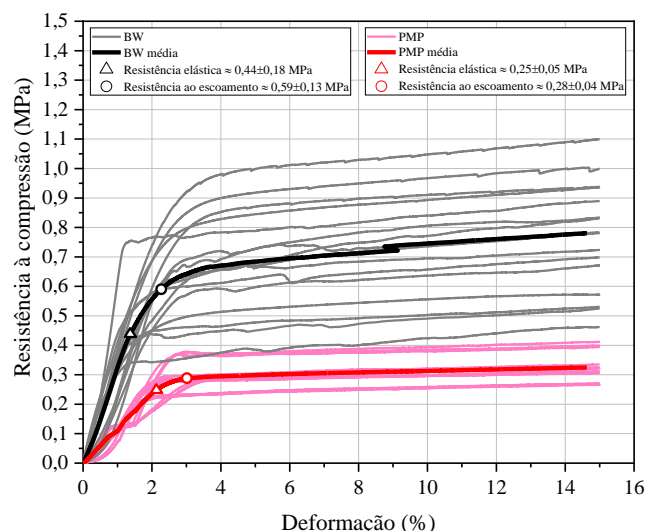


Figura 5.25 - Comportamento em compressão GS do PMP e BW.

As curvas médias de compressão GS do PMP e BW possuem inclinações visivelmente díspares, indicando que ainda que os dois materiais possuam comportamento elasto-plástico em compressão, a diferença na resistência elástica e módulo de elasticidade do PMP em relação aos de BW são de 43,19% e 59,53%, respectivamente. Além disso, a resistência ao escoamento da BW é mais de 50% maior que a do PMP. Porém, neste ponto, o PMP tende a ter um nível de deformação 33% superior.

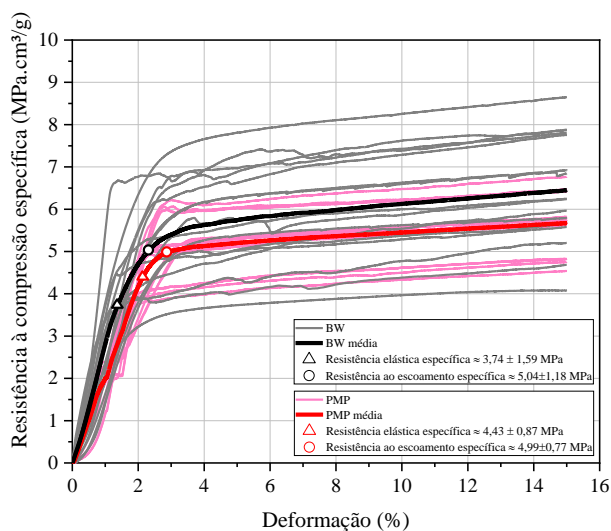


Figura 5.26 - Resistência específica em compressão GS do PMP e BW.

Em relação às propriedades específicas, tendo em vista, mais uma vez, a diferença de cerca de 50% entre as massas específicas destes materiais, a resistência elástica específica do PMP supera a da BW em 18,45%. A resistência ao escoamento

específica e o módulo de elasticidade específico do PMP, por outro lado, são em 1,19% e 16,73%, respectivamente, menos que os da BW.

Tabela 5.7 – Comparação das propriedades médias em compressão GS do PMP e BW.

Tipo de propriedade em compressão GS	PMP	BW	Δ_p (%)
Resistência ao escoamento (MPa)	0,28±0,04	0,59±0,13	52,54
Deformação no escoamento (%)	3,02±0,02	2,26±0,19	-33,63
Resistência elástica (MPa)	0,25±0,05	0,44±0,18	43,19
Deformação elástica (%)	2,12±0,01	1,38±0,11	-53,62
Módulo de elasticidade (MPa)	12,08±1,97	29,85±7,26	59,53
Resistência ao escoamento específica (MPa.cm ³ /g)	4,99±0,77	5,04±1,18	1,19
Resistência elástica específica (MPa.cm ³ /g)	4,43±0,87	3,74±1,59	-18,45
Módulo de elasticidade específico (MPa.cm ³ /g)	210,25±29,45	252,51±60,98	16,73

Os aspectos das fraturas de compressão do PMP e da BW são mostrados na Figura 5.27 e 5.28. Os traçados vermelhos mostram as regiões e superfícies das células do córtex e da madeira que foram sujeitas aos esforços de compressão que levaram à compactação das referidas células.

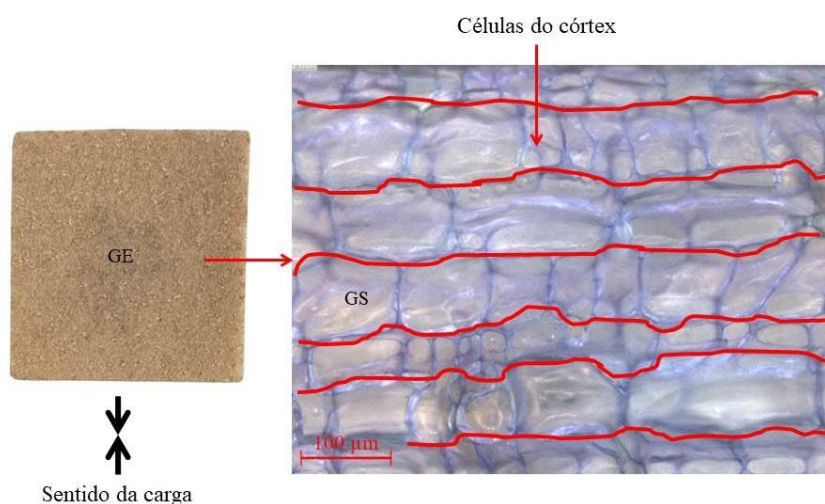


Figura 5.27 – Aspecto da fratura em compressão GS do PMP.

Além disso, tem-se que ainda que tanto o PMP quanto a BW possuam superfícies interligadas na direção de aplicação da carga com dimensões semelhantes, o número de células do córtex por μm^2 sendo maior para a madeira balsa, indica que a distância entre as células de BW seja menor em comparação ao PMP, o que implica que a BW ser um material mais compacto e, portanto, mais resistente aos esforços de compressão na direção GS.

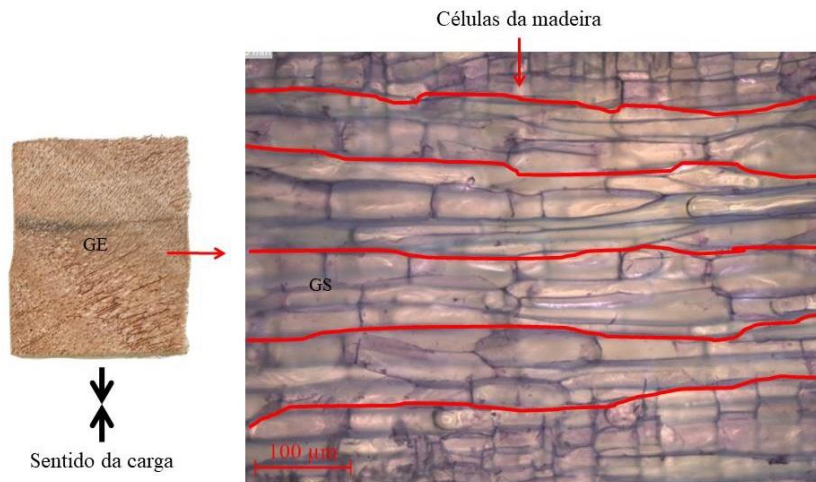


Figura 5.28 – Aspecto da fratura em compressão GS da BW.

b) Compressão GE, ASTM D365

Na Figura 5.29 é possível ver as curvas do comportamento em compressão *flatwise* do PMP e BW, com a carga aplicada sobre na orientação GE, carga esta que possui orientação 0° em relação aos feixes vasculares. As curvas de resistência específica destes materiais são mostradas na Figura 5.30. Na Tabela 5.8 é realizada a comparação dos valores médios da propriedade em compressão GS.

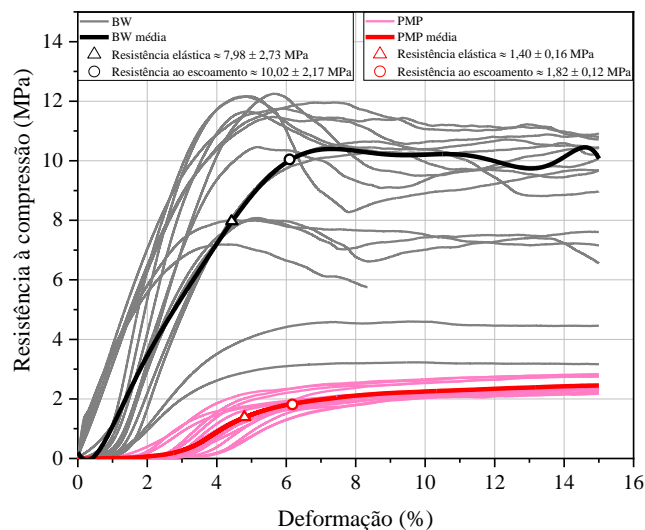


Figura 5.29 - Comportamento em compressão GE do PMP e BW.

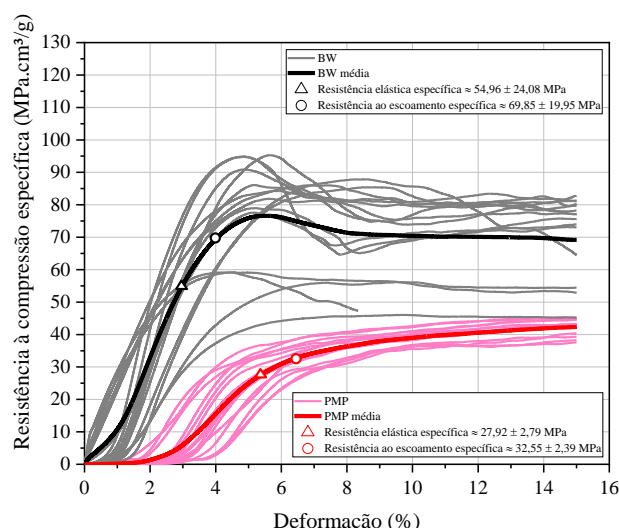


Figura 5.30 - Resistência específica em compressão GE do PMP e BW.

Tabela 5.8 – Comparação das propriedades médias em compressão GE do PMP e BW.

Tipo de propriedade em compressão GE	PMP	BW	Δ_p (%)
Resistência ao escoamento (MPa)	1,82±0,12	10,02±2,17	81,84
Deformação no escoamento (%)	6,19±0,12	6,10±1,45	-1,47
Resistência elástica (MPa)	1,40±0,16	7,98±2,73	82,46
Deformação elástica (%)	4,80±0,16	4,42±1,82	-8,60
Módulo de elasticidade (MPa)	31,64±13,31	260,91±84,72	87,87
Resistência ao escoamento específica (MPa.cm ³ /g)	32,55±2,39	69,85±19,95	53,40
Resistência elástica específica (MPa.cm ³ /g)	27,92±2,79	54,96±24,08	49,20
Módulo de elasticidade específico (MPa.cm ³ /g)	546,00±221,65	2146,11±550,03	74,55

As curvas médias de compressão GE do PMP e BW possuem inclinações notadamente diferentes. Ainda que esses materiais apresentem um comportamento elasto-plástico em compressão GE, a diferença na resistência elástica e módulo de elasticidade do PMP em relação aos de BW são de 82,46% e 87,87%, respectivamente. A diferença na resistência ao escoamento da BW está nessa mesma faixa, 81,84% maior que a do PMP. O PMP apenas supera a BW no quesito deformação no escoamento e deformação elástica, as quais são 1,47% e 8,60%, respectivamente.

No que se refere às propriedades específicas, mesmo que com a diferença de cerca de 50% entre as massas específicas destes materiais, o comportamento em compressão GE da BW é tão distinto, que a resistência ao escoamento, elástico e módulo específicos da BW são 53,40%, 49,20% e 74,55% maiores que os do PMP.

As Figuras 5.31 e 5.31 mostram as fraturas de PMP e BW, nas quais as linhas vermelhas indicam as superfícies das células que foram sujeitas à compactação. Nestas

figuras se observa que da mesma forma que observado para a resistência à tração GE, tendo a BW mais células interligadas por superfície em comparação ao PMP, isto implica em uma maior resistência à compressão GE da BW. Ainda que a aplicação da carga ocorra na mesma direção dos feixes vasculares de PMP, a contribuição deste em compressão GE parece não ser tão efetiva quanto à contribuição para a resistência à tração GE.

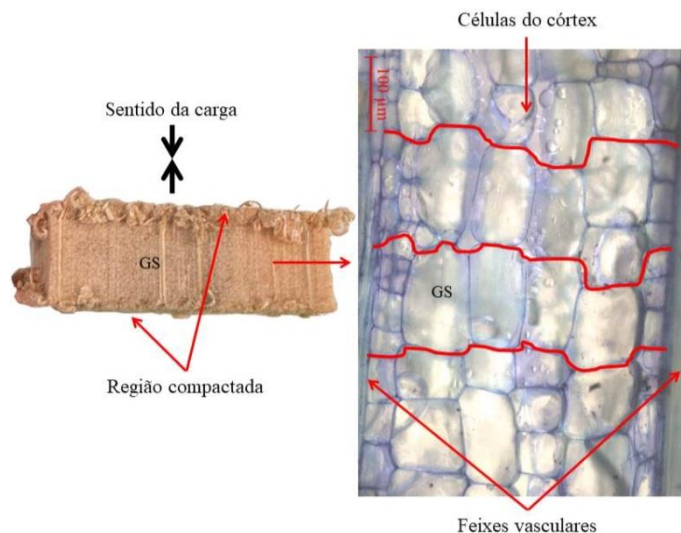


Figura 5.31 – Aspecto da fratura em compressão GE do PMP.

Além disso, que comparando as fraturas em compressão do PMP e da BW, tem-se que o primeiro possui região compactada no topo e na base do corpo de prova, enquanto que a segunda tem uma tendência a apresentar esta região nas proximidades do centro do corpo de prova. Isto pode estar relacionado ao fato de que o PMP apresenta feixes vasculares que tendem a resistir muito mais a compressão do que os feixes vasculares da BW.

Quando comparando a geometria das células do córtex do PMP e células da BW, vê-se que o formato das células no ensaio de compressão GS são mais suscetíveis à compressão do que o formato dessas em compressão GE. Isto está relacionado ao fato de que, comparando as orientações GS e GE, na compressão GS o esforço de compressão aplicado no maior lado das células leva a uma resistência menor, uma vez que a resistência célula está neste caso sujeita ao menor lado da célula já que este coincide com o sentido de aplicação da carga. Logo, quanto menor a superfície capaz de resistir o esforço, menor a resistência à compressão. O contrário ocorre na compressão GE.

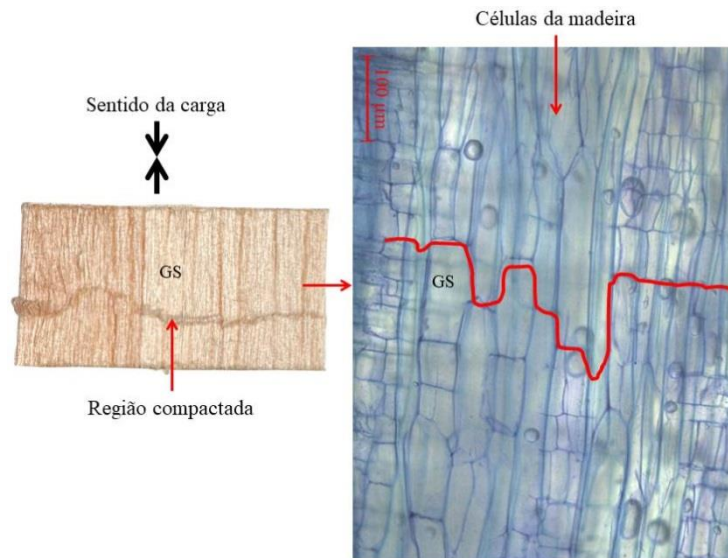


Figura 5.32 – Aspecto da fratura em compressão GE da BW.

5.5.1.3. Ensaio de flexão

Na Figura 5.33 é possível ver as curvas do comportamento em flexão de PMP e BW. As curvas de resistência à flexão específica destes materiais são mostradas na Figura 5.34. A Tabela 5.9 apresenta a comparação dos valores médios desta propriedade.

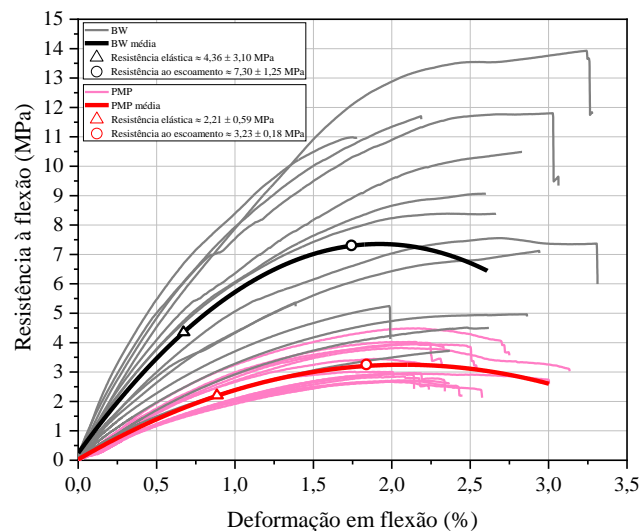


Figura 5.33 – Resistência à flexão de PMP e BW.

As curvas médias da propriedade em flexão do PMP e BW possuem que diferem principalmente em termos de resistência ao escoamento, resistência elástica e módulo de

elasticidade, os quais da BW são 55,73%, 49,31 e 54,35% superiores em relação aos do PMP, respectivamente.

Ambos os materiais possuem comportamento elasto-plástico, tal como foi também observado nos ensaios de compressão e tração. Sendo de apenas 5,17% a diferença na deformação ao escoamento, pode-se dizer que esses materiais possuem essa propriedade semelhante. Diferentemente da deformação elástica, cuja do PMP é 34,35% maior que a da madeira balsa.

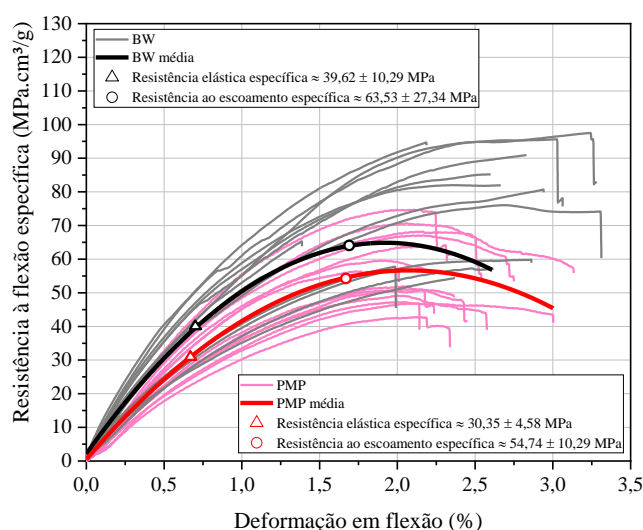


Figura 5.34 – Resistência à flexão específica de PMP e BW.

Tabela 5.9 – Comparação das propriedades médias em flexão do PMP e BW.

Tipo de propriedade de flexão	PMP	BW	Δ_p (%)
Resistência ao escoamento (MPa)	3,23±0,18	7,30±1,25	55,73
Deformação no escoamento (%)	1,83±0,11	1,74±0,50	-5,17
Resistência elástica (MPa)	2,21±0,59	4,36±3,10	49,31
Deformação elástica (%)	0,89±0,05	0,66±0,31	-34,85
Módulo de elasticidade (MPa)	255,66±47,04	560,00±204,59	54,35
Resistência ao escoamento específica (MPa.cm³/g)	54,74±10,29	63,53±27,34	13,83
Resistência elástica específica (MPa.cm³/g)	30,35±4,58	39,62±10,29	23,40
Módulo de elasticidade específico (MPa.cm³/g)	4401,97±789,86	5175,38±978,92	14,94

A diferença se mantém nas propriedades específicas, ainda que a massa específica da BW seja de 50% maior que a do PMP. Deste modo, o comportamento em flexão da BW é distinto que o comportamento do PMP, na medida em que a resistência ao escoamento, elástico e módulo específicos da BW são 13,83%, 23,40% e 14,94% maiores que os do PMP.

Os aspectos das fraturas de PMP e BW são mostrados nas Figuras 5.35 e 5.36. Tendo em vista que o comportamento em flexão é uma combinação de compressão e tração do material, sendo a compressão ocorrendo no ponto de aplicação da carga e a tração na face do corpo de prova em que acontece a fratura, tem-se uma combinação de compactação das células o córtex conforme o ensaio de compressão GS e um tracionamento destas, de acordo com o ensaio de tração GE, na qual os feixes vasculares do PMP contribuem mais efetivamente para a resistência do material do que as células do córtex, ainda que estas sejam em maior número quando comparados àqueles.



Figura 5.35 – Aspecto da fratura em flexão do PMP.

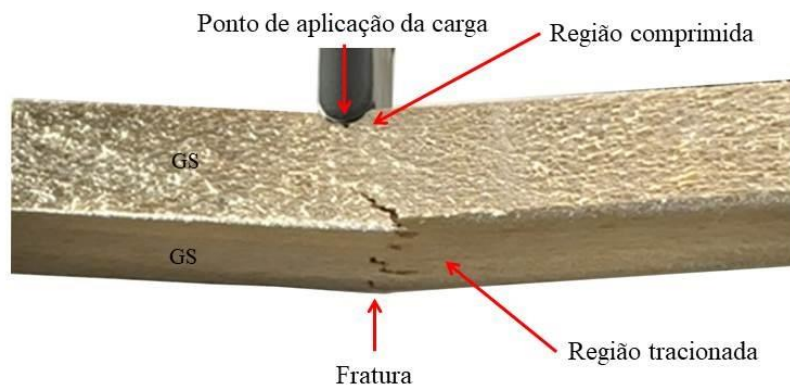


Figura 5.36 – Aspecto da fratura em flexão da BW.

Além disso, é importante observar que a região compactada nos corpos de prova estão relacionadas à resposta destes ao formato do ponto de aplicação da carga. Esta compressão acontece anterior à região tracionada, sendo esta diretamente associada à ocorrência da fratura do corpo de prova. Uma forma de reduzir a região compacta é aumentar o raio do ponto de aplicação da carga, de modo que neste ponto não ocorra acúmulo de tensões nessa região.

Seja como for, tanto em compressão GS quanto em tração GE, a madeira balsa apresenta maior resistência mecânica, cujos motivos foram mencionados anteriormente em relação aos ensaios de tração e compressão.

5.5.1.4. Ensaio de cisalhamento

A Figura 5.37 apresenta as curvas do comportamento em cisalhamento do PMP e BW. Já as curvas de resistência específica destes materiais são mostradas na Figura 5.38. A Tabela 5.10 mostra a comparação dos valores médios desta propriedade.

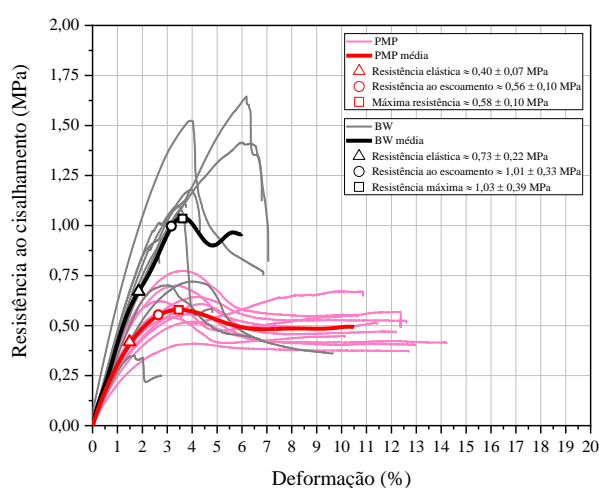


Figura 5.37 - Comportamento em cisalhamento do PMP e BW.

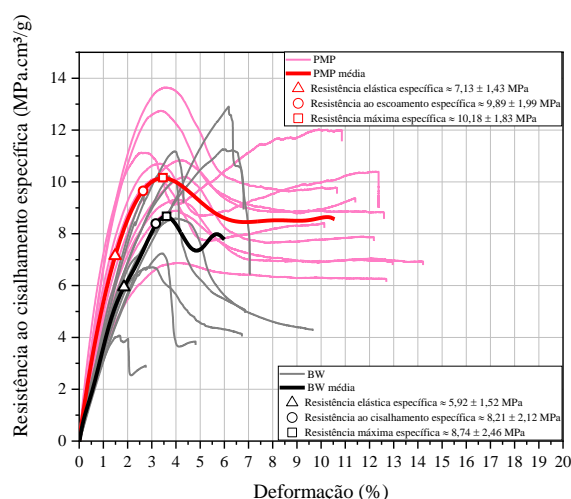


Figura 5.38 - Resistência específica em cisalhamento do PMP e BW.

A BW supera o PMP em resistência elástica e resistência máxima ao cisalhamento em 45,20% e 43,69%, respectivamente, mas a resistência elástica e máxima ao cisalhamento específico do PMP excede o BW em 20,44% e 16,47%,

respectivamente. Tanto PMP quanto BW exibiram diferentes valores de deformação elástica nos testes de cisalhamento, com variações de 17,74%. O módulo de cisalhamento do BW é 19,84% maior. O módulo de cisalhamento específico do PMP, no entanto, supera o BW em 54,49%.

Assim como no comportamento em tração, o comportamento em cisalhamento destes materiais é elasto-plástico. Deste modo, a resistência ao escoamento em cisalhamento e a deformação do BW são 44,5% e 15,76% maiores que as do PMP. Para a resistência ao escoamento em cisalhamento e a deformação específicas, no entanto, o PMP é 54,49% e 12,12% maior.

Tabela 5.10 – Comparação das propriedades médias de cisalhamento do PMP e BW.

Tipo de propriedade de cisalhamento	PMP	BW	Δ_p (%)
Resistência ao escoamento (MPa)	0,56±0,10	1,01±0,33	44,55
Deformação no escoamento (%)	2,78±0,37	3,30±0,90	15,76
Resistência elástica (MPa)	0,40±0,07	0,73±0,22	45,20
Deformação elástica (%)	1,47±0,19	1,86±0,50	17,74
Máxima resistência á tração (MPa)	0,58±0,10	1,03±0,39	43,69
Módulo de elasticidade (MPa)	32,03±6,23	39,96±8,18	19,84
Resistência ao escoamento específica (MPa.cm ³ /g)	9,89±1,99	8,21±2,12	-20,46
Resistência elástica específica (MPa.cm ³ /g)	7,13±1,43	5,92±1,52	-20,44
Resistência máxima específica (MPa.cm ³ /g)	10,18±1,83	8,74±2,46	-16,47
Módulo de elasticidade específico (MPa.cm ³ /g)	541,47±114,88	350,48±42,58	-54,49

Os aspectos das fraturas de PMP e BW são mostrados nas Figuras 5.39 e 5.40, cujos traçados vermelhos indicam a região do corpo de prova sujeita ao cisalhamento. Considerando o arranjo do corpo de prova em relação à aplicação do esforço de cisalhamento, em comparação ao PMP, tem-se que a BW possui um maior número de células com superfícies em contato, o que implica em uma maior resistência ao referido esforço.

Contudo, diferentemente da BW, o PMP possui feixes vasculares com estrutura morfológica diferente da BW, e o arranjo destes em relação à carga de cisalhamento, contribui efetivamente para a resistência deste material ao cisalhamento, pois à medida que as células do PMP (em menor número quando comparadas à BW), rompem-se (cisalham), os feixes vasculares tendem a manter o material coeso, isto é, íntegro internamente.

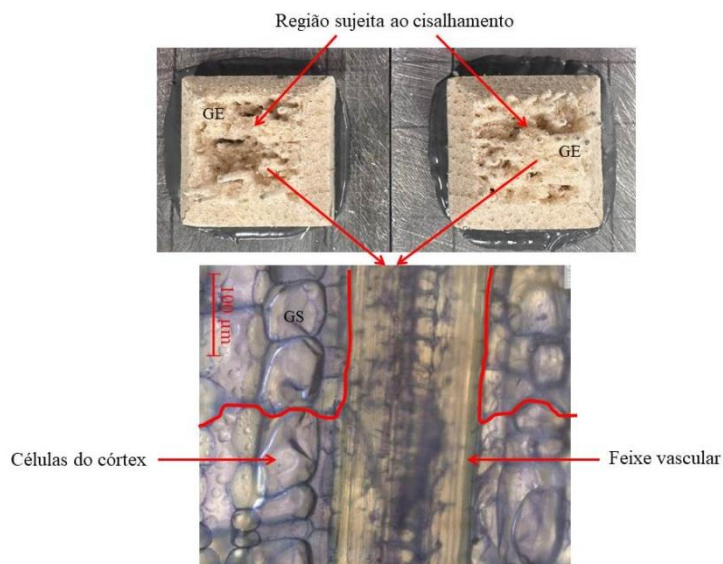


Figura 5.39 – Aspecto da fratura em cisalhamento do PMP.

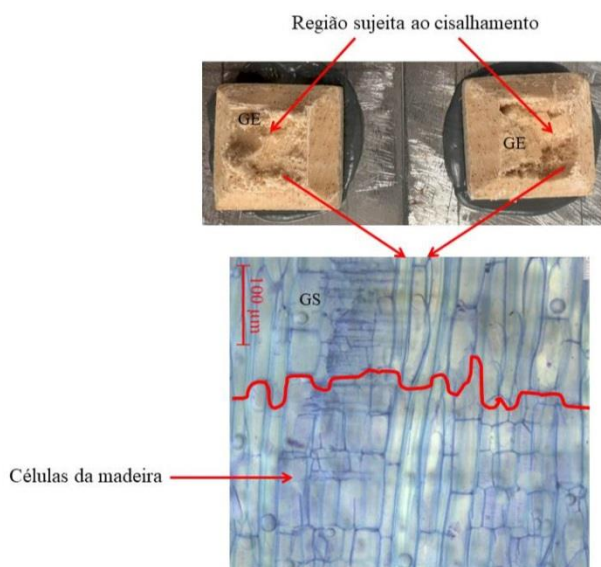


Figura 5.40 – Aspecto da fratura em cisalhamento da BW.

5.5.1.5. Ensaio de fadiga

A Figura 5.41 mostra o comportamento em fadiga do PMP em termos do número de ciclos e normalizado pela resistência à flexão máxima. Mesmo que tenham sido testados apenas 6 corpos de provas, 3 para cada nível de tensão, a uma frequência de 5Hz, observa-se que há uma tendência ao aumento do número de ciclos a medida que o nível de tensão diminui de 100% a 80%, cuja linha de tendência é dada pela equação $y = -0,0322 \ln(x) + 1,00407$, onde y corresponde ao nível de tensão e x ao número de ciclos.

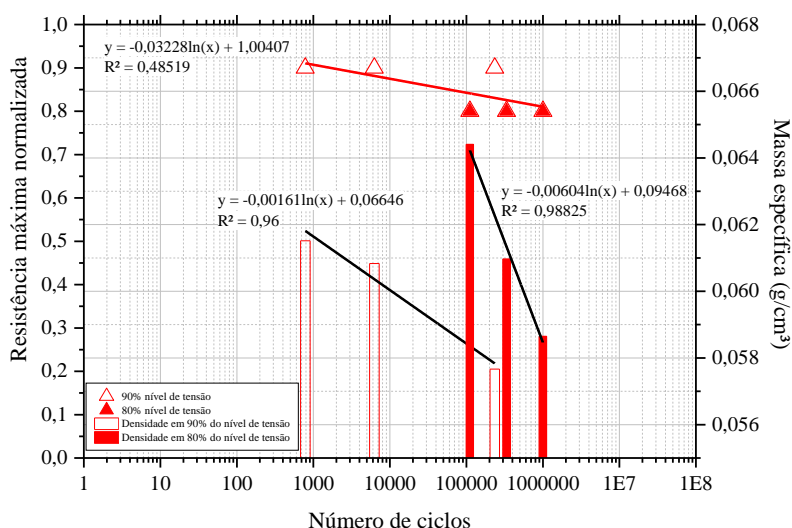


Figura 5.41 – Comportamento em fadiga do PMP.

Este comportamento é esperado, uma vez que a uma mesma frequência, quando submetido a um nível de tensão menor, o material tende a suportar mais ciclos sob sollicitação mecânica. Mesmo assim, são necessários testes com um número maior de corpos de prova e outros níveis de tensão, de modo a avaliar melhor essa tendência, uma vez que o valor $R^2 = 0,4852$ não é ainda o ideal, como são, por exemplo, os valores que indicam a relação entre o número de ciclos e a massa específica do PMP.

Conforme mostrado pelos gráficos em coluna da massa específica dos corpos de prova usados nos níveis de tensão de 90% e 80%, existe uma tendência a que o PMP resista a maiores ciclos de tensão à medida que a sua massa específica diminui. Isto é observado tanto no que se refere ao nível de tensão de 90%, cuja curva de tendência é dada pela expressão $y = -0,00161\ln(x) + 0,06646$, quanto ao que se refere ao nível de tensão de 80%, onde a curva de tendência é $y = -0,00604\ln(x) + 0,09468$.

O aspecto da fratura do PMP em fadiga é mostrado na Figura 5.42. Considerando que o ensaio de fadiga trata-se do ensaio de flexão de 4 pontos dinâmico, isto é, que ocorre conforme uma frequência de repetição ao longo do tempo, a fratura deste material se dá de maneira semelhante àquela já descrita para o ensaio de flexão de três pontos, com a diferença de que neste ocorrem dois pontos de compressão e um de tração do material. Observa-se na Figura 5.42 que a fratura acontece em uma dos pontos de aplicação da carga. Assim como no ensaio de flexão de três pontos, o ponto de aplicação da carga cria endentação no corpo de prova, mas no ensaio de fadiga, esta

endentação e, conseqüentemente, região comprimida, são menores devido ao raio do ponto de aplicação da carga ser maior.

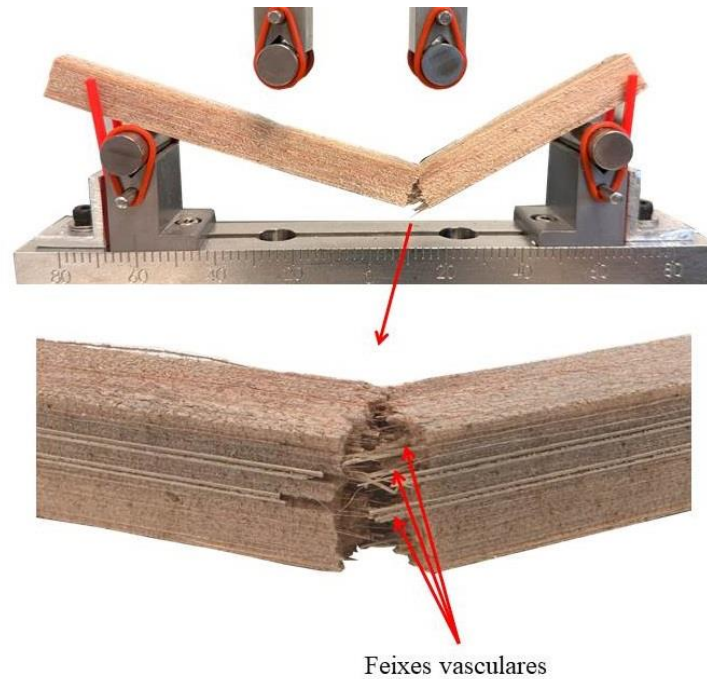


Figura 5.42 – Aspecto da fratura do PMP.

Seja como for, a compressão ocorre nos pontos de aplicação da carga e a tração na face do corpo de prova em que acontece a fratura. Esta combinação compressão e tração leva a compactação das células o córtex segundo o ensaio de compressão GS e um tracionamento destas, conforme o ensaio de tração GE. Quanto menor a massa específica do corpo de prova, menos carga este vai experimentar durante o teste de fadiga e, conseqüentemente, menos este estará sujeito à combinação dos esforços de compressão e tração, levando este a ter uma maior vida útil em fadiga.

5.5.2. Teste mecânico nas fibras do núcleo

5.5.2.1. Ensaio de tração de filamento

A Figura 5.43 apresenta as curvas do comportamento mecânico em tração dos feixes vasculares do PMP. Essas curvas indicam que os feixes vasculares possuem um comportamento puramente elástico-linear, diferentemente do PMP como um todo, o qual conforme evidenciado anteriormente, tem um comportamento elasto-plástico.

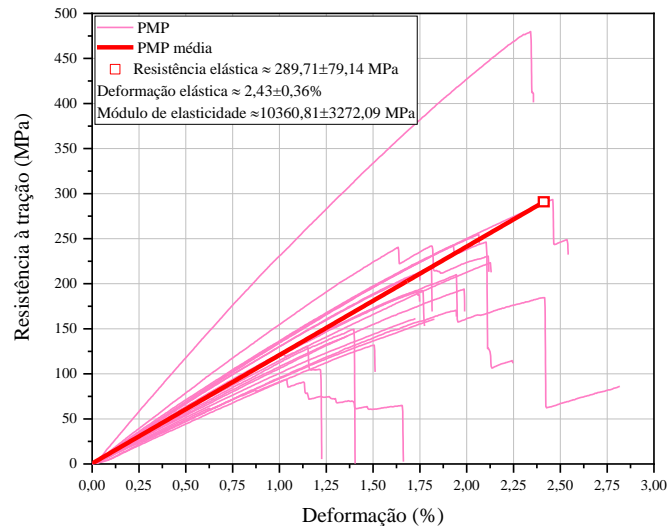


Figura 5.43 – Comportamento em tração dos feixes vasculares do PMP.

A curva média obtida mostra resistência máxima do feixe vascular do PMP é de 289,71 MPa. Em linhas gerais, o comportamento mecânico desses feixes tende a ser semelhante, ou seja, boa parte das curvas estão nas proximidades da curva média, com exceção de um CP que tem a sua curva linear elástica com uma resistência máxima de 480,62 MPa, o que representa um percentual de cerca de 65,9% acima da curva média.

Outra diferença de comportamento entre as curvas, além das resistências máximas em relação à curva média, é a deformação. A deformação média é de $2,43 \pm 0,36\%$. Além disso, a inclinação acentuada das curvas mostra que os feixes vasculares possuem elevada rigidez mecânica, o que é representado pelo valor médio do módulo de elasticidade de 10360,81 MPa.

Essa elevada rigidez pode estar associada à presença de lignina nas células de fibra, uma vez que a lignina é um componente da estrutura vegetal que confere rigidez aos materiais lignocelulósicos (JAKOB *et al.*, 2022; SERRA-PARAREDA *et al.*, 2020). Ainda que as curvas tenham uma tendência linear semelhante à média, alguns corpos de prova tendem a deformar menos. Isso pode estar relacionado não só às diferenças nos diâmetros dos feixes vasculares e irregularidades em suas seções transversais, conforme observado anteriormente, mas também a defeitos na superfície dos feixes, levando ao acúmulo de tensões e falha mecânica prematura.

Outro fator a ser considerado em relação aos feixes vasculares é a forma a sua seção transversal. Conforme mostrado na análise dos aspectos morfológicos, a seção transversal destes possui o formato de uma elipse. Se considerarmos a modelagem do

PMP para a previsão de seu desempenho baseado na micromecânica do material, é de fundamental importância levar em consideração o formato da seção transversal dos seus feixes vasculares. Conforme Thomason (2023), dentre os conceitos e equações desenvolvidos para prever o desempenho micromecânico, a razão de aspecto comprimento/diâmetro é um parâmetro essencial para prever o desempenho de compósitos em termos de módulo, carga e resistência mecânica. Isso também leva ao conceito de comprimento crítico da fibra, o qual desempenha um papel importante em muitas das técnicas experimentais de fibra única usadas para caracterizar a capacidade de transferência de tensão da interface fibra-matriz. Em geral, o comprimento crítico da fibra para fibras de seção transversal plana ou elíptica é sempre menor do que o de uma fibra de seção transversal circular de mesma área, resistência e resistência interfacial.

Assim como os feixes vasculares do PMP, as fibras naturais raramente têm uma seção transversal circular ou uniforme. O formato da seção transversal varia enormemente de fibra para fibra e também significativamente ao longo do comprimento das fibras individuais (HAAG; MÜSSIG, 2016; THOMASON, J. L.; CARRUTHERS, 2012; THOMASON, J.L. *et al.*, 2011). A não circularidade dessas fibras pode ser uma fonte significativa de erro na estimativa da resistência mecânica, e muitos autores mostraram que sua seção transversal pode ser mais bem estimada por uma forma de elipse em vez de circular (THOMASON; RUDEIROS-FERNÁNDEZ, 2021; ZUCCARELLO; MILITELLO; BONGIORNO, 2021).

5.6. NÚCLEOS DE PÁS DE TURBINAS EÓLICAS

Um dos usos finais de materiais de núcleo, como a PMP, EPS, PU e BW, pode ser núcleo de estruturas sanduíche de pás de turbinas eólicas. De acordo com Haiming *et al.* (2023) e Galos *et al.* (2022), BW e alternativas como espumas de PVC (policloreto de vinilo) e PET (tereftalato de polietileno) são usadas para uma série de estruturas compostas de sanduíche, incluindo pás de turbinas eólicas de grande porte (SLOAN, 2010). Um produto comercial comumente usado é o ProBalsa da Diab (GROUP DIAB, 2023), que compreende pequenas seções retangulares de BW, de orientação GE, coladas juntas.

O maior atrativo das estruturas sanduíche é que elas são leves e rígidas. No entanto, a rigidez por si só não é suficiente, uma vez que a estrutura também deve ter

resistência para suportar as cargas de projeto sem falhar e evitar os outros mecanismos de falha. Em termos de cargas de flexão, a rigidez é calculada a partir da rigidez de flexão equivalente e da rigidez de cisalhamento equivalente. Para o caso simples de uma viga sanduíche cujo núcleo de espessura t_c , separando duas camadas de face, cada uma de espessura t_f , a rigidez de flexão é obtida da Equação (5.1) (GIBSON; ASHBY, 1997).

$$\frac{\delta}{F} = \frac{2L^3}{B_1 E_f b t_f t_c^2} + \frac{L}{B_2 b t_c G_c} \quad (5.1)$$

onde δ é a deflexão central, F é a carga, L é a distância entre os vãos e b a largura. As propriedades mecânicas relevantes são o módulo de elasticidade da face, E_f , e o módulo de cisalhamento do núcleo, G_c . B_1 e B_2 são constantes que dependem da geometria da carga: *cantilever*, carga final ou carga uniformemente distribuída, e assim por diante.

Se considerarmos uma pá de turbina eólica com núcleo separado por suas cascas, tal qual uma estrutura sanduíche modelada com uma viga, conforme as considerações de Gibson e Ashby (1997), para uma dada rigidez à flexão, a minimização da massa da pá, $2\rho_f b L t_c + \rho_c b L t_c$, onde ρ_f e ρ_c são as massas específicas das faces e do núcleo, respectivamente, dependerá da otimização da espessura do núcleo, da espessura da face e da massa específica do núcleo, que são funções da rigidez de projeto, das propriedades do material da viga e da sua geometria de carga.

Na medida em que a pá seja oca, essas otimizações devem ocorrer nas estruturas sanduíches que compõe a pá. Nestes casos, os materiais de núcleo, de acordo com Xue *et al.* (2024), são em geral aplicados nas teias de cisalhamento, nas capas da longarina da pá e nos bordos de fugas, envoltos por laminados de compósitos poliméricos reforçados por fibras de vidro e de carbono.

Conforme Veers *et al.* (2003), as pás de turbinas eólicas usam predominantemente compósitos reforçados por fibras de vidro (GFRP), devido à sua baixa massa específica e efetivas propriedades mecânicas. Porém, para Hu *et al.* (2012), à medida que o comprimento das pás aumenta, há um aumento cúbico na massa e nas cargas correspondentes, que desafia a criação de estratégias de projeto leves e impulsionam a pesquisa sobre a aplicabilidade de materiais mais leves e resistentes.

No estudo de otimização de Xue *et al.* (2024) visando a massa mínima de turbinas eólicas de eixo vertical usando materiais compósitos uma série de considerações é realizada acerca dos modelos de otimização presentes na literatura e usados para este fim. Conforme citado pelos autores, um modelo de otimização estrutural para pás de turbinas de turbinas eólicas fabricada com compósitos gira em torno de dois elementos principais: um modelo estrutural e um algoritmo de otimização. O modelo estrutural avalia a resposta estrutural sob casos de carga especificados, incluindo massa estrutural, deformação e distribuições de tensão. O algoritmo de otimização, por outro lado, identifica variáveis de projeto e busca soluções ótimas usando técnicas computacionais.

As pás de turbinas eólicas são normalmente modeladas por meio de modelos de vigas 1D ou modelos de Análise de Elementos Finitos (FEA). O modelo de vigas 1D, favorecido por sua eficiência e precisão razoável, é empregado em conjunto com a Teoria de Laminação Clássica para avaliar aplicações de materiais compósitos. Este modelo, conforme realizado por Wang *et al.*, (2014), pode ser usado com uma estrutura aeroelástica não linear que incorpora não linearidades geométricas e é capaz de contabilizar as deformações substanciais da pá, empregando cálculos de atributos transversais, como massa por unidade de comprimento e rigidez, calculados usando ferramentas como CBCSA (WANG; LIU; GUO; *et al.*, 2014) que combinam a Teoria de Laminação Clássica (REDDY, 2003) e a Teoria de Fluxo de Cisalhamento de Bredt-Batho Estendida (SHAMA, 2011). No entanto, segundo averiguado por Xue *et al.* (2024), este modelo não aborda a anisotropia de materiais compósitos ou a distribuição detalhada de tensões entre as camadas, essencial para um projeto completo da pá. Conseqüentemente, para a construção de pás de turbinas eólicas, modelos FEA usando elementos de casca composta 2D são adotados para acomodar essas considerações detalhadas.

Essas considerações devem, inclusive, considerar os mecanismos de falhas das estruturas das pás. Existem muitos mecanismos de falha possíveis para o núcleo em uma estrutura sanduíche (GIBSON; ASHBY, 1997). Eles incluem descolamento, escoamento da face e enrugamento na junção núcleo/laminado, bem como falha direta do núcleo. A rigidez do núcleo parece não ser crítica para pás de turbinas eólicas (BERGGREEN *et al.*, 2007), mas sua capacidade de suportar e transferir o estresse de cisalhamento de uma casca para a outra pode ser crítica (THOMSEN, 2009).

Seguindo este viés, é apresentado aqui um estudo preliminar de viabilidade do PMP como um material de núcleo para pás de turbinas eólicas, em termos de suas propriedades físicas, comportamento térmico e propriedades de mecânicas. Até onde se sabe, grande parte destas propriedades, principalmente as mecânicas, ainda não tinham sido medidas anteriormente.

Em termos de propriedades físicas, a massa específica do PMP em valor médio igual a $0,0573 \text{ g/cm}^3$ massa específica, enquanto que a da BW é $0,113 \text{ g/cm}^3$. Sendo a massa específica um fator chave para a redução do momento rotacional de inércia das pás de turbinas eólicas, o uso do PMP apresenta uma massa específica cerca de 50% menor que a da BW, o que faz com que o PMP material pouco contribua para a inércia das pás.

As propriedades físicas tais como teor de umidade e absorção de água são importantes para mensurar a afinidade dos materiais com a água e a capacidade destes de absorver líquidos. O PMP e a BW possuem aspectos morfológicos semelhantes por tratam-se de materiais naturais e possuem grande afinidade com a água, uma vez que o teor de umidade deste gira em torno de 15%. Logo, usá-lo como reforço em materiais compósitos de matriz polimérica requer a devida secagem destes, para que a interação fibra/matriz ocorra de maneira efetiva, uma vez que as matrizes tendem a ser hidrofóbicas, isto é, não tem afinidades com a água. Por outro lado, na medida em que estes materiais tendem a absorver água, o que, em linhas gerais, indicam que por capilaridade são capazes de permitir com o que líquidos adentrem sua estrutura, na medida em que estiverem secos, podem efetivamente absorver resina de modo a esta se ancore efetivamente em sua estrutura e permita uma ligação coesa fibra/matriz.

Devido ao caráter polar das fibras, os compósitos reforçados por fibras têm baixa resistência à umidade, mesmo que ofereçam maior resistência. A região da interface fibra-matriz se deteriora como resultado, o que dificulta seriamente a transferência de tensão da matriz para a fibra. Este é um problema crucial que impacta as propriedades mecânicas, térmicas e físicas destes materiais (SHIFA *et al.*, 2024).

Temperatura, vazios, umidade, viscosidade da matriz e porcentagem de volume da fibra afetam a capacidade dos compósitos de fibras naturais de difundir umidade. Quando imersos por períodos prolongados em água e quando seu conteúdo de fibra

aumenta, os compósitos geralmente perdem suas características mecânicas (RANGARAJ; SMITH, 2000; SARI *et al.*, 2020)

A infiltração de água causa plastificação e expansão volumétrica, o que diminui a resistência dos materiais. Além disso, a umidade e absorção de água diminuem as tensões de tração e flexão, a flexibilidade, particularmente o módulo de flexão, e a temperatura de transição vítrea (AKIL *et al.*, 2014). Em caso de acontecer a deterioração da resina, isto impacta negativamente as características mecânicas do material em termos de deformação, o módulo de elasticidade e a resistência à compressão (MARIMUTHU *et al.*, 2019).

A secagem dos materiais naturais é essencial para o seu uso em compósitos. O processo de secagem ocorre, em geral, a uma temperatura acima de 100°C, para que toda a água seja evaporada de sua estrutura. Contudo, a depender das condições de temperatura, pressão, além da quantidade de água que o material possui e as ligações estabelecidas entre a estrutura deste e a água, esta temperatura pode ser reduzida a valores abaixo de 100°C. Reduzir a temperatura de secagem do material e o tempo de secagem representa economia de energia. Além disso, o comportamento térmico do PMP mostra que este material possui estabilidade térmica até cerca de 200 °C e não compromete o seu uso em boa parte dos processos e métodos de fabricação de turbinas eólicas.

Em se tratando das propriedades mecânicas em tração, sejam a GE e GS, estas não são críticas no que se refere às aplicações em pás de turbinas eólicas. Contudo, são essenciais para entender que a estrutura morfológica de materiais como o PMP e BW contribui efetivamente para a melhoria da resistência mecânica, especialmente no caso do PMP, que possui feixes vasculares. Logo, se possui cargas sendo aplicada paralela à direção desses feixes, a resistência mecânica tende a ser maior, uma vez que estes feixes são estruturas rígidas, ricas em lignina.

Da mesma forma que o arranjo da estrutura morfológica é importante em tração, também o é em compressão. Esta propriedade é essencial para que se saibam os limites de compressão do material, para que em processos de fabricação que usem a compressão como forma de conferir adesão mecânica entre o núcleo e as cascas da pá, a carga de compressão esteja dentro da região elástica e suficiente para conferir tal adesão e não ocasione deformações permanentes no núcleo, isto é, danos irreversíveis na

estrutura morfológica dos materiais. Caso isto aconteça, os danos adquiridos pelo núcleo no processo de fabricação podem propagar-se ao longo de toda a sua estrutura durante a aplicação das pás em condições normais de uso.

A determinação das propriedades de cisalhamento e flexão é considerada uma das propriedades mais importantes no que se refere às aplicações eólicas, pois são os tipos principais de esforços a que as pás estão sujeitas. O núcleo de BW separa algumas das camadas compostas na casca da pá, então a resistência ao cisalhamento do material do núcleo é importante. Além disso, a resistência ao cisalhamento do núcleo é crítica para estruturas de sanduíche sujeitas a cargas de flexão (GALOS *et al.*, 2022). A falha de flexão geralmente ocorre primeiro no lado comprimido da estrutura, mas a fratura também pode ocorrer devido a tensões de tração (BORREGA; GIBSON, 2015). Os resultados de flexão indicam que mesmo que o PMP seja um material cerca de 50% menos denso que a BW, a aspecto morfológico da madeira balsa contribui significativamente para que não só a resistência mecânica a flexão, mas também a resistência mecânica à flexão específica sejam superiores às do PMP. Contudo, quanto ao cisalhamento, a resistência elástica específica e o módulo de elasticidade específico do PMP estão na faixa de 20 % e 54,5 % maiores em comparação aos da BW. Isto indica que em aplicações em que a BW é usada, o PMP necessita ser melhor reforçado para resistir aos esforços de flexão e da forma como é, é capaz de resistir aos esforços de cisalhamento.

Os resultados de fadiga mostram que o PMP possui uma vida útil em fadiga de cerca de 10^6 ciclos. A vida útil em fadiga é essencial para determinar quanto tempo o material é capaz de resistir aos esforços a que é submetido ao longo do tempo. É claro que em uma pá de turbina eólica, considerando que é fabricada com uma combinação de materiais, a vida útil de um único material não é capaz de determinar a vida útil da pá. Contudo, saber a vida útil de cada um dos materiais de que a pá é fabricada é importante para modelar a vida útil deste componente de turbina como um todo.

Os resultados de fadiga do PMP apresentados neste trabalho são ainda inconclusivos, uma vez que um número reduzido de corpos de prova foi usado e, além disso, apenas um nível de estresse foi testado. Seja como for, se considerarmos, por exemplo, o PMP como sendo o material a que a vida útil da pá está sujeita, a vida útil de 10^6 ciclos, tendo as pás rotacionando a 5Hz, ou seja, 300 rpm, ininterruptamente, a falha

da pá está prevista para ocorrer em cerca de 55,5 h. Este é um número pequeno para uma aplicação como esta, pois em geral a vida útil de uma turbina eólica de pequeno porte, em termos de número de ciclos, de acordo com os resultados de Evans *et al.* (2021), está na ordem dos 10^9 . Porém, considerando que o PMP em uma pá está combinado a materiais muito mais resistentes, este valor tende a ser muito maior. Saber o quanto maior este valor tende a ser, trás a necessidade de testar este material em estruturas sanduíches, em combinação com resinas poliméricas, fibras de vidro, de carbono e também fibras naturais.

Além das propriedades acima mencionadas, avaliar o potencial do PMP requer saber quanto BW é usado nas pás de turbinas eólicas. Muitos dos fabricantes destes componentes de turbinas não divulgam informações detalhadas sobre a estrutura das pás que estão vendendo atualmente, então foi revisada a literatura de pás de “referência” para encontrar a quantidade típica de BW em uma pá de grande porte, por exemplo.

A coluna 3 na Tabela 5.11 mostra a massa dos componentes da pá para a pá SANDIA de 100 m, SNL100-02 (GRIFFITH, 2013), SNL4900-03 (GRIFFITH; RICHARDS, 2014) e a INWIND RWT (SCOTT *et al.*, 2020), às vezes chamada de pá de referência IEA 20 MW. Essa tabela também mostra a massa dos componentes para duas pás mais antigas que não são mais fabricadas: as pás LM 37,3 m, (DECOMBLADES, 2023b) e Siemens Gamesa B45, de 45 m (DECOMBLADES, 2023a). O núcleo representa tipicamente 2,5 – 9% da massa total da pá.

Tabela 5.11 - BW e PMP em diferentes tipos de pás de turbinas eólicas.

Tipo de pá	Massa da pá (kg)	Massa de BW (kg)	Massa substituída por PMP (kg)	Massa economizada (kg)	Nova massa da pá (kg)	Δ da massa pá (%)
SNL100-02	59047	2625	1326	1299	57748	2,20
SNL100-03	49519	1229	621	608	48911	1,23
INWIND RWT	112784	8633	4362	4271	108513	3,79
LM 37,3 P2	5590	279,5	141,23	138,27	5451,73	2,47
B45	8900	267	134,91	129,91	8770,91	1,45

Nesta tabela, têm-se a massa das pás, a massa de BW usada, a massa substituída pelo PMP na pá, além da massa economizada, a nova massa da pá e a diferença entre a massa pá e a nova massa da pá após a substituição pelo PMP.

Até o momento, não se tem conhecimento de qualquer uso de PMP em pás de turbina eólicas de grande porte. Nas pás de pequeno porte, a baixa massa específica tem atrativos adicionais: o tempo para iniciar as pás (iniciar a rotação do rotor) a partir do repouso e as cargas giroscópicas na raiz da pá e no eixo principal, ambos dependem da inércia deste componente. Isso torna o PMP um material de núcleo muito atraente (GOMES; VAZ; WOOD, 2024).

Se as propriedades do PMP o tornam adequado para pás de turbinas eólicas, então é possível estimar a massa economizada pelo seu uso de várias maneiras. Na fabricação de materiais de núcleo como ProBalsa ou o PMP equivalente, a absorção de resina é (ou seria) importante, assim como a absorção de resina ao montar as metades das pás, correspondentes aos materiais compósitos das cascas (CAO *et al.*, 2022). Não foram investigadas essas absorções para o PMP, então a comparação só poderia ser feita em propriedades mecânicas e de materiais.

Para a comparação mostrada na Tabela 5.11, escolheu-se usar a massa específica do BW não processada, cuja massa específica é $0,113 \text{ g/cm}^3$, e PMP, $0,0573 \text{ g/cm}^3$. Para comparação, os dados fornecidos pelo fabricante de ProBalsa indicam sua massa específica como $0,152 \text{ g/cm}^3$ (GROUP DIAB, 2023), que é consideravelmente maior do que ambos os valores medidos aqui. Seja como for, os resultados na Tabela 5.11 indicam uma economia de massa da pá na faixa de 1– 4%. Com base em uma pesquisa limitada de custos de materiais, Gomes; Vaz; Wood (2024) sugerem que o PMP é consideravelmente mais barato que o BW e, como argumentado acima, pode ser mais sustentável.

As economias de massa mostradas na Tabela 5.11 podem implicar outras economias, como em emissões de carbono. Os estágios do ciclo de vida de materiais naturais como BW (NGUYEN, 2024) e PMP são crescimento, fabricação, transporte, uso e fim de vida. O transporte é relativamente intensivo em carbono e seu custo ambiental provavelmente se correlaciona com a massa. Então, em vez de BW, usar PMP representaria menos massa a ser transportada e menos emissões de carbono.

Face à produção mundial de materiais como a madeira balsa, o Equador representa cerca de 75% do mercado global deste material e conta com várias empresas para o cultivo em áreas que chegam a 10.000 hectares. Segundo a “Asociación Ecuatoriana de Industriales de la Madera (AIMA)”, o Equador exportou US\$ FOB 570

milhões em 2020, 50% a mais que em 2019 e 86,5% a mais que em 2012 (ZUNINO; NORMAN; FENTON, 2022). A demanda global por madeira balsa disparou nos últimos anos, impulsionada pela crescente demanda por energia eólica renovável, à medida que o mundo tenta fazer a transição para longe dos combustíveis fósseis. A demanda estimada atual por madeira balsa serrada é entre 400.000 e 465.000 m³ por ano (ZUNINO; NORMAN; FENTON, 2022).

A madeira balsa é vendida como material sustentável e com características interessantes para aplicação em energia renovável. Contudo, de acordo com reportagem do Jornal El País sobre o impacto da extração de madeira balsa na Amazônia equatoriana (DALMASES, 2021), o aumento da demanda internacional deste material para uso em turbinas eólicas de grande porte levaram os produtores a independentes, o que estimulou o desmatamento da floresta amazônica, em especial em territórios tradicionais (indígenas), onde a madeira balsa é nativa.

Esta contradição em relação à extração e uso da madeira balsa levanta questões acerca da potencialidade do PMP em pás de turbinas eólicas. Este material ainda é internacionalmente desconhecido, a não ser em estudos pontuais acerca da viabilidade do seu uso na construção civil, conforme os estudos de Siqueira *et al.* (2021) e de Balboni *et al.* (2024). Atualmente a principal finalidade da extração do PMP é para o artesanato. Se considerarmos que de um pecíolo de 3,5 m é possível confeccionar em média 10 peças de artesanato, de acordo com Santos; Coelho-ferreira (2011), estima-se que para este fim a produção anual do PMP é de cerca de 6000 braças de 3,5 m, o que é um valor significativamente menor em comparação à produção da madeira balsa, uma vez que dada a massa específica do PMP, essa produção anual equivale a cerca de 133 m³.

Entretanto, isto é apenas uma especulação em relação à produção do PMP, uma vez que não se tem dados concretos acerca da produção anual deste material. Neste sentido, considerar o seu uso em pás de turbinas eólicas requer estudos detalhados acerca dos impactos mais amplos do uso de PMP na sustentabilidade, no que refere aos efeitos que pode ocorrer em seu custo futuro, mercado e capacidade de produção.

5.7. SIMULAÇÃO DO TEMPO DE PARTIDA DA TURBINA

Foi mencionado anterior neste trabalho que o momento de inércia rotacional da pá, J_b , é importante para minimizar o tempo de partida e as cargas giroscópicas. Em outras palavras, J_b baixo é desejável para ambos, então agora são considerados os efeitos da massa específica do núcleo no desempenho de partida. Como a pá usada na simulação de partida foi o protótipo de 0,598 m, a massa específica usada na simulação é a que foi medida do núcleo do miriti na oportunidade de fabricação da pá, igual a $0,0658 \pm 0,0016 \text{ g/cm}^3$.

Foi comparado o desempenho inicial da pá conceitual #2 de PMP com outras pás conceituais, fabricadas usando os materiais listados na Tabela 5.12. Nesta tabela, ρ , m , m_b , J , J_b , Δm_b e ΔJ_b são, respectivamente, a massa específica do material, massa do material, massa da pá, inércia do material, inércia da pá, contribuição do material para a massa da pá e contribuição do material para a inércia da pá.

Tabela 5.12 - Massa e inércia de pás fabricadas com diferentes materiais.

Grupo de materiais	Material	ρ (g/cm ³)	m (g)	m_b (g)	J (kg.m ²)	J_b (kg.m ²)	Δm_b (%)	ΔJ_b (%)
Materiais para o núcleo	PMP	0,0658	106,62	342,71	0,0067	0,0206	31,11	32,52
	EPS	0,0767 ^a	124,36	360,45	0,0079	0,0218	34,50	36,24
	PU	0,1550 ^b	251,16	487,25	0,0159	0,0298	51,54	53,35
	BW	0,2200 ^c	356,48	592,57	0,0226	0,0375	60,15	60,27
Madeiras	AD	0,4900 ^d	793,98	1030,07	0,0503	0,0642	77,08	78,35
	RP	0,4940 ^e	800,46	1036,55	0,0507	0,0646	77,22	78,48
	DF	0,5440 ^f	881,48	1117,57	0,0552	0,0697	78,87	74,89
	LKR	0,6240±0,0070 ^g	1011,11	1247,20	0,0641	0,0779	81,07	82,28

Notas:
^a Média dos valores 0,0430, 0,0640, 0,0800 e 0,1200 g/cm³ (LING; CARDIFF; GILCHRIST, 2018);
^b Média dos valores 0,0500 e 0,2600 g/cm³ (LIU, Kai *et al.*, 2019);
^c Média dos valores 0,0600 e 0,3800 g/cm³ (BORREGA; GIBSON, 2015);
^d Valor obtido do trabalho de Pourrajabian *et al.* (2019);
^e Massa específica de RP após seco em estufa. Sua massa específica de secagem ao ar livre é de 0,4410 g/cm³.
^f Valor obtido do trabalho de Osborne; Høibø; Maguire (2016);
^g Valor obtido do trabalho de Sinha *et al.* (2010)

Os quatro primeiros materiais na Tabela 5.12 – PMP, EPS, PU e BW – são materiais de núcleo atuais ou possíveis. As massas específicas destes podem ser comparados às massas específicas dos materiais como Diab Divinycell PVC H60, H80 e o ProBalsa processada. As próximas quatro linhas na Tabela 5.12 são madeiras. Supõe-

se que as pás de madeira são sólidas, mas cobertas pelo laminado (cascas). Pás de pequeno porte fabricadas totalmente em de madeira, por exemplo, no trabalho de Clausen; Reynal; Wood (2013), implica na redução de m_b e J_b . Já pás ocas também são possíveis, por exemplo, as do trabalho de Pourrajabian *et al.* (2019), e reduzem a inércia; estas, porém, não foram consideradas neste no presente trabalho.

A Tabela 5.12 mostra que o PMP tem a menor massa específica de todos os materiais e com isso a pá de PMP tem o menor J_b , e seu núcleo apresenta a menor contribuição para a massa total e inércia da pá. Como uma implicação de cada massa específica de material, fica claro que o comportamento inicial (tempo de partida) da turbina é observado em 2 grupos diferentes:

- i) Os materiais de núcleo, PMP, EPS, PU e BW;
- ii) As madeiras AD, RP, DF e LKR.

A comparação desses 2 grupos é mostrada na Figura 5.44, onde os torques aerodinâmicos e resistivos da turbina eólica com pás usando PMP estabilizam mais rápido do que as outras turbinas com pás usando outros materiais de núcleo e madeiras. A turbina com PMP acelera de 0 a 150 rpm (o estado estacionário, $Q_T \approx Q_R$) em cerca de 4,28 s, enquanto o tempo gasto pela turbina com pás de EPS é de 4,78 s (Figura 5.44a), indicando uma redução de cerca de 10% no tempo de partida usando o PMP.

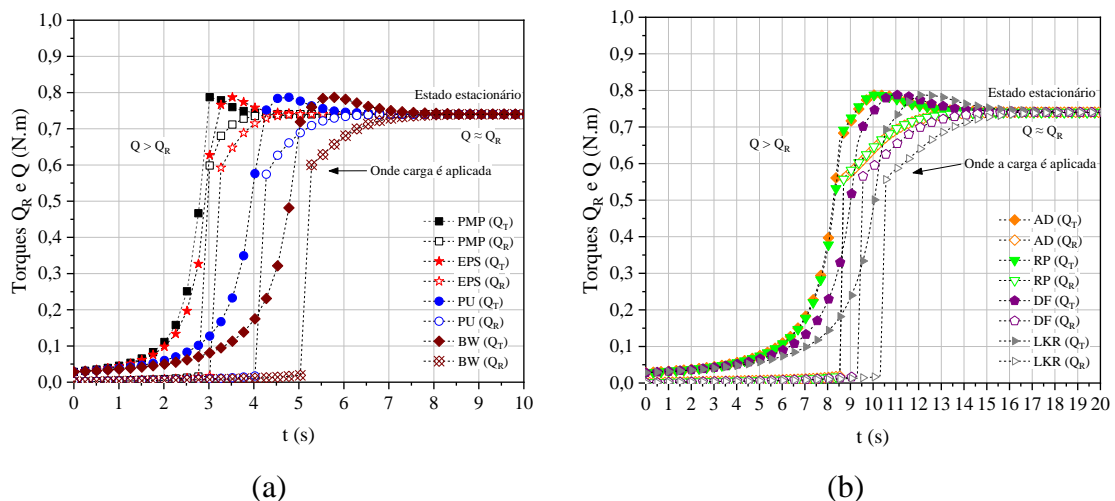


Figura 5.44 - Dependência do torque em relação ao tempo para pás feitas com (a) PMP, EPS, PU e BW; (b) AD, RP, DF e LKR.

Todos os outros materiais têm tempo de partida maior quando comparados à pá com PMP (Figuras 5.44b). Em todas as simulações, a carga do gerador é ativada quando a turbina atinge 100 rpm, como na Figura 5.45, e ocorre no ponto indicado como “onde a carga é aplicada”. Neste caso, a turbina com PMP inicia a geração em 2,87 s, enquanto que a com EPS, a geração acontecer em 3,06 s, indicando que o núcleo com PMP é 6% mais rápido.

Comparando a redução no tempo de partida usando PMP com a turbina que possui as pás de BW, a redução é de cerca de 42%. Para os materiais do núcleo, ou seja, PU e BW, a turbina inicia a geração após 4,12 s e 4,95 s, e ambas atingem o estado estacionário em 6,54 s e 8,05 s, respectivamente. Claramente, a turbina com PMP tem o menor tempo para iniciar a geração.

Fazendo a comparação, por exemplo, um rotor com 4 pás de PMP e um rotor com 4 pás de EPS. Levando-se em conta apenas a massa das pás contendo esses materiais, o rotor com as pás de PMP terá 1370,84 g e o com as de EPS, 1441,80 g. A diferença no tempo de partida da turbina com 4 pás de PMP e a com 4 pás de EPS é 0,25 s. Já a diferença entre a massa dos rotores é igual a 70,96 g. Logo, cada pá do rotor representa um aumento de 0,0625 segundos no tempo de partida. Isto significa que cada grama adicionada ao conjunto de pás de rotor, o tempo de partida aumenta em $3,54 \times 10^{-3}$ segundos.

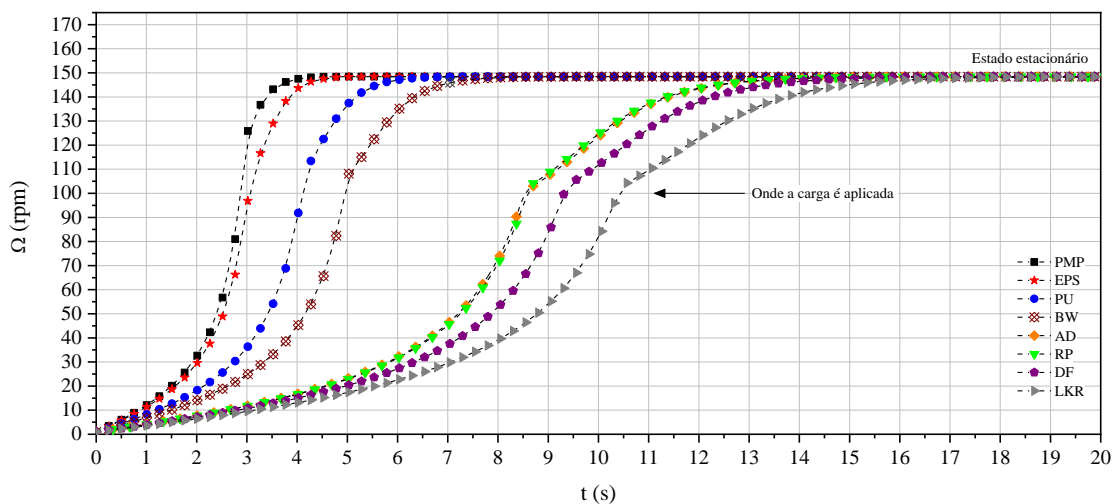


Figura 5.45 - Comportamento de partida da turbina com pás fabricadas usando diferentes materiais de núcleo.

Esses resultados demonstram que, para turbinas eólicas de pequeno porte, o PMP é um material de núcleo potencial, porque as pás com esse material possuem menor inércia, o que, por sua vez, leva a um tempo de partida significativamente mais curto em comparação com as turbinas simuladas com os materiais mostrados na Tabela 5.12. Isso permite que a turbina extraia mais energia cinética do vento e provavelmente pode ser mais eficiente em ambientes altamente turbulentos, os quais em geral são experimentados por muitas das turbinas eólicas de pequeno porte.

A combinação de materiais sustentáveis e de massa específica muito baixa usados como núcleo nas pás tem o potencial de melhorar o projeto da turbina para reduzir significativamente o comportamento de partida e aumentar a faixa operacional de alta eficiência.

5.8. TESTE EM TÚNEL DE VENTO

5.8.1. Segurança do teste em túnel de vento

A partir dos 2 casos testados em tração, foi possível definir a carga necessária para puxar as pás para fora do cubo e, assim, compará-la às cargas centrífugas atuando nas pás. A Figura 5.46 apresenta os resultados do teste de tração em termos de carga vs deformação e tensão vs deformação. O caso i) foi testado cinco vezes, o caso ii) apenas uma vez. Em relação ao caso i), em todas as cinco vezes, a longarina deslizou do acessório simulando o cubo, o que nas curvas é representado pelo comportamento constante da carga mais elevada.

Em relação ao material utilizado nos testes, o nylon mostrou-se a melhor opção para os dois casos analisados. O resultado médio para o caso 1, utilizando ABS, dá uma carga e tensão máximas iguais a aproximadamente 345,47 N e 8,83 MPa, respectivamente. Quando se trata do nylon, esses valores são 420,60 N e 10,87 MPa. Em termos do caso 2, o ABS apresentou carga e tensão máximas em torno de 1668,83 N e 49,98 MPa, enquanto o Nylon 2880,93 N e 63,01 MPa.

Comparando os casos, observa-se que um furo na longarina é melhor do que fixá-la em duas posições diferentes. Além disso, como dito antes, o comportamento constante nas curvas do caso 1 indica o deslizamento da longarina. Para o caso 2, o

deslizamento não ocorreu, mas uma fratura na fixação feita de ABS e uma fratura no furo e parafuso na fixação feita de nylon. As fraturas são mostradas na Figura 5.47.

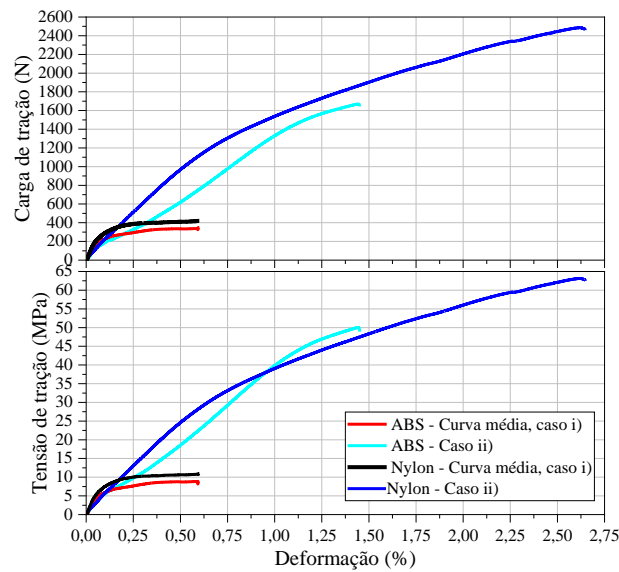


Figura 5.46 – Comportamento em tração dos dois casos de testes na longarina.

Considerando todas essas informações, o melhor material a ser usado no cubo deve ser o nylon e apenas um furo passante na longarina da pá e no cubo de modo a fixá-la neste com um parafuso.

Deste modo, em termos de segurança, busca-se ter certeza de que as pás não vão escorregar do cubo. Sabe-se que todas as pás estão presas ao cubo pelas longarinas, então esta análise deve prosseguir considerando a conexão entre o cubo e a longarina.

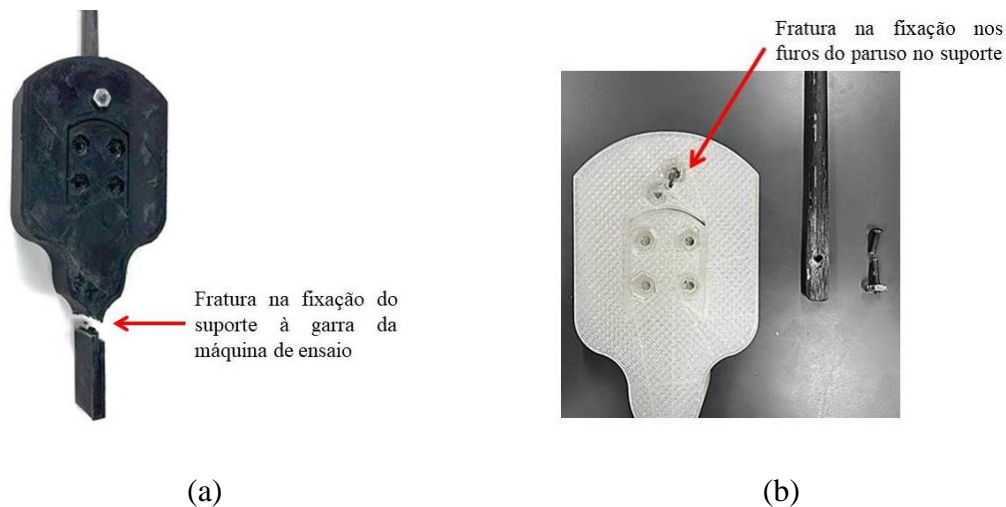


Figura 5.47 – Fraturas na fixação da longarina ao cubo, (a) caso i) e (b) caso ii).

Como o cubo é feito de Nylon, ele está considerando a carga necessária para fraturá-lo. Para a determinação de um fator de segurança para o teste, foram comparadas as cargas que atuam na pá durante o teste e a carga necessária para fraturar a fixação. Neste caso, estamos considerando as cargas centrífugas nas pás e nas raízes destas. Assim, a Tabela 5.13 apresenta todas as variáveis utilizadas no cálculo do fator de segurança, incluindo os fatores de segurança obtidos.

O teste de túnel de vento executado com uma velocidade do vento igual a 10 m/s representa uma velocidade máxima de rotação do rotor igual a 246,15 rad/s. A massa média da pá e o centro de massa da pá são respectivamente 0,065 kg e 0,136 m, o que leva a uma carga centrífuga na pá e na raiz da pá em torno de 1071,23 N e 535,61 N.

Tabela 5.13 - Fatores de segurança de acordo com as variáveis do teste.

Variável	Valor	SF _B	SF _{BR}
m _B (kg)	0,065	1,56	3,12
R _{cg} (m)	0,136		
n _{max} (rad/s)	246,15		
L _F (N)	1668,83		
CL _B (N)	1071,23		
CL _{BR} (N)	535,61		

Tanto na pá quanto em suas raízes, os fatores de segurança são 1,56 e 3,12, ambos maiores que 1, o que é desejável. Metade da carga centrífuga é concentrada na raiz da pá e, para este caso, o fator de segurança é maior. Então, em relação às variáveis utilizadas no teste e estando estas relacionadas ao pior caso de teste, pode-se considerar o teste seguro.

5.8.2. Coeficientes de desempenho da turbina

Na Figura 5.48 são mostrados os coeficientes de empuxo, torque e potência da turbina eólica operando com as pás de PMP em relação à TSR, conforme as combinações de número de pás iguais a 2, 3, 4 e 6 e as velocidades de vento de 4 m/s, 5 m/s e 6 m/s. Além disso, estes coeficientes são mostrados já considerando o fator de correção de bloqueio igual a 94,87%.

Independentemente da velocidade do vento, conforme mostrado pela Figura 5.48, os coeficientes de potência, torque e empuxo, tendem a ser, respectivamente, 0,1899, 0,0633 e 1,2007 para 2 pás, a uma TSR ótima (λ_{opt}) de aproximadamente 3;

0,2462, 0,09499 e 1,7343 para 3 pás, tendo uma λ_{opt} de 2,5926; 0,2865, 0,1114 e 1,7427 para 4 pás, com a λ_{opt} igual a 2,5715; e 0,3083, 0,1224 e 2,2993 para 6 pás, sendo a λ_{opt} igual a 2,519.

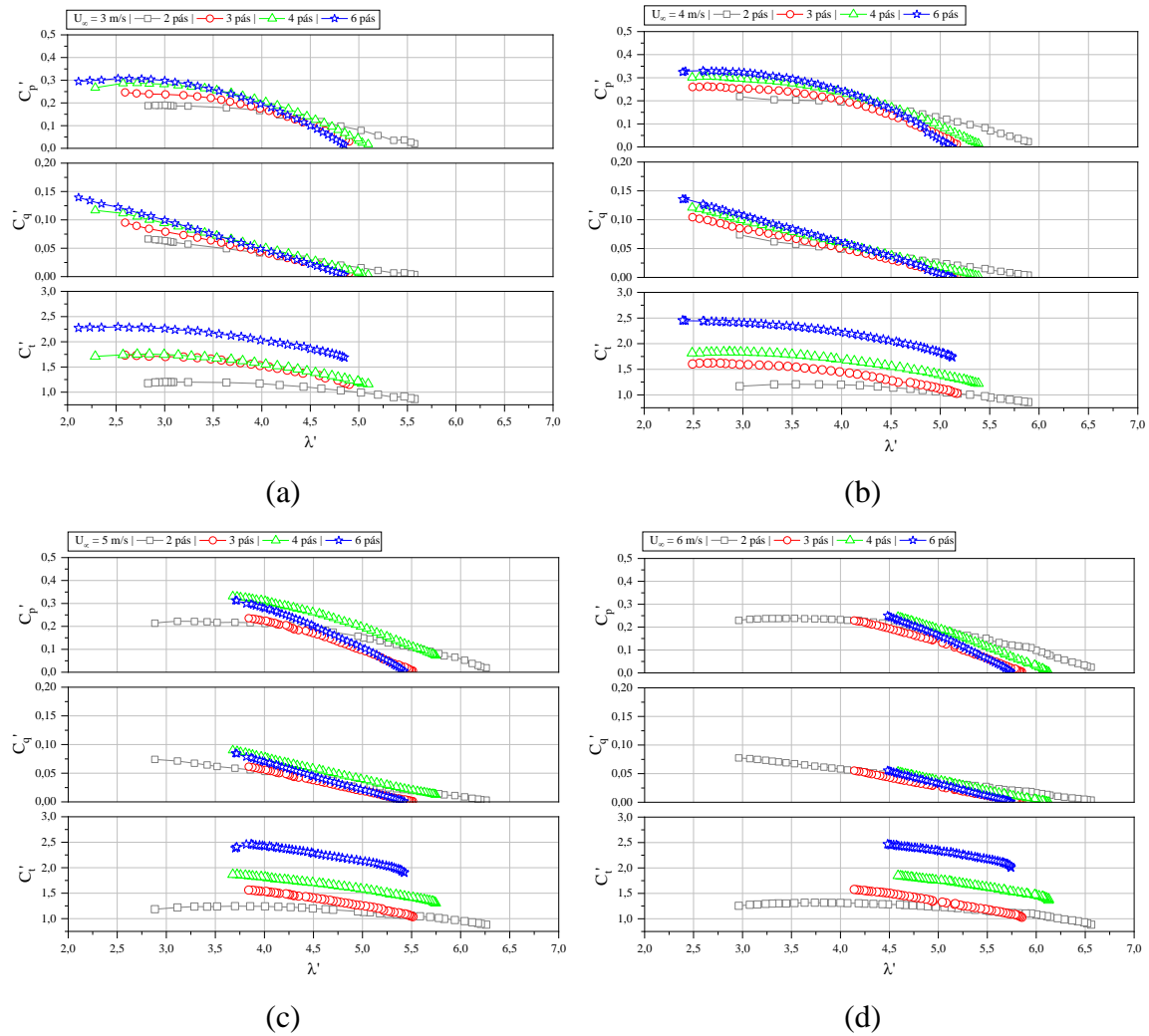


Figura 5.48 – Curvas do coeficiente de empuxo em relação à TSR, para as velocidades de vento de (a) 3 m/s, (b) 4 m/s, (c) 5 m/s e (d) 6 m/s.

Além disso, a Figura 5.48 mostra que independentemente da velocidade do vento, o aumento do número de pás na turbina, leva o aumento dos coeficientes de desempenho corrigidos, C_t' , C_q' e C_p' e isto leva a uma redução da razão de velocidade de ponta da pá (TSR) ótima (λ_{opt}). Esta é a razão pela qual as curvas são levadas a descolocaram-se para trás. Um comportamento semelhante a este foi observado experimentalmente por John (2021) e numérica e computacionalmente por Rachman *et al.* (2013). De acordo com o primeiro autor, este comportamento está relacionado à

variável solidez, uma vez que em baixa TSR, a solidez tende a afetar o desempenho da turbina conforme o aumento do número de pás.

5.8.3. Teste de partida

Nas Figuras 5.49, 5.50 e 5.51 é mostrada a partida da turbina no que se refere à rotação, torque e empuxo, conforme as combinações de número de pás iguais a 2, 3, 4 e 6 e as velocidades de vento de 3 m/s, 4 m/s, 5 m/s e 6 m/s. Já na Figura 5.52 são mostradas as curvas de KER.

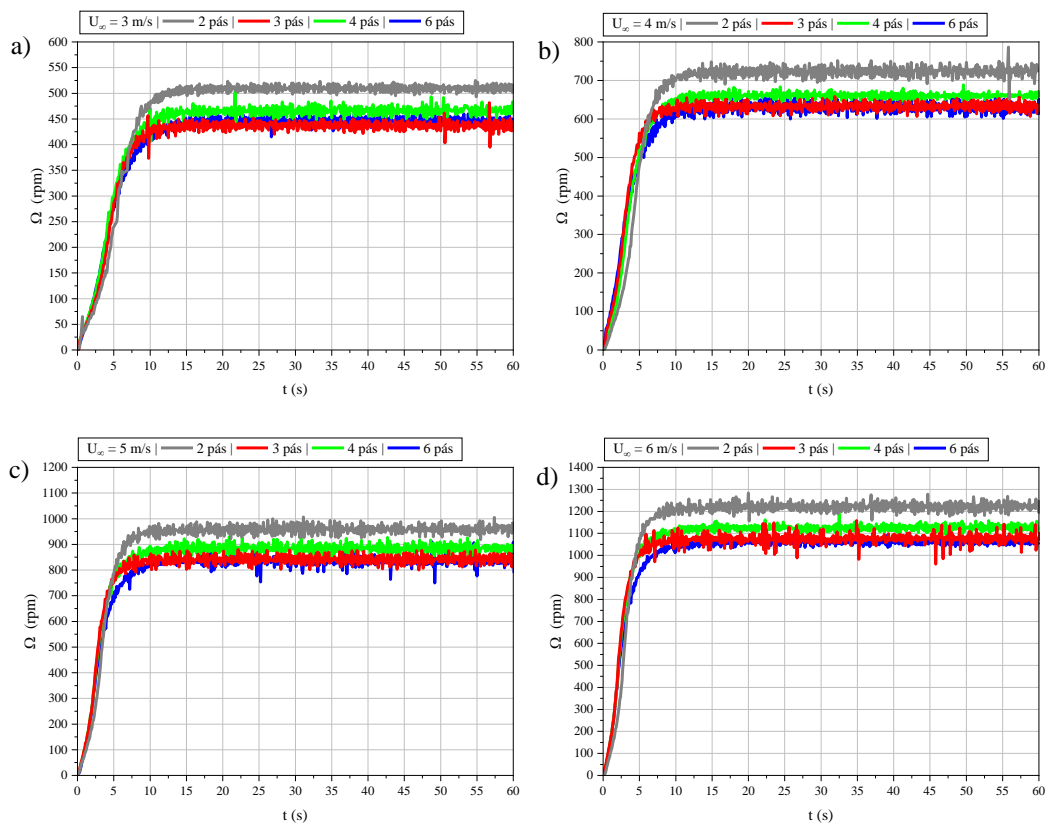


Figura 5.49 – Curvas da velocidade angular da turbina em relação ao tempo, para as velocidades de vento de (a) 3 m/s, (b) 4 m/s, (c) 5 m/s e (d) 6 m/s.

Segundo o que se observa na Figura 5.49, independentemente do número de pás, a rotação da turbina tende a aumentar com o aumento da velocidade de vento, o que é um comportamento esperado, pois, à medida que a velocidade aumenta, mais energia tende a chegar ao rotor e, portanto, mais energia cinética este tende a adquirir.

Contudo, observa-se que ainda que isto independa do número de pás, as curvas mostram uma tendência a uma maior rotação para um menor número de pás para uma

mesma velocidade de vento. De acordo com Rachman *et al.* (2013), este comportamento ocorre porque torque ainda pode ser gerado pelo rotor em altas velocidades rotacionais para a turbina com um menor número de pás. Além disso, este comportamento pode estar associado indiretamente à inércia do rotor. Sendo o PMP um material de baixa massa específica, o momento rotacional de inércia deste com um número reduzido de pás tende a ser menor em comparação àquele que possui mais pás. Deste modo, a inércia associada ao número de pás tende a contribuir para a extração de energia cinética do vento por parte do rotor.

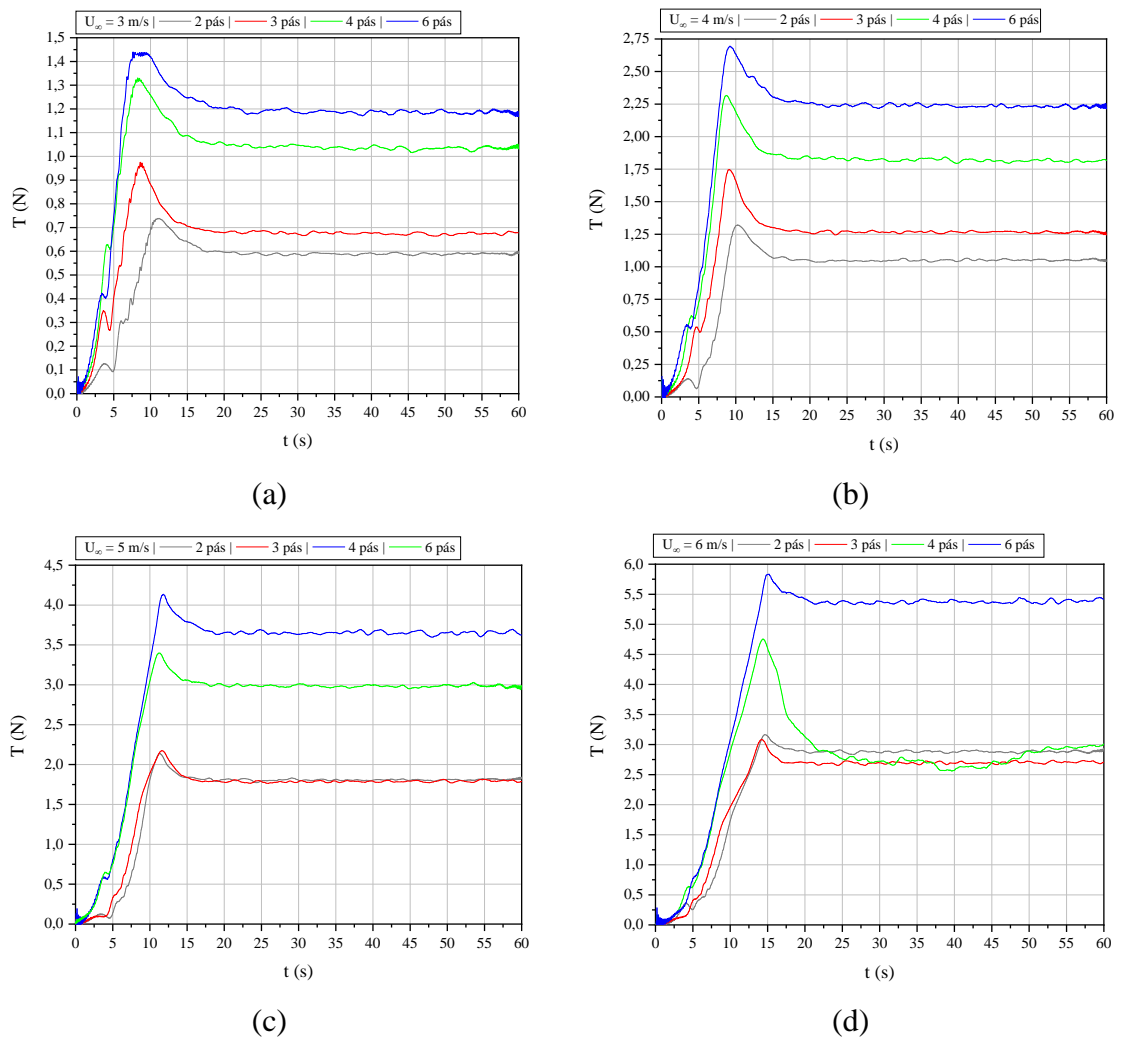


Figura 5.50 – Curvas do empuxo atuando na turbina ao longo do tempo, para as velocidades de vento de (a) 3 m/s, (b) 4 m/s, (c) 5 m/s e (d) 6 m/s.

Conforme mostrado na Figura 5.50 e 5.51, há uma tendência para a ocorrência de picos para as curvas do empuxo e torque durante os 5 primeiros segundos de regime

transiente, correspondentes à partida da turbina, antes que esta entre em regime estacionário, que é quando a rotação, empuxo e torque tornam-se constantes.

Em relação ao empuxo, à medida que aumentamos o número de pás e a velocidade do vento, estes picos tendem a aumentar significativamente, exceto para a condição de velocidade de vento igual a 5 m/s, na qual as curvas para 2 e 3 pás são demasiadamente semelhantes. O mesmo acontece para a condição de vento igual a 6 m/s, onde não só as curvas para 2 e 3 pás, mas também a de 4 pás tendem a ser semelhantes.

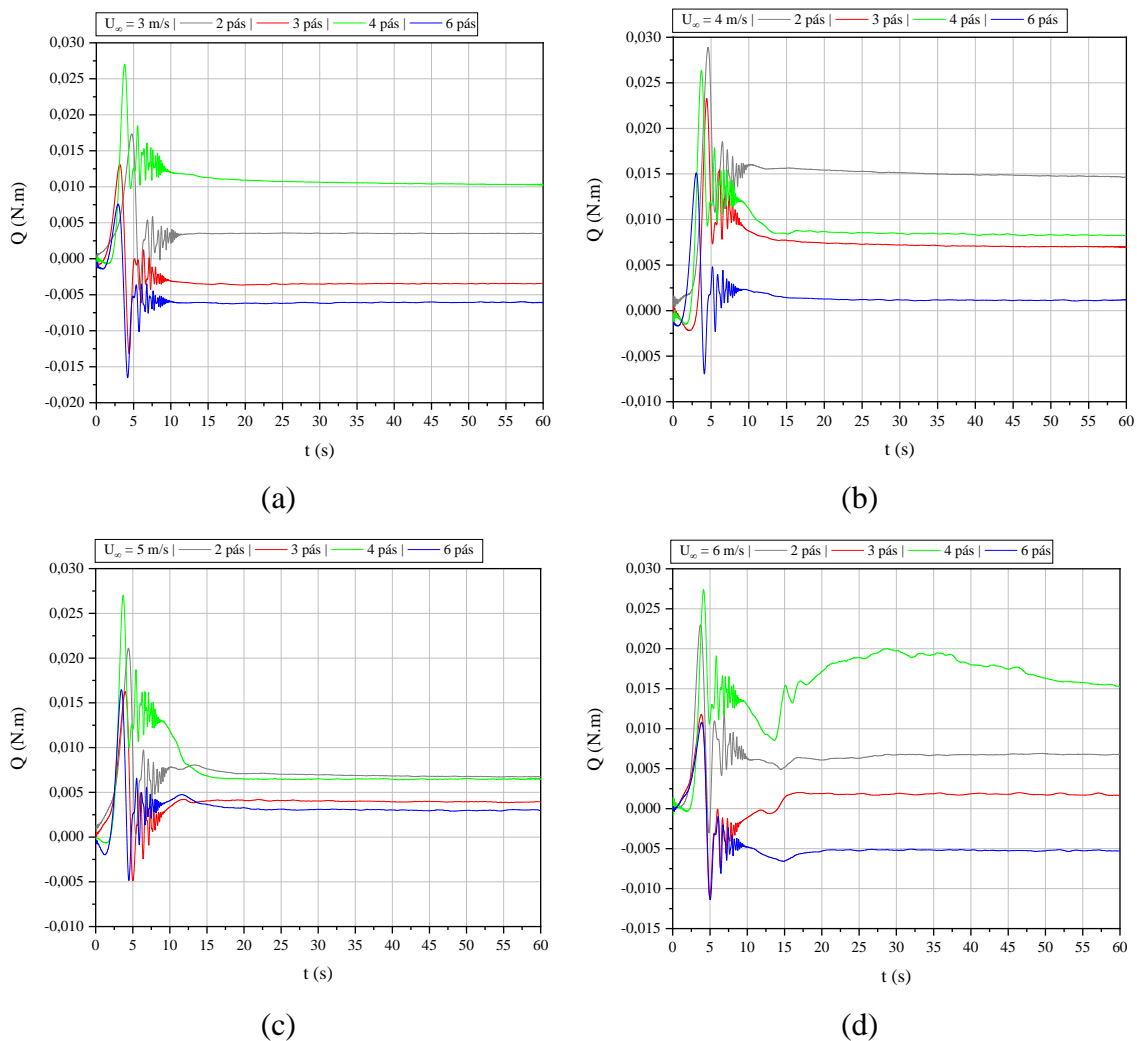


Figura 5.51 – Curvas do torque do rotor em relação ao tempo, para as velocidades de vento de (a) 3 m/s, (b) 4 m/s, (c) 5 m/s e (d) 6 m/s.

Este comportamento das curvas pode estar relacionado a uma imprevisibilidade aerodinâmica das pás da turbina a qual se desconhece, causada pelo deslocamento das pás da posição original na qual foram montadas. Tal deslocamento pode levar à variação

nos ângulos de ataque e passo das pás ou de apenas uma delas, levando às curvas a apresentarem destas maneiras.

Considerando as pás foram montadas da mesma maneira no cubo da turbina, isto é, alocadas segundo o mesmo procedimento e ajustadas em posições a qual deveriam manter-se durante a rotação da turbina, o deslocamento pode ter sido causado por vibrações, as quais podem estar relacionadas ao desbalanceamento do rotor. De acordo com Mazzeo (2021), o desbalanceamento do rotor pode levar a criar cargas inesperadas e deteriorar o desempenho da turbina ao longo do tempo.

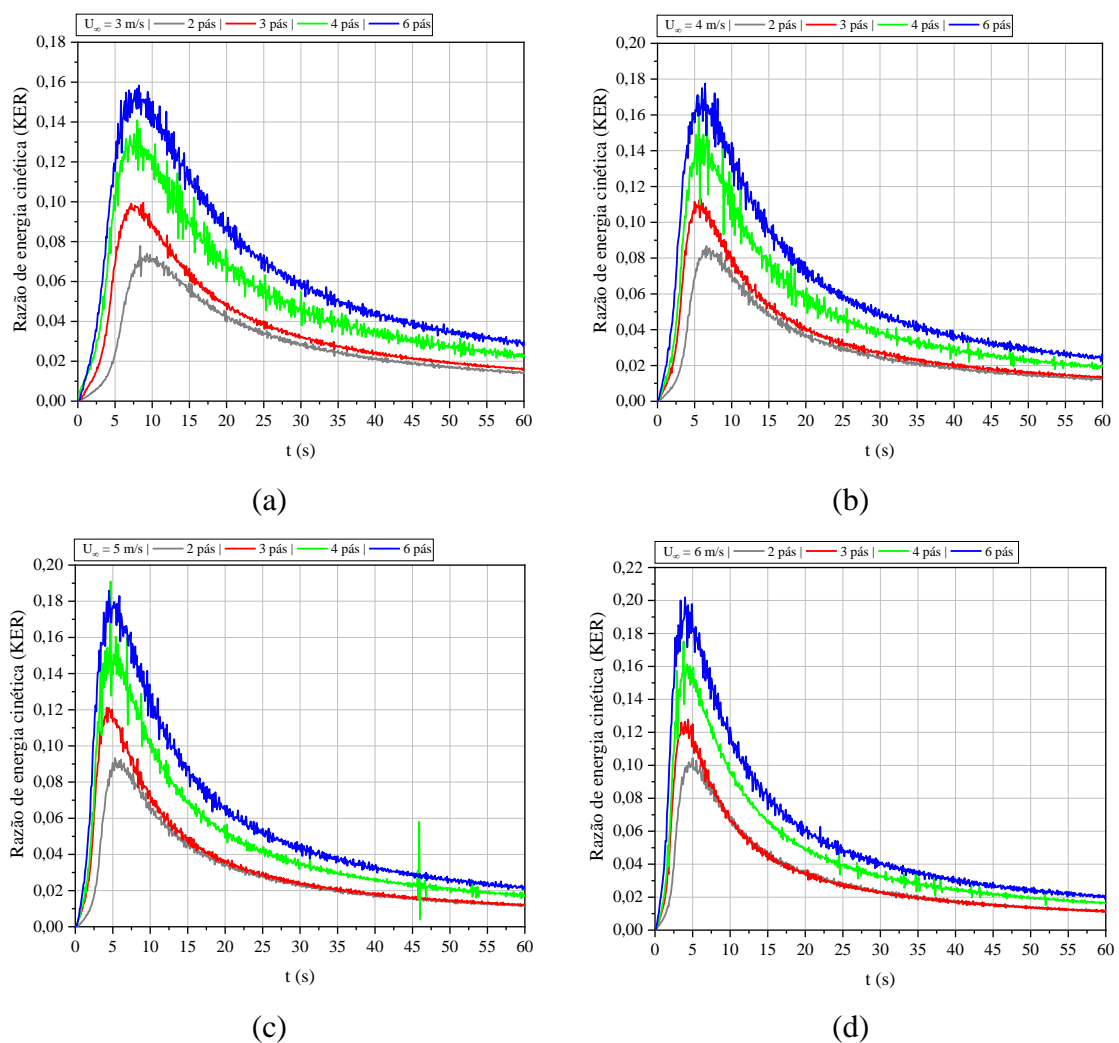


Figura 5.52 – Curvas de variação da KER, para as velocidades de vento de (a) 3 m/s, (b) 4 m/s, (c) 5 m/s e (d) 6 m/s.

De acordo com esse autor, o que acontece é que a pá desalinhada é submetida a um ângulo de ataque e passo diferente das outras, produzindo uma força aerodinâmica inesperada que não é ótima para o rotor projetado. Essa condição leva à falta de

produção de potência e a um possível aumento da força de empuxo, bem como vibrações que podem danificar toda a estrutura.

A rotação contínua dos componentes normal e tangencial da força aerodinâmica em cada pá gera cargas dependentes do tempo na turbina. Isso porque a resultante dessas cargas é zero se o rotor estiver perfeitamente equilibrado, mas, se uma das pás produz uma força diferente, essa resultante começa a mudar com a posição azimutal de cada pá. No caso, por exemplo, das curvas de toque, mostradas na Figura 5.51, após os picos na partida da turbina, o que deveria acontecer seria a curvas tenderem a zero, conforme mostrado experimentalmente e numericamente no trabalho de Vaz *et al.* (2018). Isto não acontece possivelmente devido às oscilações causadas por vibrações no rotor e mudança nos ângulos de ataque.

Não só Mazzeo (2021), mas também Mazzeo *et al.* (2022) destacam que quando uma ou mais pás de uma turbina têm um ângulo de ataque e passo diferente em comparação com as outras, isso leva a perdas de potência e a um aumento nas cargas e vibrações experimentadas pelo rotor. Esse desequilíbrio pode diminuir a eficiência da turbina em até 30% na potência de saída e aumentar o empuxo em cerca de 15%, o que acelera a fadiga da estrutura. Essas oscilações podem se tornar um problema ao lidar com cargas muito altas, isto é, em situações em que se têm maiores velocidades de vento. Além disso, a esteira atrás do rotor da turbina eólica é afetada pelo desequilíbrio do rotor. A atividade de turbulência é aumentada pelo desequilíbrio do rotor, juntamente com uma falta de produção de energia e uma variação do empuxo (CASTELLANI *et al.*, 2021).

Em relação às curvas de variação da energia cinética, mostradas na Figura 5.52, todas estão abaixo de 1, o que, de acordo com Vaz *et al.* (2018) e Moreira *et al.*, (2020), justifica o fato de que na partida não há indução, uma vez que neste caso a energia cinética absorvida pelo rotor é muito menor que a energia cinética que passa através deste. Além disso, estas curvas mostram que independente da velocidade de vento, durante a partida, de 0 a 5 s, a razão KER para a mesma configuração de pás é aproximadamente a mesma, uma vez que para o mesmo número de pá a quantidade de energia a ser absorvida pelo rotor será a mesma.

Contudo, ainda que os valores de KER estejam abaixo de 1, é interessante observar que se o número de pás aumenta, assim como se a velocidade de vento, a

quantidade de energia a ser absorvida tenderá a aumentar, implicando em um aumento significativo na razão KER. Durante a partida, no estado transiente, a KER é pequena, o que implica que condição de que não há indução na partida é válida. Após assumir o seu valor máximo, KER reduz, enquanto que a velocidade angular se mantém constante durante o estado estacionário. Ainda que os valores máximos de KER sejam menores que 1, tais valores são significativos, especialmente quando se aumenta o número de pás. Isto, de acordo com John (2021), indica que a condição de não haver indução na partida se torna inválida.

A invalidade desta condição de não indução é justificada quando se observa as curvas de empuxo. Uma análise pode ser feita neste sentido a partir da Tabela 5.14, que mostra os valores dos coeficientes de empuxo, torque e KER máxima na partida, para a velocidade de vento de 3 m/s. Vale ressaltar que foi escolhida apenas esta velocidade de vento pelo fato de esta velocidade ter sido a do caso simulado computacionalmente.

Tabela 5.14 – Valores máximos dos coeficientes empuxo, torque, razão de energia cinética na partida e torques aerodinâmico e resistivo no estado estacionário.

Combinação de pás	3 m/s			Estado estacionário
	C_T	C_Q	KER	$Q \approx Q_R$
2	0,7554	0,0073	0,0779	0,0035 N
3	0,9969	0,0055	0,1000	-0,0035 N
4	1,3602	0,0114	0,1410	0,0105 N
6	1,4719	0,0032	0,1580	-0,0061 N

Ao analisar os valores de C_T mostrados na Tabela 5.14, tem-se que esses valores são muito altos para consideração de não haver indução, pois se não houver indução, consequentemente, os coeficientes de empuxo devem ser baixos. O que poderia justificar valores altos de empuxo seria um elevado torque resistivo na partida. O torque resistivo depende do empuxo, e o empuxo, por sua vez, depende do número de pás; se no caso, por exemplo, do rotor com 2 pás, tem-se menos empuxo e, então, menos torque resistivo, o que pode levar o rotor a alcançar uma velocidade angular maior. Porém, conforme mostrado na tabela, ainda que os valores de torque resistivo apresentem uma variabilidade, não são significativos para levar ao aumento do empuxo e, além disso, não aumentam em proporcionalidade com o empuxo. Neste caso, então, estes picos de empuxo mostrados nas curvas, bem como seus valores máximos expressados na tabela,

são novos e importantes resultados, uma vez que indicam que assumir a não ocorrência de indução na partida da turbina não está correto.

Das curvas apresentadas anteriormente, foram selecionadas aquelas com os parâmetros experimentais semelhantes àqueles simulados numericamente e já discutidos na seção 5.7, que são os de velocidade de vento igual a 3 m/s e número de pás igual a 4. Deste modo, a Figura 5.53 combina as curvas de rotação, empuxo, torque e razão de energia cinética no mesmo gráfico, conforme tais parâmetros. Nesta combinação de curvas, pode-se analisar com clareza para cada uma destas os estados transientes e estacionários e suas características. Curvas com comportamento semelhantes foram obtidas nos trabalhos de Vaz *et al.* (2018), Moreira *et al.* (2020) para turbinas eólicas de pequeno porte de eixo horizontal, e no trabalho de Tigabu *et al.* (2022), para turbina hidrocínética de pequeno porte de eixo vertical.

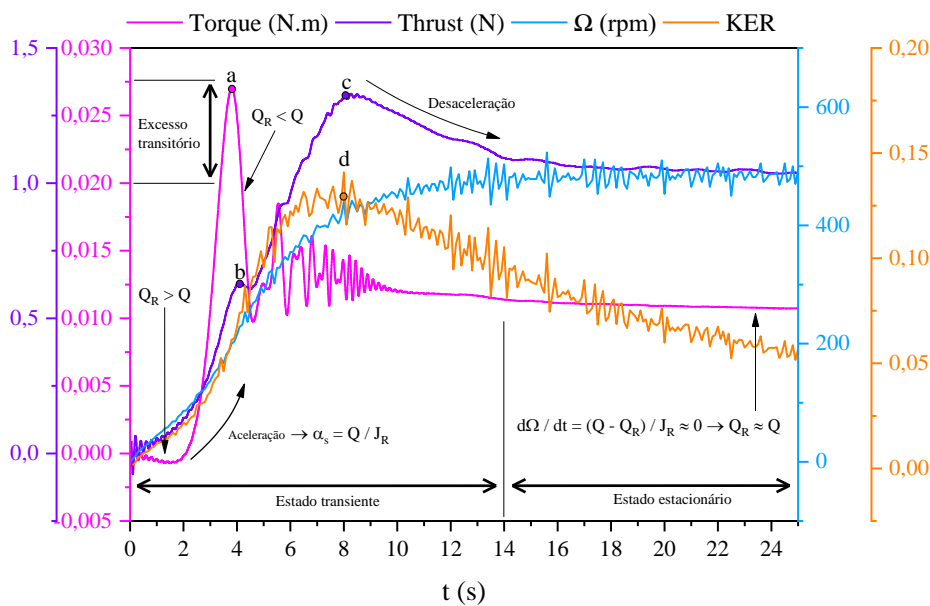


Figura 5.53 – Curvas de rotação, torque, empuxo e razão de energia cinética.

No estado transiente, de 0 a 14 s, tem-se a rápida aceleração da turbina. Esta aceleração é expressa pela Equação (4.55) e depende do torque aerodinâmico (Q) e inércia do rotor (J_R). Inicialmente, de 0 a 4 s, conforme mostrado pela curva do torque, o torque resistivo é maior que o torque aerodinâmico ($Q_R > Q$). Contudo, na partida da turbina, denotada pelo ponto **a**, o torque aerodinâmico passa a ser maior que o torque resistivo. Esta é, inclusive, a condição necessária para que ocorra a partida da turbina.

Neste ponto se tem um excesso transitório, caracterizado pela rápida aceleração da turbina, combinada com a inércia do rotor.

A curva do empuxo mostra que este aumenta com a aceleração da turbina. Ponto em que há a partida a turbina, ponto **b**, o empuxo sofre um leve aumento e queda, e na sequência novo aumento até o seu ponto máximo (ponto **c**). Paralelo a este ponto, tem-se que a razão de energia cinética (KER) atinge o seu valor máximo (ponto **d**), indicando a energia cinética de vento necessária para manter a turbina em rotação constante foi absorvida. Deste modo, a partir daí ocorre a desaceleração da turbina e o estado estacionário é, então, atingido. Neste não há variação da rotação ao longo do tempo, sendo o torque resistivo aproximadamente igual ao torque aerodinâmico ($Q_R \approx Q$).

A maioria das turbinas eólicas de pequeno porte, diferente das de grande porte, não possuem ajuste de inclinação das pás para a direção do vento, e por este motivo encontram elevados ângulos de ataque quando estão parados ou girando lentamente. Elevados ângulos de ataque se traduzem em baixo torque aerodinâmico, então iniciar uma turbina eólica de pequeno porte pode levar muito tempo, o que reduz a produção de potência (WOOD, 2011).

Conforme mencionado anteriormente, para que as pás iniciem o movimento no eixo da turbina, é necessário $Q_T > Q_R$. Neste caso, considera-se que não há indução axial ou rotacional, o que equivale a assumir que não há energia sendo extraído do escoamento de ar (VAZ *et al.*, 2018; WOOD, 2011).

De acordo com Wood (2004), Amarante Mesquita *et al.* (2014) e Vaz *et al.* (2018), a partida de uma turbina possui dois diferentes períodos. O primeiro é caracterizado pela pequena taxa de variação $d\Omega/dt$ e é chamado de “período de marcha lenta”. Na curva do torque, este período ocorre de 0 a aproximadamente 2 s. Durante este tempo, os ângulos de ataque das pás decrescem lentamente para valores de cerca de 20°. O período subsequente é caracterizado por rápida aceleração. Após este, tem-se a desaceleração, na qual a taxa $d\Omega/dt$ reduz devido à imposição da indução, mas permanece positiva considerando que o rotor se aproxima da velocidade de operação.

O prolongamento do “período de marcha lenta” é a justificativa necessária para negligenciar a indução: em todos os casos analisados, a energia cinética de rotação da

turbina ao fim do “período de marcha lenta” é pequena em comparação com a energia cinética do vento que passa através do rotor.

A análise realizada a partir da Figura 5.53 é coerente com os resultados obtidos nos trabalhos de Vaz *et al.* (2018), Moreira *et al.* (2020) e Tigabu *et al.* (2022). Contudo, é importante avaliar se os resultados apresentados são consistentes. Uma forma de fazer isso é comparar a aceleração angular na partida (α_s) com a aceleração angular calculadas usando-se os resultados da velocidade angular (Ω), de modo a ter-se a razão $d\Omega/dt$. Esta comparação é mostrada na Figura 5.54.

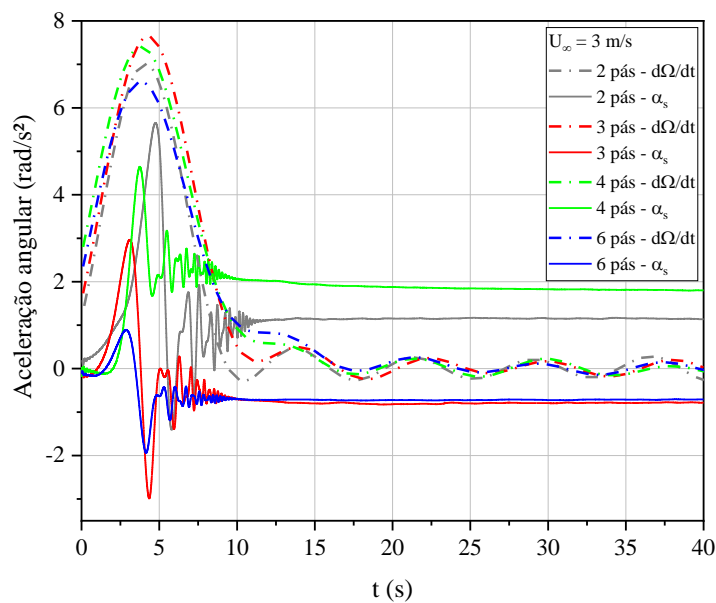


Figura 5.54 – Comparativo entre as acelerações angulares.

Analisando as curvas mostradas na Figura 5.54, tem-se que seja qual for o número de pás, tanto as curvas de α_s e de $d\Omega/dt$ apresentam as regiões de rápida aceleração e desaceleração e pouca variação na velocidade angular, características dos estados transiente e estacionário, respectivamente. A diferença entre as curvas está relacionada às inclinações nos estados transiente e estacionário e ao fato que de as curvas de $d\Omega/dt$ oscilam em torno de zero no estado estacionário, o que é esperado, enquanto que as curvas de α_s apresentam-se ora acima, ora abaixo de zero.

As curvas de $d\Omega/dt$ apresentam consistência entre si, mas quando comparadas às curvas de α_s não se observa essa consistência. Na medida em que ocorre essa diferença entre as curvas de $d\Omega/dt$ e α_s , os resultados podem ser considerados inconsistentes. Desse modo, é importante compreender que essa diferença nas curvas

podem estar vinculadas às imprecisões advindas das medições, por conta das vibrações ocorridas no rotor durante os experimentos e, também, possivelmente devido às imprevisibilidades aerodinâmicas que ainda precisam ser estudadas e analisadas com mais detalhes.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

6.1. CONCLUSÕES

Este trabalho demonstra aspectos da viabilidade do uso do pecíolo da palmeira miriti (PMP) como material de núcleo de pás de turbinas eólicas, em termos de fabricação, aspectos morfológicos, propriedades físicas, comportamento térmico, comportamento mecânico e desempenho em túnel de vento das pás.

O pecíolo da palmeira do miriti é um material alternativo interessante para esse tipo de aplicação, uma vez que realiza a combinação de sustentabilidade, baixo custo e a sua baixa massa específica torna o PMP um material potencial para pás de SWT. Contudo, uma análise completa do PMP para a construção desses tipos de componentes de turbinas eólicas de todos os tamanhos trás a necessidade do conhecimento dos aspectos morfológicos, das propriedades físicas, do comportamento térmico e comportamento mecânico, sendo este o objetivo específico alcançado neste trabalho.

Sendo assim, este estudo documenta as propriedades importantes do pecíolo da palmeira miriti com o objetivo de avaliar seu potencial como uma alternativa à madeira balsa (BW) e outros materiais de núcleo para grandes pás de turbinas eólicas. A principal atração da PMP é sua baixa massa específica – cuja média é de $0,0537 \text{ g/cm}^3$ – a qual é cerca de 50% menor em comparação com a da madeira balsa.

Os aspectos morfológicos do PMP e da BW são, em linhas gerais, semelhantes, uma vez que ambos se tratam de materiais vegetais. Contudo, o PMP possui células do córtex maiores e feixes vasculares mais abundantes em comparação à BW. Ainda que os teores de umidade de ambos sejam afins, mesmo em ambientes com a umidade relativa do ar diferente, a BW tende a absorver mais água do que o PMP, possivelmente devido ao fato de que as células do córtex da BW se apresentem em um número considerável e também devido a que as células do PMP tendem a manterem íntegras, mesmo quando em contato com a água, retendo ar em sua estrutura. Isto, inclusive, contribui para a baixa massa específica do PMP em comparação à da BW.

O comportamento térmico do PMP de acordo com grande parte dos materiais lignocelulósicos e, além disso, mostra que este material possui estabilidade térmica até cerca de 200°C, o que não compromete o seu uso em boa parte dos processos e métodos de fabricação de turbinas eólicas.

Em relação às propriedades mecânicas de tração, compressão, flexão e cisalhamento, foi observado que tanto a BW quanto a PMP mostraram ter comportamento elasto-plástico, com exceção do ensaio de tração GS e tração de filamento.

Nos ensaios que há o comportamento elasto-plástico, é observado o ponto de resistência elástica e resistência ao escoamento nas curvas de tensão-deformação. A maioria das propriedades mecânicas da BW são maiores do que as da PMP. Contudo, é importante enfatizar que na medida em que o PMP é um material de massa específica cerca de 50% menor que a da BW, as propriedades específicas da PMP, no entanto, são maiores do que as da BW, exceto aquelas em que a aplicação da carga não coincide com a direção dos feixes vasculares, uma vez que estes sendo estruturas de elevada rigidez, contribuem significativamente para as propriedades mecânicas do PMP. Isto posto, o uso deste material em turbinas eólicas além de elevar o grau de sustentabilidade da tecnologia, é um material que contribui para a redução de massa dos rotores sem levar a redução significativa das propriedades mecânicas.

Os resultados de fadiga mostram que o PMP possui uma vida útil em fadiga de cerca de 10^6 ciclos. Contudo, um número reduzido de corpos de provas foram testados (somente 6) e apenas dois níveis de tensão. Neste caso, os resultados sugerem que o PMP deve ser investigado mais profundamente para possível uso em pás de turbinas eólicas em termos da vida útil em fadiga e obter melhor compreensão deste comportamento do material em cargas cíclicas.

O objetivo específico **b** deste estudo foi alcançado a partir da análise da fratura dos materiais. Avaliando o aspecto da fratura destes materiais, tem-se que a fratura pode estar relacionada à descolagem da superfície das células do córtex do PMP e BW e fratura dos feixes vasculares do PMP. Em linhas gerais, BW possui mais células interligadas por superfície em comparação ao PMP, havendo, assim, mais células contribuindo para a integridade do material do que o PMP, o que pode influenciar positivamente na resistência mecânica. Ainda que o PMP não tenha esta característica, a

aplicação da carga estando na mesma direção dos feixes vasculares, faz com que estes contribuam efetivamente para a resistência mecânica do PMP. Deste modo, o arranjo das células do córtex contribui de maneira decisiva para a resistência mecânica destes. Nos testes mecânicos em que tanto o PMP quanto a BW possuem superfícies interligadas na direção de aplicação da carga, a resistência mecânica é semelhante.

Os resultados mostram que PMP é facilmente trabalhado e tem uma massa específica muito baixa, o que se traduz em baixa massa e inércia das pás de turbinas. Este último aspecto é crítico para pás de turbinas de pequeno porte, para minimizar o tempo de partida e as cargas giroscópicas que podem ser as principais cargas atuantes nestas e no eixo principal da turbina.

A viabilidade de fabricação de uma pá de turbina usando esse material foi demonstrada em trabalhos anteriores, pela construção de uma pá de ~0,6 m de comprimento com um núcleo de PMP e por meio de uma simulação usando a teoria do Momento Elemento de Pá (BEM), verificou-se que o efeito da massa específica no momento rotacional de inércia e no comportamento inicial de uma turbina eólica de pequeno porte típica, comparado a outros materiais usados neste tipo de turbina, mostrou que o PMP leva à menor inércia da pá e à partida mais rápida da turbina. Isto atendeu ao objetivo específico **c** deste trabalho.

O objetivo específico **d** foi atingido a partir do teste da turbina em túnel de vento. Anterior ao ensaio das pás em túnel de mecânico, o ensaio mecânico de tração realizado na longarina objetivou avaliar a segurança do teste de rotação da turbina no túnel de vento, de modo a garantir a segurança da configuração experimental de modo que as pás continuassem conectadas ao cubo quando submetidas às cargas centrífugas durante a rotação. Comparando os casos, os resultados foi aquele com o nylon sendo o material usado no cubo e apenas um furo passante na longarina da pá e no cubo de modo a fixá-la neste com um parafuso. Tanto na pá quanto em suas raízes, os fatores de segurança são 1,56 e 3,12, ambos maiores que 1, o que se considera o teste seguro.

O objetivo específico **e** foi atingido a partir da análise dos resultados do desempenho da turbina com pás de PMP em túnel de vento. Estes resultados mostraram que, independentemente da velocidade do vento, os coeficientes de potência, torque e empuxo, tendem a ser, respectivamente, 0,1899, 0,0633 e 1,2007 para 2 pás, a uma TSR ótima (λ_{opt}) de aproximadamente 3; 0,2462, 0,09499 e 1,7343 para 3 pás, tendo uma

λ_{opt} de 2,5926; 0,2865, 0,1114 e 1,7427 para 4 pás, com a λ_{opt} igual a 2,5715; e 0,3083, 0,1224 e 2,2993 para 6 pás, sendo a λ_{opt} igual a 2,519. Além disso, independentemente da velocidade do vento, o aumento do número de pás na turbina, leva o aumento dos coeficientes de desempenho corrigidos, C'_t , C'_q e C'_p e isto leva a uma redução da razão de velocidade de ponta da pá (TSR) ótima (λ_{opt}).

No que se refere ao número de pás, independente deste parâmetro, a rotação da turbina tende a aumentar com o aumento da velocidade de vento, o que é um comportamento esperado, porque como aumento da velocidade de vento mais energia tende a chegar ao rotor e, portanto, mais energia cinética este tende a adquirir.

As imprevisibilidades aerodinâmicas nas curvas de empuxo e torque podem estar relacionadas ao desalinhamento das pás durante o teste em túnel d vento. Isto submete as pás a um ângulo de ataque e passo diferente das outras, produzindo uma força aerodinâmica inesperada que não é ótima para o rotor projetado. Essa condição leva à falta de produção de potência e a um possível aumento da força de empuxo, bem como vibrações que podem danificar toda a estrutura.

As curvas de razão de energia cinética mostraram que independente da velocidade de vento, durante a partida, de 0 a 5 s, a razão KER para a mesma configuração de pás é aproximadamente a mesma, uma vez que para o mesmo número de pá a quantidade de energia a ser absorvida pelo rotor será a mesma. Contudo, se o número de pás aumenta, a quantidade de energia a ser absorvida tenderá a aumentar.

O objetivo específico **f** foi respondido a partir da análise de partida da turbina. Durante a partida da turbina, foram analisados os estados transientes e estacionários e suas características nas curvas que combinam rotação, empuxo, torque e razão de energia cinética no mesmo gráfico para o estudo da partida. Grande parte das turbinas eólicas de pequeno porte, diferente das de grande porte, não possuem ajuste de inclinação das pás para a direção do vento, e, assim, são submetidas a elevados ângulos de ataque quando estão parados ou girando lentamente, o que leva a baixo torque aerodinâmico, de modo que a partida de uma turbina eólica de pequeno porte pode levar muito tempo, o que reduz a produção de potência.

Estas curvas mostram a condição necessária para a partida da turbina, isto é, $Q > Q_R$, considerando que não há indução axial ou rotacional, o que equivale a assumir

que não há energia sendo extraído do escoamento de ar. Além disso, foram mostrados os diferentes períodos que ocorrem durante a partida da turbina possui. O “período de marcha lenta”, caracterizado pela pequena taxa de variação na velocidade angular e o período subsequente, no qual há rápida aceleração da turbina. Depois deste, foi observada adesaceleração, em que há redução da taxa de variação da velocidade angular, por conta da imposição da indução até que esta variação se torne aproximadamente zero, à medida em que a turbina entra em estado estacionário. Este estado é caracterizado não só pela velocidade constante de rotação, mas também pelo torque resistivo e aerodinâmico serem aproximadamente iguais.

Os resultados de empuxo apresentados neste trabalho são novos e importantes resultados, uma vez que indicam que assumir a não ocorrência de indução na partida da turbina não está correto. Além disso, os resultados de torque, a partir da comparação das acelerações angulares, mostraram que estes podem ser inconsistentes e possivelmente causados por imprecisões nas medições, bem como imprevisibilidades aerodinâmicas causadas por vibrações.

6.2. SUGESTÕES

Como sugestões para trabalhos futuros, têm-se:

- a) Fazer um levantamento das propriedades mecânicas do PMP e BW e de outros materiais aplicados em pás de turbinas eólicas para realização de modelagens e simulações computacionais estáticas e dinâmicas nestes tipos de componentes de turbinas;
- b) Utilizar o processo de infusão de resina a vácuo para fabricar uma estrutura sanduíche e longarina, como é aplicada em pás de turbinas eólicas de pequeno e grande porte, estudar a absorção de resina pelo pecíolo durante o processo de fabricação; e testar a estrutura do sanduíche PMP em tração, compressão, flexão, cisalhamento e fadiga;
- c) Modelar as propriedades dos materiais para garantir que o PMP não irá falhar, fazer análises estatísticas, otimizar as lâminas em relação à topologia e também estudar o envelhecimento/degradação do PMP;

- d) Aprimorar o teste em túnel de vento de turbinas em escala de teste, de modo a evitar o desbalanceamento e imprevisibilidades aerodinâmicas nos resultados;
- e) Determinar experimentalmente os coeficientes de sustentação e arrasto do aerofólio utilizado para as pás e realizar estudo comparativo entre os resultados experimentais obtidos em túnel vento com a simulação numérica e computacional e avaliar a influência do número de pás no desempenho de partida da turbina;
- f) Realizar estudo comparativo entre os resultados experimentais obtidos em túnel vento com a simulação numérica e computacional dos coeficientes de desempenho da turbina;
- g) Determinar os vetores velocidade e os esforços mecânicos atuando sobre as pás durante o teste em túnel de vento.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABDI, Frank; BAID, Harsh; EFTEKHARIAN, Amirhossein. Advanced composite wind turbine blade design and certification based on durability and damage tolerance. **Durability of Composite Systems**. [S. l.]: Elsevier, 2020. p. 203–270. DOI 10.1016/B978-0-12-818260-4.00005-3. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780128182604000053>.

ADETUNLA, Adedotun; ROMINIYI, Oluwasina; ADARAMOLA, Bernard; ADEOYE, Adeyinka. Development of a wind turbine for a hybrid solar-wind power system. **Heliyon**, vol. 8, no. 11, p. e11458, Nov. 2022. DOI 10.1016/j.heliyon.2022.e11458. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2405844022027463>.

ADIBASKORO, Tito; SOŁOWSKI, Wojciech; HOSTIKKA, Simo. Multi-surfaced elasto-plastic wood material model in material point method. **International Journal of Solids and Structures**, vol. 236–237, p. 111333, Feb. 2022. DOI 10.1016/j.ijsolstr.2021.111333. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S002076832100411X>.

AKIL, Hazizan Md; SANTULLI, Carlo; SARASINI, Fabrizio; TIRILLO, Jacopo; VALENTE, Teodoro. Environmental effects on the mechanical behaviour of pultruded jute/glass fibre-reinforced polyester hybrid composites. **Composites Science and Technology**, vol. 94, p. 62–70, Apr. 2014. DOI 10.1016/j.compscitech.2014.01.017. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0266353814000281>.

AMARANTE MESQUITA, André Luiz; AMARANTE MESQUITA, Alexandre Luiz; PALHETA, Felipe Coutinho; PINHEIRO VAZ, Jerson Rogério; GIRÃO DE MORAIS, Marcus Vinicius; GONÇALVES, Carmo. A methodology for the transient behavior of horizontal axis hydrokinetic turbines. **Energy Conversion and Management**, vol. 87, p. 1261–1268, Nov. 2014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.018>.

ANGST, P.; GÄTZI, R. One core does not fit all. 2009. **Reinforced Plastics**. Available at: <https://www.reinforcedplastics.com/content/features/one-core-does-not-fit-all>.

ANYI, Martin; KIRKE, Brian. Hydrokinetic turbine blades: Design and local construction techniques for remote communities. **Energy for Sustainable**

Development, vol. 15, no. 3, p. 223–230, Sep. 2011. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2011.06.003>.

ARUMUGAM, Pappu; RAMALINGAM, Velraj; BHAGANAGAR, Kiran. A pathway towards sustainable development of small capacity horizontal axis wind turbines – Identification of influencing design parameters & their role on performance analysis. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, vol. 44, p. 101019, Apr. 2021. DOI 10.1016/j.seta.2021.101019. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2213138821000291>.

ASTLE, C.; BURGE, I.; CHEN, M.; HERRLER, T.; KWAN, L.; ZIBIN, N.; WOOD, D. Timber for small wind turbine blades. **Energy for Sustainable Development**, vol. 17, no. 6, p. 671–676, Dec. 2013. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2013.03.001>.

BALBONI, Bruno Monteiro; MOREIRA, Thiago Augusto de Sousa; BATISTA, Alessandra Silva; GARCIA, José Nivaldo; RIBEIRO, Marcelo Leite; WESSELS, C. Brand; RODRIGUES, Luciana. Mechanical properties and applications of a fiber reinforced biofoam from Amazonian palm leaves. **Next Sustainability**, vol. 4, p. 100063, 2024. DOI 10.1016/j.nxsust.2024.100063. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2949823624000400>.

BALICK, M. As palmeiras economicamente importantes do Maranhão. *In*: PRANCE, G (ed.). **Manual de Botânica Econômica do Maranhão**. São Luiz: [s. n.], 1986. p. 199–226.

BALLA, Vamsi Krishna; KATE, Kunal H.; SATYAVOLU, Jagannadh; SINGH, Paramjot; TADIMETI, Jogi Ganesh Dattatreya. Additive manufacturing of natural fiber reinforced polymer composites: Processing and prospects. **Composites Part B: Engineering**, vol. 174, p. 106956, Oct. 2019. DOI 10.1016/j.compositesb.2019.106956. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359836819310017>.

BAO, Chengwei; WANG, Yanen; MUSHTAQ, Ray Tahir; ZHANG, Kun; LI, Xinpei; CHEN, Xiaohu. Preparation, characterization, and curing kinetics of elevated and cryogenic temperature-resistant epoxy resin composites. **Polymer Testing**, vol. 116, p. 107783, Dec. 2022. DOI 10.1016/j.polymertesting.2022.107783. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S014294182200304X>.

BARBOSA, Antenor Pereira; CAMPOS, Moacir Alberto Assis; SAMPAIO, Paulo de Tarso Barbosa; NAKAMURA, Shozo; GONÇALVES, Cláudio de Queiroz Blair. O Crescimento de duas espécies florestais pioneiras, pau-de-balsa (*Ochroma lagopus* Sw.) e caroba (*Jacaranda copaia* D. Don), usadas para recuperação de áreas degradadas pela agricultura na Amazônia Central, Brasil. **Acta Amazonica**, vol. 33, no. 3, p. 447–482, 2003. <https://doi.org/10.1590/S0044-59672003000300012>.

BARNES, R.H.; MOROZOV, E.V. Structural optimisation of composite wind turbine blade structures with variations of internal geometry configuration. **Composite Structures**, vol. 152, p. 158–167, Sep. 2016. DOI 10.1016/j.compstruct.2016.05.013. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822316304688>.

BAYATI, Ilmas; BELLOLI, Marco; BERNINI, Luca; ZASSO, Alberto. Aerodynamic design methodology for wind tunnel tests of wind turbine rotors. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 167, p. 217–227, Aug. 2017. DOI 10.1016/j.jweia.2017.05.004. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0167610517301368>.

BERGGREEN, C.; BRANNER, K.; JENSEN, J.F.; SCHULTZ, J.P. Application and Analysis of Sandwich Elements in the Primary Structure of Large Wind Turbine Blades. **Journal of Sandwich Structures & Materials**, vol. 9, no. 6, p. 525–552, 18 Nov. 2007. DOI 10.1177/1099636207069071. Available at: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1099636207069071>.

BISWAS, Sandhyarani; SATAPATHY, Alok. A comparative study on erosion characteristics of red mud filled bamboo–epoxy and glass–epoxy composites. **Materials & Design**, vol. 31, no. 4, p. 1752–1767, Apr. 2010. DOI 10.1016/j.matdes.2009.11.021. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0261306909006402>.

BORREGA, Marc; GIBSON, Lorna J. Mechanics of balsa (*Ochroma pyramidale*) wood. **Mechanics of Materials**, vol. 84, p. 75–90, May 2015. <https://doi.org/10.1016/j.mechmat.2015.01.014>.

BRANNSTROM, Christian; LEITE, Nicolly Santos; LAVOIE, Anna; GORAYEB, Adryane. What explains the community acceptance of wind energy? Exploring benefits, consultation, and livelihoods in coastal Brazil. **Energy Research & Social Science**, vol. 83, p. 102344, Jan. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.erss.2021.102344>.

BRØNDSTED, Povl; LILHOLT, Hans; LYSTRUP, Aage. COMPOSITE MATERIALS FOR WIND POWER TURBINE BLADES. **Annual Review of Materials Research**, vol. 35, no. 1, p. 505–538, 4 Aug. 2005. DOI 10.1146/annurev.matsci.35.100303.110641. Available at: <https://www.annualreviews.org/doi/10.1146/annurev.matsci.35.100303.110641>.

BURTON, Tony; JENKINS, Nick; SHARPE, David; BOSSANYI, Ervin. **Wind Energy Handbook**. [S. l.]: Wiley, 2011. DOI 10.1002/9781119992714. Available at: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/book/10.1002/9781119992714>.

CAÑADAS-LÓPEZ, Álvaro; RADE-LOOR, Diana; SIEGMUND-SCHULTZE, Marianna; MOREIRA-MUÑOZ, Geovanny; VARGAS-HERNÁNDEZ, J. Jesús; WEHENKEL, Christian. Growth and Yield Models for Balsa Wood Plantations in the Coastal Lowlands of Ecuador. **Forests**, vol. 10, no. 9, p. 733, 26 Aug. 2019. <https://doi.org/10.3390/f10090733>.

CAO, Dongyang; MALAKOOTI, Sadeq; KULKARNI, Vijay N.; REN, Yao; LIU, Yingjian; NIE, Xu; QIAN, Dong; GRIFFITH, D. Todd; LU, Hongbing. The effect of resin uptake on the flexural properties of compression molded sandwich composites. **Wind Energy**, vol. 25, no. 1, p. 71–93, 20 Jan. 2022. DOI 10.1002/we.2661. Available at: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/we.2661>.

CASEY, T. Absolute beast of a wooden wind turbine blade rolls off the assembly line. 2019. **Clean Technica**. Available at: <https://cleantechnica.com/2019/04/19/absolute-beast-of-a-wooden-wind-turbine-blade-rolls-off-the-assembly-line>.

CASTELLANI, Francesco; ELTAYESH, Abdelgalil; BECCHETTI, Matteo; SEGALINI, Antonio. Aerodynamic Analysis of a Wind-Turbine Rotor Affected by Pitch Unbalance. **Energies**, vol. 14, no. 3, p. 745, 31 Jan. 2021. DOI 10.3390/en14030745. Available at: <https://www.mdpi.com/1996-1073/14/3/745>.

CHANG, R.R.; CHIANG, T.H.; TSENG, Y.C.; SU, C.Y. Normalization Process Technique of Composite Foam-filled Sandwich Wind Turbine Blades. **Procedia Engineering**, vol. 14, p. 1988–1995, 2011a. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.07.250>.

CHANG, R.R.; CHIANG, T.H.; TSENG, Y.C.; SU, C.Y. Normalization Process

Technique of Composite Foam-filled Sandwich Wind Turbine Blades. **Procedia Engineering**, vol. 14, p. 1988–1995, 2011b. DOI 10.1016/j.proeng.2011.07.250. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1877705811013270>.

CHERRINGTON, R.; GOODSHIP, V.; MEREDITH, J.; WOOD, B.M.; COLES, S.R.; VUILLAUME, A.; FEITO-BOIRAC, A.; SPEE, F.; KIRWAN, K. Producer responsibility: Defining the incentive for recycling composite wind turbine blades in Europe. **Energy Policy**, vol. 47, p. 13–21, Aug. 2012. DOI 10.1016/j.enpol.2012.03.076. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0301421512002819>.

CLAUSEN, P.D.; REYNAL, F.; WOOD, D.H. Design, manufacture and testing of small wind turbine blades. **Advances in Wind Turbine Blade Design and Materials**. [S. l.]: Elsevier, 2013a. p. 413–431. <https://doi.org/10.1533/9780857097286.3.413>.

CLAUSEN, P.D.; REYNAL, F.; WOOD, D.H. Design, manufacture and testing of small wind turbine blades. **Advances in Wind Turbine Blade Design and Materials**. [S. l.]: Elsevier, 2013b. p. 413–431. DOI 10.1533/9780857097286.3.413. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780857094261500131>.

CUNHA, Jônatas Teófilo Louzada. **Análise de estabilidade da turbina hidrocínética HTUC-01 em condições de operação**. 2015. 68 f. Universidade de Brasília, 2015. Available at: <https://bdm.unb.br/handle/10483/11548>.

DA SILVA, Andre; KYRIAKIDES, Stelios. Compressive response and failure of balsa wood. **International Journal of Solids and Structures**, vol. 44, no. 25–26, p. 8685–8717, Dec. 2007. DOI 10.1016/j.ijsolstr.2007.07.003. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0020768307002727>.

DALMASES, F. B. I. As turbinas eólicas que desmatam a Amazônia. 2021. **El País**. Available at: <https://brasil.elpais.com/economia/2021-11-24/as-turbinas-eolicas-que-desmatam-a-amazonia.html>.

DANTAS, Gerbeson Carlos Batista; RODRIGUES, Marcus Vinícius Sousa; SILVA, Leonardo Magalhães Xavier; AQUINO, Marisete Dantas De; THOMAZ, Antônio Clécio Fontelles. Panorama do setor eólico no estado do Rio Grande do Norte no período 2004-2017. **Estudos Avançados**, vol. 35, no. 102, p. 79–94, Aug. 2021.

<https://doi.org/10.1590/s0103-4014.2021.35102.005>.

DE ANDRADE, Robson Carlos; DE ALMEIDA, Cristiane Freitas; SUEGAMA, Patrícia Hatsue; DE ARRUDA, Eduardo José; ARROYO, Pedro Augusto; DE CARVALHO, Cláudio Teodoro. Buriti palm stem as a potential renewable source for activated carbon production. **Environmental Technology & Innovation**, vol. 3, p. 28–34, Apr. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.eti.2015.02.002>.

DE SOUSA, Samantha Andrade Vale; DA SILVA, Mercês Coelho; JÚNIOR, Orlando Gama da Silva; MOTTIN, Artur Caron; ORÉFICE, Rodrigo Lambert; AYRES, Eliane. Design and Characterization of Biocomposites from Poly(lactic acid) (PLA) and Buriti Petiole (*Mauritia flexuosa*). **Journal of Renewable Materials**, vol. 5, no. 3, p. 251–257, 13 Jul. 2017. <https://doi.org/10.7569/JRM.2017.634115>.

DE SOUZA CUSTÓDIO FILHO, Sérgio; SANTANA, Helder Monteiro; VAZ, Jerson Rogério Pinheiro; RODRIGUES, Leonardo Dantas; MESQUITA, Alexandre Luiz Amarante. Fatigue life estimation of hydrokinetic turbine blades. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, vol. 42, no. 6, p. 281, 9 Jun. 2020. DOI 10.1007/s40430-020-02372-9. Available at: <https://link.springer.com/10.1007/s40430-020-02372-9>.

DEBANTH, K.; SINGH, I. Natural Fibre reinforced polymer composites for wind turbine blade: Challenges and Opportunaties. **Recent Advances in Composite Materials for Wind Turbine Blades**. [S. l.]: The World Academic Publishing Co. Ltd, 2013.

DECOMBLADES. **Blade material passport of B45**. [S. l.: s. n.], 2023a. Available at: <https://decomblades.dk/wp-content/uploads/2023/04/SGREDecomBlades0422solo-2.pdf>.

DECOMBLADES. **Blade material passport of LM 37.3 P2**. [S. l.: s. n.], 2023b. Available at: <https://decomblades.dk/wp-content/uploads/2023/01/LM-37.3-P2-Blade-Material-PassportDecomBlades-project-1.pdf>.

DELGADO, Cesar; COUTURIER, Guy; MEJIA, Kember. *Mauritia flexuosa* (Arecaceae: Calamoideae), an Amazonian palm with cultivation purposes in Peru. **Fruits**, vol. 62, no. 3, p. 157–169, 1 May 2007. <https://doi.org/10.1051/fruits:2007011>.

DIAS, E. C.; DA SILVA, G. P. C.; RIBEIRO, R. P.; FERNANDES, L. L. A. A utilização sustentável da palmeira de miriti como forma de geração de renda para artesãos no município de Abaetetuba - Pará. **Revista do Seminário Estadual de Águas e Florestas**, vol. 1, no. 1, p. 32–46, 2017. .

DOS SANTOS GOMES, Igor; FUJIYAMA, Roberto Tetsuo; VAZ, Jerson Rogério Pinheiro; WOOD, David. Sustainable materials for small blades. **Small Wind and Hydrokinetic Turbines**. [S. l.]: Institution of Engineering and Technology, 2021. p. 393–446. DOI 10.1049/PBPO169E_ch16. Available at: https://digital-library.theiet.org/content/books/10.1049/pbpo169e_ch16.

DOU, Bingzheng; GUALA, Michele; LEI, Liping; ZENG, Pan. Wake model for horizontal-axis wind and hydrokinetic turbines in yawed conditions. **Applied Energy**, vol. 242, p. 1383–1395, May 2019. DOI 10.1016/j.apenergy.2019.03.164. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0306261919305720>.

DUTTON, A G; BONNET, P A; HOGG, P; LLEONG, Y L. Novel materials and modelling for large wind turbine blades. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, vol. 224, no. 2, p. 203–210, 1 Mar. 2010. DOI 10.1243/09576509JPE858. Available at: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/09576509JPE858>.

EBERT, P.R.; WOOD, D.H. Observations of the starting behaviour of a small horizontalaxis wind turbine. **Renewable Energy**, vol. 12, no. 3, p. 245–257, Nov. 1997. DOI 10.1016/S0960-1481(97)00035-9. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148197000359>.

ELTAYESH, Abdelgalil; CASTELLANI, Francesco; BURLANDO, Massimiliano; BASSILY HANNA, Magdy; HUZAYYIN, A.S.; EL-BATSH, Hesham M.; BECCHETTI, Matteo. Experimental and numerical investigation of the effect of blade number on the aerodynamic performance of a small-scale horizontal axis wind turbine. **Alexandria Engineering Journal**, vol. 60, no. 4, p. 3931–3944, Aug. 2021. DOI 10.1016/j.aej.2021.02.048. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1110016821001381>.

ENDRESS, Bryan A.; HORN, Christa M.; GILMORE, Michael P. *Mauritia flexuosa* palm swamps: Composition, structure and implications for conservation and

management. **Forest Ecology and Management**, vol. 302, p. 346–353, Aug. 2013. <https://doi.org/10.1016/j.foreco.2013.03.051>.

EVANS, S.P.; BRADNEY, D.R.; CLAUSEN, P.D. Assessing the IEC simplified fatigue load equations for small wind turbine blades: How simple is too simple? **Renewable Energy**, vol. 127, p. 24–31, Nov. 2018. DOI 10.1016/j.renene.2018.04.041. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S096014811830449X>.

EVANS, Samuel; DANA, Scott; CLAUSEN, Philip; WOOD, David. A simple method for modelling fatigue spectra of small wind turbine blades. **Wind Energy**, vol. 24, no. 6, p. 549–557, 5 Jun. 2021. DOI 10.1002/we.2588. Available at: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/we.2588>.

FAGE A., JOHANSEN, F. C. On the flow of air behind an inclined flat plate of infinite span. **Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character**, vol. 116, no. 773, p. 170–197, Sep. 1927. DOI 10.1098/rspa.1927.0130. Available at: <https://royalsocietypublishing.org/doi/10.1098/rspa.1927.0130>.

FELIPPES, R. A. **Análise e desenvolvimento de aerogeradores com pás compósitas**. 2012. 191 f. Universidade de Brasília, 2012. Available at: <https://bdm.unb.br/handle/10483/4160>.

FERNANDEZ, Garbiñe; USABIAGA, Hodei; VANDEPITTE, Dirk. Subcomponent development for sandwich composite wind turbine blade bonded joints analysis. **Composite Structures**, vol. 180, p. 41–62, Nov. 2017. DOI 10.1016/j.compstruct.2017.07.098. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822316329397>.

FERREIRA, G. V. **Análise do comportamento mecânico de uma pá compósita usada em turbinas hidrocínéticas**. 2014. 87 f. Universidade de Brasília, 2014. Available at: <https://repositorio.unb.br/handle/10482/18037>.

FONTE, Rosario; XYDIS, George. Wind turbine blade recycling: An evaluation of the European market potential for recycled composite materials. **Journal of Environmental Management**, vol. 287, p. 112269, Jun. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.jenvman.2021.112269>.

FREITAS, Carlos EC; DE ALMEIDA MERELES, Marcos; PEREIRA, Diego Valente; SIQUEIRA-SOUZA, Flavia; HURD, Lawrence; KAHN, James; MORAIS, Gilberto; SOUSA, Raniere Garcez Costa. Death by a thousand cuts: Small local dams can produce large regional impacts in the Brazilian Legal Amazon. **Environmental Science & Policy**, vol. 136, p. 447–452, Oct. 2022. DOI 10.1016/j.envsci.2022.07.013. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1462901122002209>.

GALOS, Joel; DAS, Raj; SUTCLIFFE, Michael P.; MOURITZ, Adrian P. Review of balsa core sandwich composite structures. **Materials & Design**, vol. 221, p. 111013, Sep. 2022. DOI 10.1016/j.matdes.2022.111013. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0264127522006359>.

GASCH, Robert; TWELE, Jochen. Wind turbines - design and components. **Wind Power Plants**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012. p. 46–113. DOI 10.1007/978-3-642-22938-1_3. Available at: https://link.springer.com/10.1007/978-3-642-22938-1_3.

GERMANISCHER LLOYD. GUIDELINE FOR THE CERTIFICATION OF WIND TURBINES. Hamburg: [s. n.], 2010.

GHIGO, Alberto; FARAGGIANA, Emilio; GIORGI, Giuseppe; MATTIAZZO, Giuliana; BRACCO, Giovanni. Floating Vertical Axis Wind Turbines for offshore applications among potentialities and challenges: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 193, p. 114302, Apr. 2024. DOI 10.1016/j.rser.2024.114302. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S136403212400025X>.

GIBSON, Lorna J.; ASHBY, Michael F. The design of sandwich panels with foam cores. **Cellular Solids**. [S. l.]: Cambridge University Press, 1997. p. 345–386. DOI 10.1017/CBO9781139878326.011. Available at: https://www.cambridge.org/core/product/identifier/CBO9781139878326A077/type/book_part.

GILMORE, Michael P; ENDRESS, Bryan A; HORN, Christa M. The socio-cultural importance of *Mauritia flexuosa* palm swamps (aguajales) and implications for multi-use management in two Maijuna communities of the Peruvian Amazon. **Journal of Ethnobiology and Ethnomedicine**, vol. 9, no. 1, p. 29, 22 Dec. 2013.

<https://doi.org/10.1186/1746-4269-9-29>.

GOMES, I. dos S.; VAZ, J. R. P.; WOOD, D. H. Using the petiole of the miriti palm for the core of a small wind turbine blade. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, vol. 16, no. 1, 1 Jan. 2024. DOI 10.1063/5.0185573. Available at: <https://pubs.aip.org/jrse/article/16/1/013308/3023008/Using-the-petiole-of-the-miriti-palm-for-the-core>.

GOMES, I. S. **Metodologia de fabricação de pás de turbinas hidrocínéticas e eólicas empregando novos materiais**. 2019. 100 f. Universidade Federal do Pará, 2019.

GOMES, Igor dos Santos; FUJIYAMA, Roberto Tetsuo; VAZ, Jerson Rogério Pinheiro; WOOD, David. Sustainable materials for small blades. **Small Wind and Hydrokinetic Turbines**. [S. l.]: Institution of Engineering and Technology, 2021. p. 393–446. https://doi.org/10.1049/PBPO169E{_}ch16.

GÓMEZ, U. Erick Y.; LÓPEZ, Z. Jorge A.; JIMENEZ, R. Alan; LÓPEZ, G. Victor; VILLALON, L. J. Jesus. Design and Manufacturing of Wind Turbine Blades of Low Capacity Using CAD/CAM Techniques and Composite Materials. **Energy Procedia**, vol. 57, p. 682–690, 2014. DOI 10.1016/j.egypro.2014.10.223. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1876610214015902>.

GRIFFITH, D. T. **The SNL100-02 blade: advanced core material design studies for the Sandia 100-meter blade**. [S. l.: s. n.], 2013.

GRIFFITH, D. T.; RICHARDS, P. W. **The SNL100-03 Blade: Design Studies with Flatback Airfoils for the Sandia 100-meter Blade**. [S. l.: s. n.], 2014.

GROUP, Diab. Technical data ProBalsa. 2023. Available at: <https://diab-media.azureedge.net/r1qpdunr/diab-probalsa-nov-2023-rev23-si.pdf>.

HAAG, Katharina; MÜSSIG, Jörg. Scatter in tensile properties of flax fibre bundles: influence of determination and calculation of the cross-sectional area. **Journal of Materials Science**, vol. 51, no. 17, p. 7907–7917, 24 Sep. 2016. DOI 10.1007/s10853-016-0052-z. Available at: <http://link.springer.com/10.1007/s10853-016-0052-z>.

HANSEN, Martin. **Aerodynamics of Wind Turbines**. [S. l.]: Routledge, 2015. DOI 10.4324/9781315769981. Available at:

<https://www.taylorfrancis.com/books/9781317671039>.

HE, Ruiyang; SUN, Haiying; GAO, Xiaoxia; YANG, Hongxing. Wind tunnel tests for wind turbines: A state-of-the-art review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 166, p. 112675, Sep. 2022. DOI 10.1016/j.rser.2022.112675. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032122005664>.

HENRIQUE DA COSTA OLIVEIRA, Carlos; DE LOURDES CAVALCANTI BARROS, Maria; ALVES CASTELO BRANCO, David; SORIA, Rafael; CESAR COLONNA ROSMAN, Paulo. Evaluation of the hydraulic potential with hydrokinetic turbines for isolated systems in locations of the Amazon region. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, vol. 45, p. 101079, Jun. 2021. DOI 10.1016/j.seta.2021.101079. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2213138821000898>.

HOEVEL, Bernd; SAGNARD, Alain. New materials tackle weight, strength and cure time issues for wind turbine blades. **Reinforced Plastics**, vol. 55, no. 4, p. 38–41, Jul. 2011. DOI 10.1016/S0034-3617(11)70113-8. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0034361711701138>.

HU, Weifei; HAN, Insik; PARK, Sang-Chul; CHOI, Dong-Hoon. Multi-objective structural optimization of a HAWT composite blade based on ultimate limit state analysis. **Journal of Mechanical Science and Technology**, vol. 26, no. 1, p. 129–135, 28 Jan. 2012. DOI 10.1007/s12206-011-1018-3. Available at: <http://link.springer.com/10.1007/s12206-011-1018-3>.

ICAZA-ALVAREZ, Daniel; JURADO, Francisco; TOSTADO-VÉLIZ, Marcos; AREVALO, Paúl. Design to include a wind turbine and socio-techno-economic analysis of an isolated airplane-type organic building based on a photovoltaic/hydrokinetic/battery. **Energy Conversion and Management: X**, vol. 14, p. 100202, May 2022. DOI 10.1016/j.ecmx.2022.100202. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2590174522000253>.

IEC. Wind Turbines. Part 2 – design requirements for small turbines. **IEC 61400-2 ed2.0 (2006-03)**, 2006. .

ISMAIL, Sikiru Oluwarotimi; AKPAN, Emmanuel; DHAKAL, Hom N. Review on

natural plant fibres and their hybrid composites for structural applications: Recent trends and future perspectives. **Composites Part C: Open Access**, vol. 9, p. 100322, Oct. 2022. DOI 10.1016/j.jcomc.2022.100322. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2666682022000858>.

JAKOB, Matthias; MAHENDRAN, Arunjunai Raj; GINDL-ALTMUTTER, Wolfgang; BLIEM, Peter; KONNERTH, Johannes; MÜLLER, Ulrich; VEIGEL, Stefan. The strength and stiffness of oriented wood and cellulose-fibre materials: A review. **Progress in Materials Science**, vol. 125, p. 100916, Apr. 2022. DOI 10.1016/j.pmatsci.2021.100916. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0079642521001407>.

JAMIESON, Peter. **Innovation in Wind Turbine Design**. [S. l.]: Wiley, 2011. DOI 10.1002/9781119975441. Available at: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/book/10.1002/9781119975441>.

JOHN, Itoje H; VAZ, Jerson R P; WOOD, David. Aerodynamic performance and blockage investigation of a cambered multi-bladed windmill. **Journal of Physics: Conference Series**, vol. 1618, no. 4, p. 042003, 1 Sep. 2020. DOI 10.1088/1742-6596/1618/4/042003. Available at: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1618/4/042003>.

JOHN, Itoje Harrison. **Aerodynamic Performance and Starting Behavior of Multi-Bladed Waterpumping Windmills**. 2021. 230 f. University of Calgary, 2021. <https://doi.org/10.11575/PRISM/38859>.

JOSEPH, Seena; SREEKALA, M. S.; KOSHY, Peter; THOMAS, Sabu. Mechanical properties and water sorption behavior of phenol–formaldehyde hybrid composites reinforced with banana fiber and glass fiber. **Journal of Applied Polymer Science**, vol. 109, no. 3, p. 1439–1446, 5 Aug. 2008. DOI 10.1002/app.27425. Available at: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/app.27425>.

JOUSTRA, Jelle; FLIPSEN, Bas; BALKENENDE, Ruud. Structural reuse of high end composite products: A design case study on wind turbine blades. **Resources, Conservation and Recycling**, vol. 167, p. 105393, Apr. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.resconrec.2020.105393>.

JUNG, Christopher; SCHINDLER, Dirk; LAIBLE, Jessica. National and global wind resource assessment under six wind turbine installation scenarios. **Energy Conversion and Management**, vol. 156, p. 403–415, Jan. 2018. DOI 10.1016/j.enconman.2017.11.059. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890417311111>.

KOLLMANN, Franz F. P.; CÔTÉ, Wilfred A. **Principles of Wood Science and Technology**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1968. DOI 10.1007/978-3-642-87928-9. Available at: <https://link.springer.com/10.1007/978-3-642-87928-9>.

KOOLEN, Hector H.F.; DA SILVA, Felipe M.A.; DA SILVA, Vitor S.V.; PAZ, Weider H.P.; BATAGLION, Giovana A. Buriti fruit— *Mauritia flexuosa*. **Exotic Fruits**. [S. l.]: Elsevier, 2018. p. 61–67. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-803138-4.00004-6>.

KOTLAREWSKI, Nathan J.; BELLEVILLE, Benoit; GUSAMO, Benson K.; OZARSKA, Barbara. Mechanical properties of Papua New Guinea balsa wood. **European Journal of Wood and Wood Products**, vol. 74, no. 1, p. 83–89, 2 Jan. 2016. DOI 10.1007/s00107-015-0983-0. Available at: <http://link.springer.com/10.1007/s00107-015-0983-0>.

KROGSTAD, Per-Åge; ERIKSEN, Pål Egil. “Blind test” calculations of the performance and wake development for a model wind turbine. **Renewable Energy**, vol. 50, p. 325–333, Feb. 2013. DOI 10.1016/j.renene.2012.06.044. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148112003953>.

LAFOND, Cassandra; BLANCHET, Pierre. Technical Performance Overview of Bio-Based Insulation Materials Compared to Expanded Polystyrene. **Buildings**, vol. 10, no. 5, p. 81, 26 Apr. 2020. DOI 10.3390/buildings10050081. Available at: <https://www.mdpi.com/2075-5309/10/5/81>.

LAHUERTA, F.; KOORN, N.; SMISSAERT, D. Wind turbine blade trailing edge failure assessment with sub-component test on static and fatigue load conditions. **Composite Structures**, vol. 204, p. 755–766, Nov. 2018. DOI 10.1016/j.compstruct.2018.07.112. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822318310456>.

LAVORATTI, Alessandra; ROMANZINI, Daiane; AMICO, Sandro C.; ZATTERA, Ademir J. Influence of Fibre Treatment on the Characteristics of Buriti and Ramie Polyester Composites. **Polymers and Polymer Composites**, vol. 25, no. 4, p. 247–256, 1 May 2017. DOI 10.1177/096739111702500401. Available at: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/096739111702500401>.

LI, Guoqiang; JONES, Nji. Development of rubberized syntactic foam. **Composites Part A: Applied Science and Manufacturing**, vol. 38, no. 6, p. 1483–1492, Jun. 2007. DOI 10.1016/j.compositesa.2007.01.009. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359835X07000115>.

LI, Ling; CAO, Xia; LEE, L. James. Effect of dual-initiator on low temperature curing of unsaturated polyester resins. **Polymer**, vol. 45, no. 19, p. 6601–6612, Sep. 2004. DOI 10.1016/j.polymer.2004.07.020. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0032386104006834>.

LIMA, Adelson Menezes. **Application of optimal control strategy in wind power generation systems connected to the grid**. 2014. 107 f. Universidade Federal Rural do Semi-Árido, 2014. Available at: <https://repositorio.ufersa.edu.br/handle/tede/523>.

LING, Chen; CARDIFF, Philip; GILCHRIST, Michael D. Mechanical behaviour of EPS foam under combined compression-shear loading. **Materials Today Communications**, vol. 16, p. 339–352, Sep. 2018. <https://doi.org/10.1016/j.mtcomm.2018.07.001>.

LIU, Haiming; ANTWI-AFARI, Maxwell Fordjour; MI, Haoyang; LIU, Chuntai. Research on the feasibility of polyethylene terephthalate foam used in wind turbine blades. **Environmental Progress & Sustainable Energy**, vol. 42, no. 1, 30 Jan. 2023. DOI 10.1002/ep.13956. Available at: <https://aiche.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/ep.13956>.

LIU, Kai; LIANG, Wei; REN, Fengmei; REN, Jingge; WANG, Fang; DING, Heng. The study on compressive mechanical properties of rigid polyurethane grout materials with different densities. **Construction and Building Materials**, vol. 206, p. 270–278, May 2019. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2019.02.012>.

MAGALHÃES, Wellington Azambuja; FREDDI, Onã Silva; AMORIM, Ricardo

Santos Silva; MARCHIORO, Vinicius; RAIMO, Luis Augusto Di Loreto Di; WRUCK, Flávio Jesus. Integrated systems of agricultural production in the north of mato grosso and the physical properties of soil. **Nativa**, vol. 6, p. 722, 17 Dec. 2018. <https://doi.org/10.31413/nativa.v6i0.6103>.

MAHMOUD ZAGHLOUL, Mahmoud Yousry; YOUSRY ZAGHLOUL, Moustafa Mahmoud; YOUSRY ZAGHLOUL, Mai Mahmoud. Developments in polyester composite materials – An in-depth review on natural fibres and nano fillers. **Composite Structures**, vol. 278, p. 114698, Dec. 2021. DOI 10.1016/j.compstruct.2021.114698. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822321011533>.

MANWELL, James F; MCGOWAN, Jon G.; ROGERS, Anthony L. Book Review: Wind Energy Explained: Theory, Design and Application. **Wind Engineering**, vol. 30, no. 2, p. 169–170, 7 Mar. 2006. DOI 10.1260/030952406778055054. Available at: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1260/030952406778055054>.

MANZI, Maya; COOMES, Oliver T. Managing Amazonian palms for community use: A case of aguaje palm (*Mauritia flexuosa*) in Peru. **Forest Ecology and Management**, vol. 257, no. 2, p. 510–517, Jan. 2009. <https://doi.org/10.1016/j.foreco.2008.09.038>.

MARIMUTHU, K. Prakash; KUMAR, S. Mohan; KUMAR, V. Ravi; GOVINDARAJU, H.K. Characterization of Mechanical Properties of Epoxy Reinforced with Glass Fiber and Coconut Fiber. **Materials Today: Proceedings**, vol. 16, p. 661–667, 2019. DOI 10.1016/j.matpr.2019.05.143. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2214785319309885>.

MAZZEI, Carolina Abreu; MARANGONI, Thaís Tonelli; OLIVEIRA, Jefferson Nascimento de. Análise quantitativa dos estudos de impactos ambientais de hidroelétricas existentes no banco de dados do IBAMA e avaliação dos parâmetros hidrológicos utilizados. **Engenharia Sanitaria e Ambiental**, vol. 23, no. 3, p. 425–429, Jun. 2018. <https://doi.org/10.1590/s1413-41522018169678>.

MAZZEO, Francesco. **Performance analysis of a small-scale wind turbine at variable pitch and with pitch unbalance**. Stockholm, Sweden: [s. n.], 2021.

MAZZEO, Francesco; MICHELETTO, Derek; TALAMELLI, Alessandro; SEGALINI, Antonio. An Experimental Study on a Wind Turbine Rotor Affected by Pitch

Imbalance. **Energies**, vol. 15, no. 22, p. 8665, 18 Nov. 2022. DOI 10.3390/en15228665. Available at: <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/22/8665>.

MEKONNEN, B. Y.; MAMO, Y. J. Tensile and Flexural Analysis of a Hybrid Bamboo/Jute Fiber-reinforced Composite with Polyester Matrix as a Sustainable Green Material for Wind Turbine Blades. **International Journal of Engineering**, vol. 33, no. 2, Feb. 2020. DOI 10.5829/ije.2020.33.02b.16. Available at: http://www.ije.ir/article_103380.html.

MISHNAEVSKY, Leon; BRANNER, Kim; PETERSEN, Helga; BEAUSON, Justine; MCGUGAN, Malcolm; SØRENSEN, Bent. Materials for Wind Turbine Blades: An Overview. **Materials**, vol. 10, no. 11, p. 1285, 9 Nov. 2017. DOI 10.3390/ma10111285. Available at: <http://www.mdpi.com/1996-1944/10/11/1285>.

MISHNAEVSKY, Leon; FREERE, Peter; SINHA, Rakesh; ACHARYA, Parash; SHRESTHA, Rakesh; MANANDHAR, Pushkar. Small wind turbines with timber blades for developing countries: Materials choice, development, installation and experiences. **Renewable Energy**, vol. 36, no. 8, p. 2128–2138, Aug. 2011. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.034>.

MONTEIRO, Sergio Neves; RODRIGUEZ, Rubén Jesus Sanchez; COSTA, Lucas Lopes da; PORTELA, Tammy Godinho Rodrigues; SANTOS, Nubia Suely Silva. Thermal behavior of buriti biofoam. **Matéria (Rio de Janeiro)**, vol. 15, no. 2, p. 104–109, 2010. <https://doi.org/10.1590/S1517-70762010000200003>.

MOREIRA, Jouberson L.R.; MESQUITA, Alexandre L.A.; ARAUJO, Leonam F.; GALHARDO, Marcos A.B.; VAZ, Jerson R.P.; PINHO, João T. Experimental investigation of drivetrain resistance applied to small wind turbines. **Renewable Energy**, vol. 153, p. 324–333, Jun. 2020a. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.02.014>.

MOREIRA, Jouberson L.R.; MESQUITA, Alexandre L.A.; ARAUJO, Leonam F.; GALHARDO, Marcos A.B.; VAZ, Jerson R.P.; PINHO, João T. Experimental investigation of drivetrain resistance applied to small wind turbines. **Renewable Energy**, vol. 153, p. 324–333, Jun. 2020b. DOI 10.1016/j.renene.2020.02.014. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148120302007>.

MURRAY, Robynne E.; SWAN, Dana; SNOWBERG, David; BERRY, Derek;

BEACH, Ryan; ROONEY, Sam. Manufacturing a 9-Meter Thermoplastic Composite Wind Turbine Blade. 15 Nov. 2017. **American Society for Composites 2017** [...]. Lancaster, PA: DEStech Publications, Inc., 15 Nov. 2017. <https://doi.org/10.12783/asc2017/15166>.

NERI-NUMA, Iramaia Angélica; SORIANO SANCHO, Renata A.; PEREIRA, Ana Paula Aparecida; PASTORE, Glaucia Maria. Small Brazilian wild fruits: Nutrients, bioactive compounds, health-promotion properties and commercial interest. **Food Research International**, vol. 103, p. 345–360, Jan. 2018. <https://doi.org/10.1016/j.foodres.2017.10.053>.

NEWAZ, G; MAYEED, M; RASUL, A. Characterization of balsa wood mechanical properties required for continuum damage mechanics analysis. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications**, vol. 230, no. 1, p. 206–218, 22 Feb. 2016. DOI 10.1177/1464420714564711. Available at: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1464420714564711>.

NGUYEN, Q. How Sustainable Is Balsa Wood? Here Are the Facts. 2024. **Impactful Ninja**. Available at: <https://impactful.ninja/how-sustainable-is-balsa-wood/>.

NIJSSEN, R.; WESTPHAL, T.; STAMMES, E.; LEKOU, D.; BRONDSTED, P. Rotor structures and materials—strength and fatigue experiments and phenomenological modelling. 2008. **European Wind Energy Conference** [...]. [S. l.: s. n.], 2008.

NIJSSEN, R. P.; VAN WINGERDE, A. M.; VAN DELFT, D. R. V. Wind turbine rotor blade materials: Estimating service lives. **Sampe Journal**, vol. 43, no. 2, p. 7–15, 2007. .

OKOKPUJIE, I.P.; OKONKWO, U.C.; BOLU, C.A.; OHUNAKIN, O.S.; AGBOOLA, M.G.; ATAYERO, A.A. Implementation of multi-criteria decision method for selection of suitable material for development of horizontal wind turbine blade for sustainable energy generation. **Heliyon**, vol. 6, no. 1, p. e03142, Jan. 2020. DOI 10.1016/j.heliyon.2019.e03142. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S240584401936801X>.

OSBORNE, Nathaniel L.; HØIBØ, Ølav A.; MAGUIRE, Douglas A. Estimating the

density of coast Douglas-fir wood samples at different moisture contents using medical X-ray computed tomography. **Computers and Electronics in Agriculture**, vol. 127, p. 50–55, Sep. 2016. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2016.06.003>.

OSEI-ANTWI, Michael; DE CASTRO, Julia; VASSILOPOULOS, Anastasios P.; KELLER, Thomas. Shear mechanical characterization of balsa wood as core material of composite sandwich panels. **Construction and Building Materials**, vol. 41, p. 231–238, Apr. 2013. DOI 10.1016/j.conbuildmat.2012.11.009. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0950061812008203>.

OTTENHAUS, Lisa-Mareike; JOCKWER, Robert; VAN DRIMMELEN, David; CREWS, Keith. Designing timber connections for ductility – A review and discussion. **Construction and Building Materials**, vol. 304, p. 124621, Oct. 2021. DOI 10.1016/j.conbuildmat.2021.124621. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S095006182102376X>.

PETERSON, P.; CLAUSEN, P.D. Timber for High Efficiency Small Wind Turbine Blades. **Wind Engineering**, vol. 28, no. 1, p. 87–96, 7 Jan. 2004. <https://doi.org/10.1260/0309524041210865>.

POURRAJABIAN, Abolfazl; DEHGHAN, Maziar; JAVED, Adeel; WOOD, David. Choosing an appropriate timber for a small wind turbine blade: A comparative study. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 100, p. 1–8, Feb. 2019a. DOI 10.1016/j.rser.2018.10.010. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S136403211830710X>.

POURRAJABIAN, Abolfazl; DEHGHAN, Maziar; JAVED, Adeel; WOOD, David. Choosing an appropriate timber for a small wind turbine blade: A comparative study. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 100, p. 1–8, Feb. 2019b. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.10.010>.

PUERTAS-FRÍAS, Carmen M.; WILLSON, Clinton S.; GARCÍA-SALABERRI, Pablo A. Design and economic analysis of a hydrokinetic turbine for household applications. **Renewable Energy**, vol. 199, p. 587–598, Nov. 2022. DOI 10.1016/j.renene.2022.08.155. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148122013374>.

RACHMAN, Aditya; BALAKA, Ridway; DELLY, Jenny; GUNAWAN, Yuspian. Simulation on the effect of the blade number on the rotational characteristic on a horizontal axis river current turbine. **International Journal of Energy and Environmental Engineering**, vol. 4, no. 1, p. 32, 2013. DOI 10.1186/2251-6832-4-32. Available at: <http://www.journal-ijeee.com/content/4/1/32>.

RAJAK, Dipen Kumar; WAGH, Pratiksha H.; MOUSTABCHIR, Hassan; PRUNCU, Catalin I. Improving the tensile and flexural properties of reinforced epoxy composites by using cobalt filled and carbon/glass fiber. **Forces in Mechanics**, vol. 4, p. 100029, Oct. 2021. DOI 10.1016/j.finmec.2021.100029. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2666359721000202>.

RAMIREZ-TEJEDA, Katerin; TURCOTTE, David A.; PIKE, Sarah. Unsustainable Wind Turbine Blade Disposal Practices in the United States. **NEW SOLUTIONS: A Journal of Environmental and Occupational Health Policy**, vol. 26, no. 4, p. 581–598, Feb. 2017. DOI 10.1177/1048291116676098. Available at: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1048291116676098>.

RANGARAJ, Sudarshan V.; SMITH, Lloyd V. Effects of Moisture on the Durability of a Wood/Thermoplastic Composite. **Journal of Thermoplastic Composite Materials**, vol. 13, no. 2, p. 140–161, 1 Mar. 2000. DOI 10.1177/089270570001300204. Available at: <https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/089270570001300204>.

REDDY, J. N. **Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells**. [S. l.]: CRC Press, 2003. DOI 10.1201/b12409. Available at: <https://www.taylorfrancis.com/books/9780203502808>.

RIBEIRO, Ruan de S.; VAZ, Déborah A. T. D. do Rio; VAZ, Jerson R. P. The generalized Maxwell-slip friction model applied to starting of small wind turbines. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, vol. 43, no. 8, p. 376, 9 Aug. 2021. DOI 10.1007/s40430-021-03088-0. Available at: <https://link.springer.com/10.1007/s40430-021-03088-0>.

RIOS, A. S. **Estudo do envelhecimento acelerado de materiais compósitos revestidos com poliuretano aplicado em aerogeradores**. 2012. 164 f. Universidade Federal do Ceará, 2012. Available at: <http://www.repositorio.ufc.br/handle/riufc/3874>.

RULL, Valentí; MONTOYA, Encarni. *Mauritia flexuosa* palm swamp communities: natural or human-made? A palynological study of the Gran Sabana region (northern South America) within a neotropical context. **Quaternary Science Reviews**, vol. 99, p. 17–33, Sep. 2014. <https://doi.org/10.1016/j.quascirev.2014.06.007>.

SAMPAIO, Maurício Bonesso; SCHMIDT, Isabel Belloni; FIGUEIREDO, Isabel Benedetti. Harvesting Effects and Population Ecology of the Buriti Palm (*Mauritia flexuosa* L. f., Arecaceae) in the Jalapão Region, Central Brazil. **Economic Botany**, vol. 62, no. 2, p. 171–181, 25 Jun. 2008. <https://doi.org/10.1007/s12231-008-9017-8>.

SÁNCHEZ, A.S.; TORRES, E.A.; KALID, R.A. Renewable energy generation for the rural electrification of isolated communities in the Amazon Region. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 49, p. 278–290, Sep. 2015. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.075>.

SANTOS, Ronize da Silva; COELHO-FERREIRA, Márlia. Artefatos de miriti (*Mauritia flexuosa* L. f.) em Abaetetuba, Pará: da produção à comercialização. **Boletim do Museu Paraense Emílio Goeldi. Ciências Humanas**, vol. 6, no. 3, p. 559–571, Dec. 2011. <https://doi.org/10.1590/S1981-81222011000300006>.

SARI, Nasmi Herlina; PRUNCU, Catalin Iulian; SAPUAN, Salit Mohd; ILYAS, Rushdan Ahmad; CATUR, Agus Dwi; SUTEJA, Suteja; SUTARYONO, Yusuf Akhyar; PULLEN, Gareth. The effect of water immersion and fibre content on properties of corn husk fibres reinforced thermoset polyester composite. **Polymer Testing**, vol. 91, p. 106751, Nov. 2020. DOI 10.1016/j.polymertesting.2020.106751. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0142941819317593>.

SCHUBEL, P.J. Cost modelling in polymer composite applications: Case study – Analysis of existing and automated manufacturing processes for a large wind turbine blade. **Composites Part B: Engineering**, vol. 43, no. 3, p. 953–960, Apr. 2012. DOI 10.1016/j.compositesb.2011.11.036. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359836811005051>.

SCOTT, S; GREAVES, P; WEAVER, P M; PIRRERA, A; MACQUART, T. Efficient structural optimisation of a 20 MW wind turbine blade. **Journal of Physics: Conference Series**, vol. 1618, no. 4, p. 042025, 1 Sep. 2020. DOI 10.1088/1742-6596/1618/4/042025. Available at: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1618/4/042025>.

6596/1618/4/042025.

SEIDEL, Cory; JAYARAM, Sanjay; KUNKEL, Leah; MACKOWSKI, Alexander. Structural Analysis of Biologically Inspired Small Wind Turbine Blades. **International Journal of Mechanical and Materials Engineering**, vol. 12, no. 1, p. 19, 22 Dec. 2017. DOI 10.1186/s40712-017-0085-3. Available at: <http://link.springer.com/10.1186/s40712-017-0085-3>.

SERRA-PARAREDA, Ferran; TARRÉS, Quim; ESPINACH, Francesc X.; VILASECA, Fabiola; MUTJÉ, Pere; DELGADO-AGUILAR, Marc. Influence of lignin content on the intrinsic modulus of natural fibers and on the stiffness of composite materials. **International Journal of Biological Macromolecules**, vol. 155, p. 81–90, Jul. 2020. DOI 10.1016/j.ijbiomac.2020.03.160. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0141813020311260>.

SHAH, Darshil U. Developing plant fibre composites for structural applications by optimising composite parameters: a critical review. **Journal of Materials Science**, vol. 48, no. 18, p. 6083–6107, 11 Sep. 2013. <https://doi.org/10.1007/s10853-013-7458-7>.

SHAH, Darshil U.; SCHUBEL, Peter J.; CLIFFORD, Mike J. Can flax replace E-glass in structural composites? A small wind turbine blade case study. **Composites Part B: Engineering**, vol. 52, p. 172–181, Sep. 2013. <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2013.04.027>.

SHAMA, Mohamed. **Torsion and Shear Stresses in Ships**. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011. DOI 10.1007/978-3-642-14633-6. Available at: <http://link.springer.com/10.1007/978-3-642-14633-6>.

SHIFA, Silvina Siddika; HASAN KANOK, Md Mehedi; HAQUE, Mohammad Salman; SULTAN, Tipu; PRITHA, Kanij Fatema; MUBASSHIRA; AL YEAMIN, Maruf; DIPTA, Sudip Dey. Influence of heat treatment and water absorption on mechanical properties of cotton-glass fiber reinforced epoxy hybrid composites: An eco-friendly approach for industrial materials. **Hybrid Advances**, vol. 5, p. 100181, Apr. 2024. DOI 10.1016/j.hybadv.2024.100181. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2773207X24000423>.

SHINOMIYA, L. D.; VAZ, J. R. P.; MESQUITA, A. L. A.; DE OLIVEIRA, T. F.;

BRASIL JR, A. C. P.; SILVA, P. A. S. F. An approach for the optimum hydrodynamic design of hydrokinetic turbine blades. **Revista de Engenharia Técnica**, vol. 14, no. 2, p. 43, 31 Dec. 2015. <https://doi.org/10.5380/reterm.v14i2.62131>.

SIAU, J. F. **Wood : influence of moisture on physical properties**. [S. l.]: Virginia Polytechnic Institute and State University, 1995.

SILVA, Rafaeli Valério da; CARDOSO, Gabriel Valim; SILVA JÚNIOR, Francides Gomes da; STANGERLIN, Diego Martins; MELO, Rafael Rodolfo de; COELHO, Marina Ulian; PIMENTA, Alexandre Santos. Production of kraft pulp from *Ochroma pyramidale* wood. **Acta Amazonica**, vol. 52, no. 1, p. 81–87, Jan. 2022. DOI 10.1590/1809-4392202101011. Available at: http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0044-59672022000100081&tlng=en.

SILVA, PAULO A.S.F.; OLIVEIRA, TAYGOARA F. DE; BRASIL JUNIOR, ANTONIO C.P.; VAZ, JERSON R.P. Numerical Study of Wake Characteristics in a Horizontal-Axis Hydrokinetic Turbine. **Anais da Academia Brasileira de Ciências**, vol. 88, no. 4, p. 2441–2456, 1 Dec. 2016. DOI 10.1590/0001-3765201620150652. Available at: http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0001-37652016000602441&lng=en&tlng=en.

SILVA, Renata Santana; RIBEIRO, Leonardo Monteiro; MERCADANTE-SIMÕES, Maria Olívia; NUNES, Yule Roberta Ferreira; LOPES, Paulo Sérgio Nascimento. Seed structure and germination in buriti (*Mauritia flexuosa*), the Swamp palm. **Flora - Morphology, Distribution, Functional Ecology of Plants**, vol. 209, no. 11, p. 674–685, Nov. 2014. <https://doi.org/10.1016/j.flora.2014.08.012>.

SILVEIRA, Alessandra Flávia; MERCADANTE-SIMÕES, Maria Olívia; RIBEIRO, Leonardo Monteiro; NUNES, Yule Roberta Ferreira; DUARTE, Lucienir Pains; LULA, Ivana Silva; DE AGUILAR, Mariana Guerra; DE SOUSA, Grasiely Faria. Mucilaginous Secretions in the Xylem and Leaf Apoplast of the Swamp Palm *Mauritia flexuosa* L.f. (Arecaceae). **Microscopy and Microanalysis**, vol. 26, no. 3, p. 609–621, 4 Jun. 2020. DOI 10.1017/S1431927620001543. Available at: <https://academic.oup.com/mam/article/26/3/609/6887913>.

SINGH, K. **Blade element analysis and experimental investigation of high solidity**

wind turbines. 2014. 147 f. University of Calgary, 2014. Available at: <http://dx.doi.org/10.11575/PRISM/25146>.

SINHA, Rakesh; ACHARYA, Parash; FREERE, Peter; SHARMA, Ranjan; GHIMIRE, Pramod; MISHNAEVSKY, Leon. Selection of Nepalese Timber for Small Wind Turbine Blade Construction. **Wind Engineering**, vol. 34, no. 3, p. 263–276, 1 May 2010a. DOI 10.1260/0309-524X.34.3.263. Available at: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1260/0309-524X.34.3.263>.

SINHA, Rakesh; ACHARYA, Parash; FREERE, Peter; SHARMA, Ranjan; GHIMIRE, Pramod; MISHNAEVSKY, Leon. Selection of Nepalese Timber for Small Wind Turbine Blade Construction. **Wind Engineering**, vol. 34, no. 3, p. 263–276, 1 May 2010b. <https://doi.org/10.1260/0309-524X.34.3.263>.

SIQUEIRA, Felipe Fabrício dos Santos; COSSE, Renato Lemos; PINTO, Fernando Augusto de Noronha Castro; MAREZE, Paulo Henrique; SILVA, Caio Frederico e; NUNES, Lívio César Cunha. Characterization of Buriti (*Mauritia flexuosa*) Foam for Thermal Insulation and Sound Absorption Applications in Buildings. **Buildings**, vol. 11, no. 7, p. 292, 5 Jul. 2021a. <https://doi.org/10.3390/buildings11070292>.

SIQUEIRA, Felipe Fabrício dos Santos; COSSE, Renato Lemos; PINTO, Fernando Augusto de Noronha Castro; MAREZE, Paulo Henrique; SILVA, Caio Frederico e; NUNES, Lívio César Cunha. Characterization of Buriti (*Mauritia flexuosa*) Foam for Thermal Insulation and Sound Absorption Applications in Buildings. **Buildings**, vol. 11, no. 7, p. 292, 5 Jul. 2021b. DOI 10.3390/buildings11070292. Available at: <https://www.mdpi.com/2075-5309/11/7/292>.

SJØLUND, J.H.; LUND, E. Structural gradient based sizing optimization of wind turbine blades with fixed outer geometry. **Composite Structures**, vol. 203, p. 725–739, Nov. 2018. DOI 10.1016/j.compstruct.2018.07.031. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263822318306883>.

SLOAN, Jeff. Core for composites: Winds of change. **Composites World**, 2010. Available at: [https://www.compositesworld.com/articles/core-for-composites-winds-of-change/composites-end-markets-automotive-\(2024\)](https://www.compositesworld.com/articles/core-for-composites-winds-of-change/composites-end-markets-automotive-(2024)).

SONG, Qiyue; DAVID LUBITZ, William. Design and Testing of a New Small Wind

Turbine Blade. **Journal of Solar Energy Engineering**, vol. 136, no. 3, 1 Aug. 2014. DOI 10.1115/1.4026464. Available at: <https://asmedigitalcollection.asme.org/solarenergyengineering/article/doi/10.1115/1.4026464/379592/Design-and-Testing-of-a-New-Small-Wind-Turbine>.

SOUZA-CRUZ-BUENAGA, F. V. A.; ESPIG, S. A.; CASTRO, T. L. C.; SANTOS, M. A. Environmental impacts of a reduced flow stretch on hydropower plants. **Brazilian Journal of Biology**, vol. 79, no. 3, p. 470–487, Sep. 2019. <https://doi.org/10.1590/1519-6984.183883>.

STĘPIEŃ, Małgorzata; KULAK, Michał; JÓŻWIK, Krzysztof. “Fast Track” Analysis of Small Wind Turbine Blade Performance. **Energies**, vol. 13, no. 21, p. 5767, 4 Nov. 2020. DOI 10.3390/en13215767. Available at: <https://www.mdpi.com/1996-1073/13/21/5767>.

STEVENS, W.D.; ULLOA, C.; POOL, A.; MONTIEL, O.M. **Flora de Nicaragua**. New York: Missouri Botanical Garden Press, 2001.

TAN, Kheng Wee; KIRKE, Brian; ANYI, Martin. Small-scale hydrokinetic turbines for remote community electrification. **Energy for Sustainable Development**, vol. 63, p. 41–50, Aug. 2021. DOI 10.1016/j.esd.2021.05.005. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S097308262100065X>.

TAVARES DIAS DO RIO VAZ, Déborah Aline; AMARANTE MESQUITA, André Luiz; PINHEIRO VAZ, Jerson Rogério; CAVALCANTE BLANCO, Claudio José; PINHO, João Tavares. An extension of the Blade Element Momentum method applied to Diffuser Augmented Wind Turbines. **Energy Conversion and Management**, vol. 87, p. 1116–1123, Nov. 2014. DOI 10.1016/j.enconman.2014.03.064. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890414002659>.

THOMASON, J. L.; CARRUTHERS, J. Natural Fibre Cross Sectional Area, Its Variability and Effects on the Determination of Fibre Properties. **Journal of Biobased Materials and Bioenergy**, vol. 6, no. 4, p. 424–430, 1 Aug. 2012. DOI 10.1166/jbmb.2012.1231. Available at: <http://openurl.ingenta.com/content/xref?genre=article&iissn=1556-6560&volume=6&issue=4&spage=424>.

THOMASON, J.L.; CARRUTHERS, J.; KELLY, J.; JOHNSON, G. Fibre cross-section determination and variability in sisal and flax and its effects on fibre performance characterisation. **Composites Science and Technology**, vol. 71, no. 7, p. 1008–1015, May 2011. DOI 10.1016/j.compscitech.2011.03.007. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0266353811000972>.

THOMASON, James. The Influence of Fibre Cross Section Shape and Fibre Surface Roughness on Composite Micromechanics. **Micro**, vol. 3, no. 1, p. 353–368, 20 Mar. 2023. DOI 10.3390/micro3010024. Available at: <https://www.mdpi.com/2673-8023/3/1/24>.

THOMASON, James L.; RUDEIROS-FERNÁNDEZ, Jose L. Modelling the influence of fibre internal structure on the measured modulus of technical natural fibres. **Composites Part A: Applied Science and Manufacturing**, vol. 147, p. 106478, Aug. 2021. DOI 10.1016/j.compositesa.2021.106478. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359835X21002001>.

THOMSEN, Ole Thybo. Sandwich Materials for Wind Turbine Blades — Present and Future. **Journal of Sandwich Structures & Materials**, vol. 11, no. 1, p. 7–26, 1 Jan. 2009. DOI 10.1177/1099636208099710. Available at: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1099636208099710>.

TIGABU, Muluken Temesgen; KHALID, Muhammad Saif Ullah; WOOD, David; ADMASU, Bimrew Tamrat. Some effects of turbine inertia on the starting performance of vertical-axis hydrokinetic turbine. **Ocean Engineering**, vol. 252, p. 111143, May 2022. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.111143>.

TUMMALA, Abhishiktha; VELAMATI, Ratna Kishore; SINHA, Dipankur Kumar; INDRAJA, V.; KRISHNA, V. Hari. A review on small scale wind turbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 56, p. 1351–1371, Apr. 2016. DOI 10.1016/j.rser.2015.12.027. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032115014100>.

VAN DER HOEK, Yntze; ÁLVAREZ SOLAS, Sara; PEÑUELA, María Cristina. The palm *Mauritia flexuosa*, a keystone plant resource on multiple fronts. **Biodiversity and Conservation**, vol. 28, no. 3, p. 539–551, 15 Mar. 2019. <https://doi.org/10.1007/s10531-018-01686-4>.

VARÓN, P.T.; MORALES-SOTO, L. **Árboles en la Ciudad de Medellín**. Medellín, Colombia: Panamericana Formas e Impresos S.A., 2016.

VAZ, Déborah Aline Tavares Dias do Rio; AMARANTE MESQUITA, André Luiz; PINHEIRO VAZ, Jerson Rogério; CAVALCANTE BLANCO, Claudio José; PINHO, João Tavares. An extension of the Blade Element Momentum method applied to Diffuser Augmented Wind Turbines. **Energy Conversion and Management**, vol. 87, p. 1116–1123, Nov. 2014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.064>.

VAZ, Jerson R.P.; OKULOV, Valery L.; WOOD, David H. Finite blade functions and blade element optimization for diffuser-augmented wind turbines. **Renewable Energy**, vol. 165, p. 812–822, Mar. 2021. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.11.059>.

VAZ, Jerson R.P.; WOOD, David. Blade element analysis and design of horizontal-axis turbines. **Small Wind and Hydrokinetic Turbines**. [S. l.]: Institution of Engineering and Technology, 2021. p. 157–191. DOI 10.1049/PBPO169E_ch7. Available at: https://digital-library.theiet.org/content/books/10.1049/pbpo169e_ch7.

VAZ, Jerson R.P.; WOOD, David H. Effect of the diffuser efficiency on wind turbine performance. **Renewable Energy**, vol. 126, p. 969–977, Oct. 2018. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.04.013>.

VAZ, Jerson R.P.; WOOD, David H.; BHATTACHARJEE, Debanik; LINS, Erb F. Drivetrain resistance and starting performance of a small wind turbine. **Renewable Energy**, vol. 117, p. 509–519, Mar. 2018a. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.071>.

VAZ, Jerson R.P.; WOOD, David H.; BHATTACHARJEE, Debanik; LINS, Erb F. Drivetrain resistance and starting performance of a small wind turbine. **Renewable Energy**, vol. 117, p. 509–519, Mar. 2018b. DOI 10.1016/j.renene.2017.10.071. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148117310339>.

VEERS, Paul S.; ASHWILL, Thomas D.; SUTHERLAND, Herbert J.; LAIRD, Daniel L.; LOBITZ, Donald W.; GRIFFIN, Dayton A.; MANDELL, John F.; MUSIAL, Walter D.; JACKSON, Kevin; ZUTECK, Michael; MIRAVETE, Antonio; TSAI, Stephen W.; RICHMOND, James L. Trends in the Design, Manufacture and Evaluation of Wind Turbine Blades. **Wind Energy**, vol. 6, no. 3, p. 245–259, 3 Jul. 2003. DOI

10.1002/we.90. Available at: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/we.90>.

VIANA, Rebeca V. R.; SCATENA, Vera L.; EICHEMBERG, Mayra T.; SANO, Paulo T. Engaging plant anatomy and local knowledge on the buriti palm (*Mauritia flexuosa* L.f.: Arecaceae): the microscopic world meets the golden grass artisan's perspective. **Cultural Studies of Science Education**, vol. 13, no. 1, p. 253–265, 4 Mar. 2018. <https://doi.org/10.1007/s11422-016-9785-x>.

VIRAPONGSE, Arika. Social Mechanisms and Mobility: Buriti Palm (*Mauritia flexuosa*) Extractivism in Brazil. **Human Ecology**, vol. 45, no. 1, p. 119–129, Feb. 2017. <https://doi.org/10.1007/s10745-016-9887-9>.

VIRAPONGSE, Arika; ENDRESS, Bryan A.; GILMORE, Michael P.; HORN, Christa; ROMULO, Chelsie. Ecology, livelihoods, and management of the *Mauritia flexuosa* palm in South America. **Global Ecology and Conservation**, vol. 10, p. 70–92, Apr. 2017. <https://doi.org/10.1016/j.gecco.2016.12.005>.

VLEUT, Ivar; LEVY-TACHER, Samuel Israel; DE BOER, Willem Frederik; GALINDO-GONZÁLEZ, Jorge; RAMÍREZ-MARCIAL, Neptalí. Can a fast-growing early-successional tree (*Ochroma pyramidale*, Malvaceae) accelerate forest succession? **Journal of Tropical Ecology**, vol. 29, no. 2, p. 173–180, 19 Mar. 2013. <https://doi.org/10.1017/S0266467413000126>.

VOGT, H. H. **Análise estrutural de pás de gerador eólico de pequeno porte feitas de fibra vegetal brasileira**. 2010. 133 f. Federal University of Ceará, 2010.

WANG, Lin; LIU, Xiongwei; GUO, Lianggang; RENEVIER, Nathalie; STABLES, Matthew. A mathematical model for calculating cross-sectional properties of modern wind turbine composite blades. **Renewable Energy**, vol. 64, p. 52–60, Apr. 2014. DOI 10.1016/j.renene.2013.10.046. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148113005776>.

WANG, Lin; LIU, Xiongwei; RENEVIER, Nathalie; STABLES, Matthew; HALL, George M. Nonlinear aeroelastic modelling for wind turbine blades based on blade element momentum theory and geometrically exact beam theory. **Energy**, vol. 76, p. 487–501, Nov. 2014. DOI 10.1016/j.energy.2014.08.046. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544214009827>.

WATANABE, Naoki; OGAWA, Keita; KOBAYASHI, Kenji. Comparison of the elastic limit and yield load of nailed joints connecting solid wood and wood-based board material. **Journal of Wood Science**, vol. 68, no. 1, p. 42, 16 Dec. 2022. DOI 10.1186/s10086-022-02050-5. Available at:

<https://jwoodscience.springeropen.com/articles/10.1186/s10086-022-02050-5>.

WENZEL, G. M. **Projeto aerodinâmico de pás de turbinas eólicas de eixo horizontal**. 2007. 74 f. Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, 2007. Available at:

<https://revistaseletronicas.pucrs.br/ojs/index.php/graduacao/article/viewFile/3490/2738>.

WINDSOR-COLLINS, A.; CUTLER, D.; ATHERTON, M.; COLLINS, M. The palm—a model for success? [*S. l.: s. n.*], 2006. p. 303–326. <https://doi.org/10.2495/978-1-85312-853-0/10>.

WOOD, D. H. Dual Purpose Design of Small Wind Turbine Blades. **Wind Engineering**, vol. 28, no. 5, p. 511–527, 7 Sep. 2004. <https://doi.org/10.1260/0309524043028037>.

WOOD, David. **Small Wind Turbines**. London: Springer London, 2011a(Green Energy and Technology). <https://doi.org/10.1007/978-1-84996-175-2>.

WOOD, David. **Small Wind Turbines**. London: Springer London, 2011b(Green Energy and Technology). DOI 10.1007/978-1-84996-175-2. Available at: <https://link.springer.com/10.1007/978-1-84996-175-2>.

WOOD, David. Small Wind Turbines for Remote Power and Distributed Generation. **Wind Engineering**, vol. 34, no. 3, p. 241–254, 1 May 2010. DOI 10.1260/0309-524X.34.3.241. Available at: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1260/0309-524X.34.3.241>.

WRIGHT, A.K.; WOOD, D.H. The starting and low wind speed behaviour of a small horizontal axis wind turbine. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 92, no. 14–15, p. 1265–1279, Dec. 2004. DOI 10.1016/j.jweia.2004.08.003. Available at:

<https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0167610504001138>.

WU, Chao; VAHEDI, Niloufar; VASSILOPOULOS, Anastasios P.; KELLER, Thomas.

Mechanical properties of a balsa wood veneer structural sandwich core material. **Construction and Building Materials**, vol. 265, p. 120193, Dec. 2020. DOI 10.1016/j.conbuildmat.2020.120193. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S095006182032198X>.

XIE, Wei; ZENG, Pan; LEI, Liping. Wind tunnel testing and improved blade element momentum method for umbrella-type rotor of horizontal axis wind turbine. **Energy**, vol. 119, p. 334–350, Jan. 2017. DOI 10.1016/j.energy.2016.12.051. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544216318564>.

XUE, Peng; WAN, Yi; TAKAHASHI, Jun; AKIMOTO, Hiromichi. Structural optimization using a genetic algorithm aiming for the minimum mass of vertical axis wind turbines using composite materials. **Heliyon**, vol. 10, no. 12, p. e33185, Jun. 2024. DOI 10.1016/j.heliyon.2024.e33185. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2405844024092168>.

YADAV, Mukesh; KUMAR, Deepak; BUTOLA, Ravi; SINGARI, Ranganath M. Effect of the impact strength of glass fibre reinforced plastic composite using wet layup process. **Materials Today: Proceedings**, vol. 25, p. 919–924, 2020. DOI 10.1016/j.matpr.2020.03.077. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2214785320318526>.

YEUNG, Edward C. A Guide to the Study of Plant Structure with Emphasis on Living Specimens. **Plant Microtechniques and Protocols**. Cham: Springer International Publishing, 2015. p. 3–22. DOI 10.1007/978-3-319-19944-3_1. Available at: https://link.springer.com/10.1007/978-3-319-19944-3_1.

YI, Liu; JIANGSONG, Yi; XUFU, Cai. Application of a novel halogen-free intumescent flame retardant for acrylonitrile-butadiene-styrene. **Journal of Applied Polymer Science**, vol. 124, no. 2, p. 1475–1482, 15 Apr. 2012. DOI 10.1002/app.35153. Available at: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/app.35153>.

ZEA-CAMAÑO, Jorge Danilo; SOTO, José R.; ARCE, Julio Eduardo; PELISSARI, Allan Libanio; BEHLING, Alexandre; ORSO, Gabriel Agostini; GUACHAMBALA, Marcelino Santiago; EISFELD, Rozane de Loyola. Improving the Modeling of the Height–Diameter Relationship of Tree Species with High Growth Variability: Robust

Regression Analysis of *Ochroma pyramidale* (Balsa-Tree). **Forests**, vol. 11, no. 3, p. 313, 12 Mar. 2020. <https://doi.org/10.3390/f11030313>.

ZHANG, Zhiyan; NIU, Peixin; ZHAO, Zhiying; SUN, Ailing; WEI, Liuhe; ZHU, Jun; LI, Yuhan. Co-enhancement of toughness and strength of room-temperature curing epoxy adhesive derived from hydroxyl-terminated polybutadiene based polyurethane resin. **European Polymer Journal**, vol. 219, p. 113373, Oct. 2024. DOI 10.1016/j.eurpolymj.2024.113373. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0014305724006347>.

ZHU, Jie; ZHOU, Zhong; CAI, Xin. Multi-objective aerodynamic and structural integrated optimization design of wind turbines at the system level through a coupled blade-tower model. **Renewable Energy**, vol. 150, p. 523–537, May 2020. DOI 10.1016/j.renene.2020.01.013. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148120300148>.

ZUCCARELLO, Bernardo; MILITELLO, Carmelo; BONGIORNO, Francesco. Influence of the anisotropy of sisal fibers on the mechanical properties of high performance unidirectional biocomposite lamina and micromechanical models. **Composites Part A: Applied Science and Manufacturing**, vol. 143, p. 106320, Apr. 2021. DOI 10.1016/j.compositesa.2021.106320. Available at: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359835X21000488>.

ZUNINO, A. R.; NORMAN, M.; FENTON, S. T. **Gone with the wind**. [S. l.: s. n.], 2022. Available at: <https://www.forest-trends.org/wp-content/uploads/2022/06/Balsa-Report-FINAL-1.pdf>.