

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

MARCOS FLÁVIO FERNANDES FIUZA

**Otimização topológica aplicada ao projeto preliminar do cubo de turbinas eólicas de eixo
horizontal**

São Paulo
2024

MARCOS FLÁVIO FERNANDES FIUZA

Otimização topológica aplicada ao projeto preliminar do cubo de turbinas eólicas de eixo horizontal

Versão Corrigida

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências.

Área de Concentração: Engenharia de Controle e Automação Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Demetrio Cornilios Zachariadis

São Paulo

2024

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 31 de março de 2024

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Fiuza, Marcos Flávio Fernandes

Otimização topológica aplicada ao projeto preliminar do cubo de turbinas eólicas de eixo horizontal / M. F. F. Fiuza ; orientador, D. C. Zachariadis -- versão corr. -- São Paulo, 2024.
116 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

Versão corrigida

1.Energia eólica 2.Carregamento nas estruturas 3.Dinâmica de máquinas 4. Otimização I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t. III.Zachariadis, Demetrio Cornilios, orient.

RESUMO

FIUZA, MARCOS F. F. **Otimização topológica aplicada ao projeto preliminar do cubo de turbinas eólicas de eixo horizontal**. 2023. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Controle e Automação Mecânica). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Universidade de São Paulo, 2023.

Os avanços tecnológicos na engenharia têm conduzido a projetos de turbinas eólicas cada vez maiores e com maior aproveitamento energético do local onde estão instaladas. Cada máquina, entretanto, necessita de um projeto específico de cubo, já que os carregamentos sobre estes componentes não crescem de forma linear com o diâmetro do rotor. Por outro lado, o uso de métodos de otimização topológica pode auxiliar na concepção destes componentes. Neste contexto, este trabalho propõe desenvolver uma ferramenta exploratória para o projeto preliminar de um cubo utilizando estes métodos de otimização. Um dos principais mecanismos de falha do cubo ocorre por meio da fadiga mecânica. Estes componentes estão sujeitos a um vasto espectro de carregamentos formado por ciclos de alta e baixa amplitude que contribuem para o dano à fadiga e são experimentalmente relacionados por uma curva logarítmica. No trabalho, após ampla revisão bibliográfica destes temas, os carregamentos são determinados por meio do programa de simulação aeroelástica OpenFAST e são pós-processados no programa MLife, o qual estima as cargas ao longo da vida operacional da máquina. Estes carregamentos são então utilizados como variáveis de entrada na otimização topológica do componente, que consiste em minimizar a flexibilidade da estrutura sujeita a restrições de volume. A implementação foi feita utilizando o *framework* PETSc e aplicação do método dos elementos finitos com uma malha estruturada de elementos prismáticos de base triangular, que preenchem completamente todo o domínio de otimização e mantém suas faces paralelas aos mancais das pás e às condições de contorno. Um primeiro resultado da análise foi a identificação das direções de maior esforço mecânico, que são dominadas pelo momento fletor na raiz das pás. Na otimização, o efeito do filtro de homogeneização foi avaliado, assim como a restrição de volume imposta. As estruturas obtidas indicam as regiões mais significativas para a composição da rigidez do componente, servindo de base para um projeto subsequente mais detalhado. Esta ferramenta exploratória pode contribuir para o desenvolvimento de projetos de cubos otimizados, resultando em turbinas eólicas mais eficientes e economicamente viáveis.

Palavras-chave: Energia eólica. Carregamento nas estruturas. Dinâmica de máquinas. Otimização topológica. Projeto de máquinas.

ABSTRACT

FIUZA, MARCOS F. F. **Topology optimization applied to the preliminary design of the hub of horizontal axis wind turbines**. 2023. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Controle e Automação Mecânica). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Universidade de São Paulo, 2023.

Technological advancements in engineering have led to the development of increasingly larger and more efficient wind turbines. However, each turbine requires a specific hub design, as the loads on these components do not increase linearly with the rotor diameter. Topology optimization methods have shown potential in assisting with the design of these components. In this context, this work aims to develop an exploratory tool for the preliminary design of a hub using these optimization methods. One of the main failure mechanisms of the hub is mechanical fatigue. These components are subject to a wide spectrum of loads consisting of cycles of high and low amplitude, which contribute to fatigue damage and are experimentally related by a logarithmic curve. In this study, after an extensive literature review on these topics, the loads are determined through the aeroelastic simulation program OpenFAST and post-processed in the MLife program, which estimates the loads throughout the machine's operational life. These loads are then used as input variables in the topology optimization of the component, aiming to minimize the flexibility of the structure subject to volume constraints. The implementation is carried out using the PETSc framework and application of the finite element method with a structured mesh of triangular prism elements that completely fill the entire optimization domain and keep their faces parallel to the blade bearings and boundary conditions. A preliminary result of the analysis is the identification of the directions of the highest mechanical loads, which are dominated by the bending moments at the blade root. In the optimization process, the effect of the homogenization filter and the imposed volume constraint are evaluated. The obtained structures indicate the most significant regions for the stiffness composition of the hub, providing a basis for subsequent detailed design. This exploratory tool can contribute to the development of optimized hub designs, leading to more efficient and economically viable wind turbines.

Keywords: Wind energy. Loads. Machined dynamics. Topology optimization. Machine design.

LISTA DE SIGLAS

BEN	Balanço Energético Nacional
DEL	Carga de Dano Equivalente (<i>Damage Equivalent Load</i>)
DLC	Casos de Carregamento de Projeto (<i>Design Load Cases</i>)
GEE	Gases de Efeito Estufa
HAWT	Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal (<i>Horizontal Axis Wind Turbine</i>)
HCF	Fadiga de Alto Ciclo (<i>High Cycle Fatigue</i>)
LCF	Fadiga de Baixo Ciclo (<i>Low Cycle Fatigue</i>)
LCOE	Custo Nivelado de Energia (<i>Levelized Cost of Energy</i>)
LIDAR	<i>Light Detection And Ranging</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MPI	<i>Message Passing Interface</i>
NTM	Modelo de Turbulência Normal (<i>Normal Turbulence Model</i>)
PETSc	<i>Portable, Extensible Toolkit for Scientific Computation</i>
SIMP	<i>Solid Isotropic Material With Penalization</i>
SLP	Programação Linear Sequencial (<i>Sequential Linear Programming</i>)
SQP	Programação Quadrática Sequencial (<i>Sequential Quadratic Programming</i>)
TSR	Razão de Velocidades na Ponta de Pá (<i>Tip Speed Ratio</i>)
WindPACT	<i>Wind Partnership for Advanced Component Technology</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

C_p coeficiente de potência

$\mathbf{D}(E_e)$ matriz constitutiva do material

D_i dano de fadiga

D^{Life} dano acumulado

E_0 módulo de elasticidade do elemento

E_e módulo de elasticidade do elemento ponderado pela variável de projeto

$f(x)$ função objetivo

\mathbf{F} vetor de cargas

F_k valor característico para a carga

g_j restrições de desigualdade

h_j restrições de igualdade

I_{ref} valor de referência da intensidade de turbulência

$\mathbf{K}(\mathbf{x})$ matriz rigidez

L quantidade de casos de carregamentos

L_i magnitude do esforço na direção do carregamento aplicado em \mathbf{F}_i

L_{ji}^R amplitude da carga no ciclo i e série temporal j

L_{ji}^M valor médio da carga no ciclo i e série temporal j

L^{ult} carga máxima suportada pelo componente

m coeficiente de Wöhler do material

N_f número de ciclos de vida em fadiga

n_i número de repetições do ciclo dentro de um bloco de mesma faixa de tensões

N_i número de ciclos da fase de iniciação da trinca

N_{ji} quantidade de ciclos até a falha de uma curva S-N para um dado ciclo i e série temporal j

n_{ji}^{Life} ciclo i da contagem da série temporal j

$n^{Life,eq}$ contagem total de ciclos

N_p número de ciclos da fase de propagação da trinca

N_k função de forma k

p expoente de penalização do método SIMP

P parâmetro de agregação de tensões

R razão de tensões

r_{filter} raio do filtro de homogeneização

R_k valor característico de resistência

R_r raio do rotor

$\mathbf{S}_n(t)$ vetor de tensões do plano crítico

$\mathbf{U}(\mathbf{x})$ vetor de deslocamentos

V volume máximo desejado da estrutura

V_{ave} velocidade do vento média anual

$V_{cut-out}$ velocidade de cut-out do vento

v_j volume do elemento j

V_r velocidade nominal do vento

V_{ref} velocidade do vento de referência

v_{wind} velocidade média do vento sobre o rotor

\mathbf{x} vetor coluna das variáveis de projeto

\tilde{x}_e variável de projeto após filtragem

x_j variável de projeto do elemento j

γ_f fator de segurança parcial de cargas

γ_M fator de segurança parcial de materiais

γ_n fator de segurança parcial de consequência de falhas

ϵ_e vetor de deformações

λ razão de velocidades na ponta de pá

ρ_0 massa específica do elemento original

ρ_e massa específica do elemento ponderado pela variável de projeto

σ_a amplitude de tensão

σ_m tensão média

$\sigma(t)$ tensão

$\boldsymbol{\sigma}(t)$ tensor de tensões

$\sigma_n(t)$ componente de tensão normal

σ_{ei} componentes de tensões no elemento e e direção i

σ_{vme} tensão de von Mises

$\tau(t)$ componente de tensão de cisalhamento

ω_j peso do filtro de homogeneização

Ω velocidade angular da turbina

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
1.1. Objetivos.....	13
1.2. Otimização topológica de componentes mecânicos.....	14
1.3. Carregamentos	16
1.4. Estudo de caso: cubo do rotor turbina eólica WindPACT 5MW	16
1.5. Estrutura do trabalho	17
2. ESTUDO DE CASO: CUBO DO ROTOR	18
2.1. Quantidade de pás	24
2.2. Controle das pás	25
2.3. Transmissão de esforços	29
2.4. Construção.....	31
2.5. Outros acessórios periféricos	33
2.6. Turbina WindPACT 5.0-MW	35
3. ESFORÇOS MECÂNICOS.....	39
3.1. Fadiga.....	42
3.2. Método baseado em tensões.....	43
3.3. Carregamento de amplitude variável.....	47
3.4. Fadiga multiaxial.....	49
3.5. Material	52
4. MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA.....	55
4.1. Processo de otimização topológica	56
4.2. Método dos Elementos Finitos (MEF)	57
4.3. Método SIMP	58
4.4. Regularização.....	59

4.5.	Flexibilidade.....	60
4.6.	Tensões.....	61
4.7.	Solucionador de otimização	62
4.8.	Problemas de otimização topológica	63
5.	METODOLOGIA.....	64
5.1.	Carregamentos	65
5.1.1.	TurbSim.....	67
5.1.2.	OpenFAST	68
5.1.3.	Mlife	69
5.2.	Malha.....	70
5.3.	Otimização topológica	72
5.3.1.	PETSc.....	73
5.3.2.	Elemento.....	74
5.3.3.	Simplificações adotadas no MEF	77
5.4.	Visualização dos resultados.....	77
6.	RESULTADOS	79
6.1.	Carregamentos	79
6.2.	Resultados da otimização topológica.....	83
6.2.1.	Filtro.....	86
6.2.2.	Fração de volume final	89
6.2.3.	Carregamentos radiais.....	91
6.2.4.	Exemplo ilustrativo	94
7.	CONCLUSÕES.....	99
7.1.	Trabalhos futuros	101
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	102
	APÊNDICE A – DESIGN LOAD CASES (DLC) SIMULADOS	106

ANEXO A – PROPRIEDADES DISTRIBUÍDAS DAS PÁS E TORRE DA TURBINA DE REFERÊNCIA WINDPACT 5.0-MW	108
ANEXO B – DESIGN LOAD CASES (DLC).....	110
ANEXO C – ANÁLISE DE SENSIBILIDADE.....	112
ANEXO D – MATRIZ DE RIGIDEZ	114

1. INTRODUÇÃO

A energia, em suas diferentes formas e usos, é essencial para a sociedade moderna e está, até certo ponto, relacionada ao crescimento econômico e desenvolvimento social de um povo. O suprimento de sua demanda crescente teve no último século a queima de combustíveis fósseis como principal fonte energética. A emissão de gases derivados desta combustão, como o dióxido de carbono, é tida como um dos principais contribuintes antrópicos para a intensificação do efeito estufa, com consequências como o aquecimento global, tema de intenso debate.

Neste sentido, acordos globais têm pautado a questão climática na criação de políticas públicas. Como exemplo, o Protocolo de Kyoto, ocorrido em 1997, que marca o início de uma ação global pelo clima, resultando em incentivos aos países em desenvolvimento a produzirem energia por meio de fontes renováveis para redução de gases de efeito estufa (GEE), se beneficiando de transferência tecnológica e pelo comércio de carbono em cooperação com países desenvolvidos.

Em 2015, no Acordo de Paris, conduzido pela Conferência das Nações Unidas sobre Mudanças Climáticas, foram firmadas metas entre os representantes visando minimizar as causas e efeitos das mudanças climáticas, estabelecendo o objetivo de manter o aquecimento global neste século abaixo de 2 °C. Cada país se comprometeu a reduzir as emissões GEE baseando no contexto econômico e social locais. No contexto energético, tais metas vêm forçando governos a fomentarem iniciativas que empreguem fontes renováveis na geração de energia e, no cenário brasileiro, a energia eólica se apresenta como forte candidata.

Além destes movimentos, acontecimentos históricos como a crise do petróleo que afetou diversos países na década de 1970 foi um dos impulsionadores de pesquisas em fontes alternativas de energia, como solar e eólica. No decorrer dos anos, fatores como a busca de independência energética, a geração sustentável de energia e a mitigação dos impactos ambientais foram algumas das motivações que colaboraram para a manutenção de pesquisas e desenvolvimentos nesta área. Na fonte eólica, turbinas que no início do último século eram utilizadas em fazendas para o bombeamento de água ou em moinhos, com coeficientes de potência (C_p) que não ultrapassam 18%, hoje são projetadas com C_p superior a 50%, próximas de seu limite teórico, e capacidades de potência instalada atingindo os 12 MW. Esta evolução

tecnológica permite atualmente seu uso de forma competitiva em variadas regiões com potencial eólico favorável.

No Brasil, dados da matriz energética publicados pelo Balanço Energético Nacional – BEN 2023 apontam a Oferta Interna de Energia (OIE) constituída por 47,4% de fontes renováveis (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2023). Na geração elétrica, a oferta interna de origem eólica em 2022 correspondeu a 11,8%, um aumento de 11,3% em relação ao ano anterior. Segundo a Associação Brasileira de Energia Eólica (2023), em 2022 o Brasil atingiu a marca de 25 GW de capacidade instalada eólica. Numa perspectiva futura, o Plano Nacional de Energia 2050 estima, considerando diferentes cenários como a eletrificação no setor de transportes e a expansão completamente renovável, uma capacidade instalada eólica de aproximadamente 110 a 195 GW para o ano de 2050, podendo atingir 246 GW se consideradas outras condições especiais (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2021).

Este cenário brasileiro de crescimento da demanda de energia estimula o mercado de aerogeradores. Entretanto, por outro lado, grande parte dos conhecimentos e desenvolvimento aplicados às turbinas eólicas e seus componentes são feitos no exterior, consolidando o país como fabricante e importador tecnológico neste setor.

Um dos indicadores tradicionalmente utilizados para avaliação da competitividade financeira de determinado projeto energético é o chamado Custo Nivelado de Energia (*LCOE*), que, quanto menor, maior a viabilidade financeira do empreendimento. As turbinas eólicas de eixo horizontal (*HAWT*), assunto deste trabalho, tem mostrado significativa redução de custos com o avanço de novos materiais e do recente conhecimento adquirido com a operação destas máquinas. Observa-se, ainda, uma tendência de crescimento tanto em tamanho quanto em capacidade de geração, sobretudo no meio offshore, movendo a fronteira do conhecimento em direção de desafios também substanciais.

1.1. Objetivos

Com o exposto, o objetivo principal deste trabalho é aplicar métodos de otimização topológica baseados em gradiente no projeto preliminar do cubo de turbinas eólicas de eixo horizontal considerando sua vida em fadiga. Como estudo de caso pretende-se gerar uma primeira

estrutura mecânica do cubo do rotor (*hub*) com a finalidade de se localizar regiões mais significativas para a preservação da rigidez da estrutura, enquanto se reduz a massa deste componente.

Dentre os objetivos secundários, pretende-se: estimar os carregamentos atuantes no cubo; ponderar o efeito cíclico e direcional dos carregamentos causadores de fadiga no projeto deste componente e desenvolver uma ferramenta capaz de otimizar topologicamente cubos engastados de HAWTs.

Com isso, espera-se também como efeitos resultantes do trabalho, após o projeto final e uma validação criteriosa de integridade estrutural, uma redução do LCOE com o emprego da máquina, a redução de peso no transporte e instalação e a redução de massa de outras estruturas de sustentação, para citar alguns. A abordagem utilizada pode ser empregada também a outros componentes mecânicos, com o objetivo de se obter uma primeira forma geométrica otimizada com restrições de vida em fadiga e que guie o projetista na concepção final do componente, sobretudo, daqueles fabricados por meio de fundição.

Dados da Associação Brasileira de Energia Eólica (2023) mostram que, em outubro de 2023, apenas no Brasil, cerca de 10300 aerogeradores estavam em operação, este número reforça o ganho em escala que a melhoria da eficiência estrutural dos componentes destas máquinas pode resultar.

1.2. Otimização topológica de componentes mecânicos

A otimização topológica é caracterizada como um problema de distribuição ótima de material em um dado domínio de projeto, sujeito a restrições pré-estabelecidas. Dentre as diversas classificações utilizadas para descrever técnicas de otimização para solução de problemas não lineares, pode-se definir três métodos: métodos de ordem zero, como metaheurísticos, métodos de primeira ordem como programação linear sequencial (*SLP*) e métodos de segunda ordem, como o Programação Quadrática Linear (*SQP*), sendo estes dois últimos baseados em gradiente e, segundo a literatura, os métodos mais adequados para aplicações em otimização topológica.

Ainda, em otimização topológica pode-se classificar os métodos em binários e métodos de densidade, o primeiro permite que as variáveis do domínio de projeto assumam valores

unitários ou nulos, já no segundo estas variáveis podem assumir valores intermediários em um certo intervalo e são caracterizadas pelo modelo de material do elemento, sendo o mais tradicional o modelo *Solid Isotropic Material With Penalization (SIMP)*.

Nos métodos baseados em gradiente, as derivadas de primeira ordem devem ser avaliadas em relação à cada variável de projeto tanto para a função objetivo, quando para as restrições impostas.

Um dos problemas clássicos de otimização é a minimização da flexibilidade estrutural sujeita a uma única restrição de volume. Também é comum, a formulação de problemas de otimização topológica que adotam restrição de tensões com a minimização da massa e limitados a um valor máximo de tensão de von Mises em cada elemento. O grande número de restrições, entretanto, torna o cálculo de sensibilidade computacionalmente caro, fazendo necessário o uso de métodos para contornar este problema, como por exemplo funções de agregação, sendo a função de Kreisselmeier-Steinhauser (KS) e a função P-norm as mais comuns. Com isso, as restrições que antes eram locais, podem ser tratadas de forma global.

Na otimização de componentes mecânicos sujeitos a altos ciclos de carregamento, torna-se interessante ponderar seu efeito sobre o projeto. Algumas possíveis abordagens são feitas por meio de modelagem estática, quasi-estática e dinâmica. Para considerável redução em custo computacional, carregamentos estáticos são largamente utilizados. Neste caso, o carregamento cíclico causador de falha por fadiga é reduzido a uma carga estática utilizando o método de carga de dano equivalente (DEL). Na modelagem quasi-estática a variação temporal da carga aplicada e dos deslocamentos são considerados, sem ter em conta, entretanto, os efeitos inerciais. Já a modelagem dinâmica leva em consideração a massa e o amortecimento no equacionamento do problema dependente do tempo.

Alguns estudos trazem a otimização topológica por fadiga de alto ciclo como uma reformulação da otimização topológica com restrição de tensão, como a aplicação de uma carga de dano equivalente. Há também abordagens que consideram o dano acumulado como restrição do problema de otimização, o que apresenta não-linearidades e um maior custo computacional.

1.3. Carregamentos

Para conhecimento dos carregamentos atuantes na turbina, é empregado o programa de análise aeroelástica OpenFAST com o qual é possível modelar turbinas eólicas de eixo horizontal e seus sistemas de controle.

Via de regra, de acordo com a norma IEC 61400-1, o projeto de um aerogerador deve satisfazer um conjunto de condições críticas ambientais denominadas de casos de carregamento de projeto (*DLC*). Diferentes situações são elencadas e normalmente casos de carga extrema, como ventos com período de retorno de 50 anos, caracterizam o projeto quanto ao limite de resistência do material. Entretanto, a depender do período de vida desejado da máquina, a consideração de fadiga pode vir a governar o projeto de seus componentes.

Das diferentes abordagens utilizadas na avaliação do acúmulo de dano devido às cargas flutuantes, é adotada a formulação citada na norma IEC 61400-1, que utiliza a regra de Miner e contagem de ciclos pelo método *rainflow*. Os resultados das simulações de curto prazo para cada condição de vento, que não compreendem todo o período de operação da máquina, são ajustados a uma função densidade de probabilidade em relação à amplitude do ciclo. O dano a longo prazo é obtido extrapolando este carregamento ao longo de todo período de vida da máquina e com a integração dos resultados por toda faixa de velocidades de vento de operação, considerando a distribuição de probabilidade destas velocidades na altura do cubo. Para esta previsão da vida em fadiga, os resultados obtidos no programa OpenFAST podem ser pós processados na ferramenta MLife, disponibilizada pelo NREL. Para extrapolação de longo prazo este código utiliza a distribuição de Weibull para velocidades de vento.

1.4. Estudo de caso: cubo do rotor turbina eólica WindPACT 5MW

No início dos anos 2000, uma série de modelos de turbinas eólicas de referência foram criados sob o projeto WindPACT para investigar o efeito da escala sobre o impacto financeiro em turbinas de diferentes tamanhos. Dentre os modelos desenvolvidos, há a turbina WindPACT 5.0 MW, a maior desta série e que será objeto de estudo deste trabalho. Comumente, o rotor e nacele de Turbinas Eólicas de Referência (*RWT*) são superdimensionados no ponto de vista estrutural, o que as deixam significativamente mais pesadas se comparadas às turbinas

modernas e geram, assim, implicações também no projeto estrutural da torre e estruturas de suporte.

O componente investigado é, então, o cubo do rotor da turbina WindPACT 5.0 MW supracitada, que possui massa estimada de 125,97 toneladas, equivalente a aproximadamente 60% da massa do rotor e 26% da massa do conjunto nacele e rotor.

1.5. Estrutura do trabalho

Nos três primeiros capítulos seguintes é feita uma revisão da literatura sobre aspectos relevantes ao desenvolvimento deste trabalho. No capítulo 2 é apresentado um recorte da literatura técnica de conceitos e práticas adotadas no projeto de um cubo, são abordadas características funcionais e construtivas. Ao final, são mostrados dados da turbina utilizada no estudo de caso. No capítulo 3 são levantadas as particularidades dos carregamentos atuantes sobre este componente, é feito um estudo sobre as normas aplicáveis e revista a fundamentação teórica relacionada à fadiga mecânica de materiais, principal mecanismo de falha observado sobre esta estrutura. No capítulo 4 são introduzidos os principais conceitos relativos à otimização topológica.

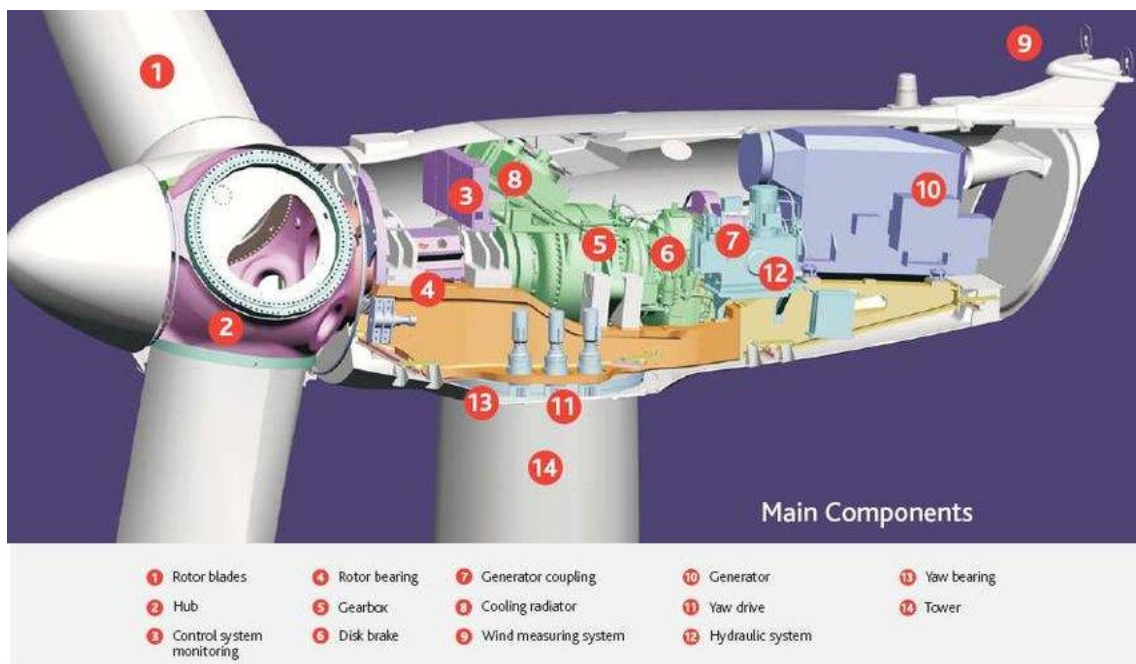
Já no capítulo 5 é apresentada a metodologia e considerações adotadas, descrevendo a forma de obtenção dos carregamentos, a geração da malha para discretização do domínio e aplicação do método dos elementos finitos, o método de otimização topológica utilizado e a visualização das estruturas resultantes.

No capítulo 6 são mostrados os resultados obtidos com a aplicação do método. E por fim, no capítulo 7 são feitas considerações sobre o trabalho desenvolvido e perspectivas de trabalhos futuros.

2. ESTUDO DE CASO: CUBO DO ROTOR

O componente do aerogerador tratado neste estudo é o chamado cubo, ou *hub*, elemento que interliga as pás eólicas ao eixo principal de baixa rotação, como representado na Figura 1, e, junto às pás, compõe o rotor da turbina, o qual é o responsável por capturar a energia cinética do vento disponível.

Figura 1 – Principais componentes da turbina eólica modelo Acciona AW-x/3000



Fonte: Acciona Windpower (2010)¹.

Um dos potenciais de se estudar o cubo das turbinas é apontado por Valpy e English (2014). Em seu estudo são estimados os impactos que avanços tecnológicos de diferentes partes da turbina podem apresentar sobre o LCOE. No tocante ao projeto do cubo, seus materiais e outros componentes associados como o sistema de *pitch*, grande causador de paradas indesejáveis, os ganhos potenciais apresentados no relatório podem atingir até 3,5% do LCOE. É notória a tendência de aumento de capacidade de potência das turbinas projetadas e instaladas nos últimos anos. O aprendizado tecnológico adquirido com a operação de turbinas eólicas, aliado às inovações e à redução dos custos da energia gerada são alguns dos fatores

¹ Acciona Windpower. **Wind Power Plants and Grid Integration Experience**, 2010. Disponível em: <<https://slideplayer.com/slide/4707141/>>

que contribuem para este crescimento. Caduff *et al.* (2012) é enfático ao afirmar que quanto maior a turbina, mais “verde” é sua produção de eletricidade, uma vez que é crescente o impacto ambiental prevenido estimado pela produção acumulada de energia gerada por estas máquinas. Sieros *et al.* (2012) avalia as leis de escala para turbinas de até 20 MW e indica que um crescimento ainda maior de forma economicamente atrativa depende da ruptura de barreiras tecnológicas. O trabalho mostra que o fator limitante para o aumento de tamanho é a flambagem dos elementos esbeltos. Quanto ao cubo do rotor, dentre os carregamentos, é visto que os momentos podem ter expoente superior ao da lei cúbica (s^3) sobre o fator de escala (s) e as forças se aproximam de s^2 . Estas relações podem introduzir mudanças conceituais sobre o cubo e, neste sentido, este estudo focado em uma turbina de 5 MW permitiria também sua replicabilidade para turbinas de maior porte.

De forma prática, a Figura 2 mostra a diferença de tamanho entre as turbinas N163/6.X (6MW) e N27/250 (250kW) disponibilizadas pelo fabricante Nordex. Nota-se as diferentes proporções geométricas entre os modelos. Apesar de ter uma área varrida do rotor aproximadamente 36 vezes maior, o modelo N163/6.X tem uma massa no topo da torre de 290 toneladas, cerca de 18 vezes a mais que a massa da menor turbina (16 toneladas).

Figura 2 - Nacele das turbinas N163/6.X (maior) e N27/250 (menor)

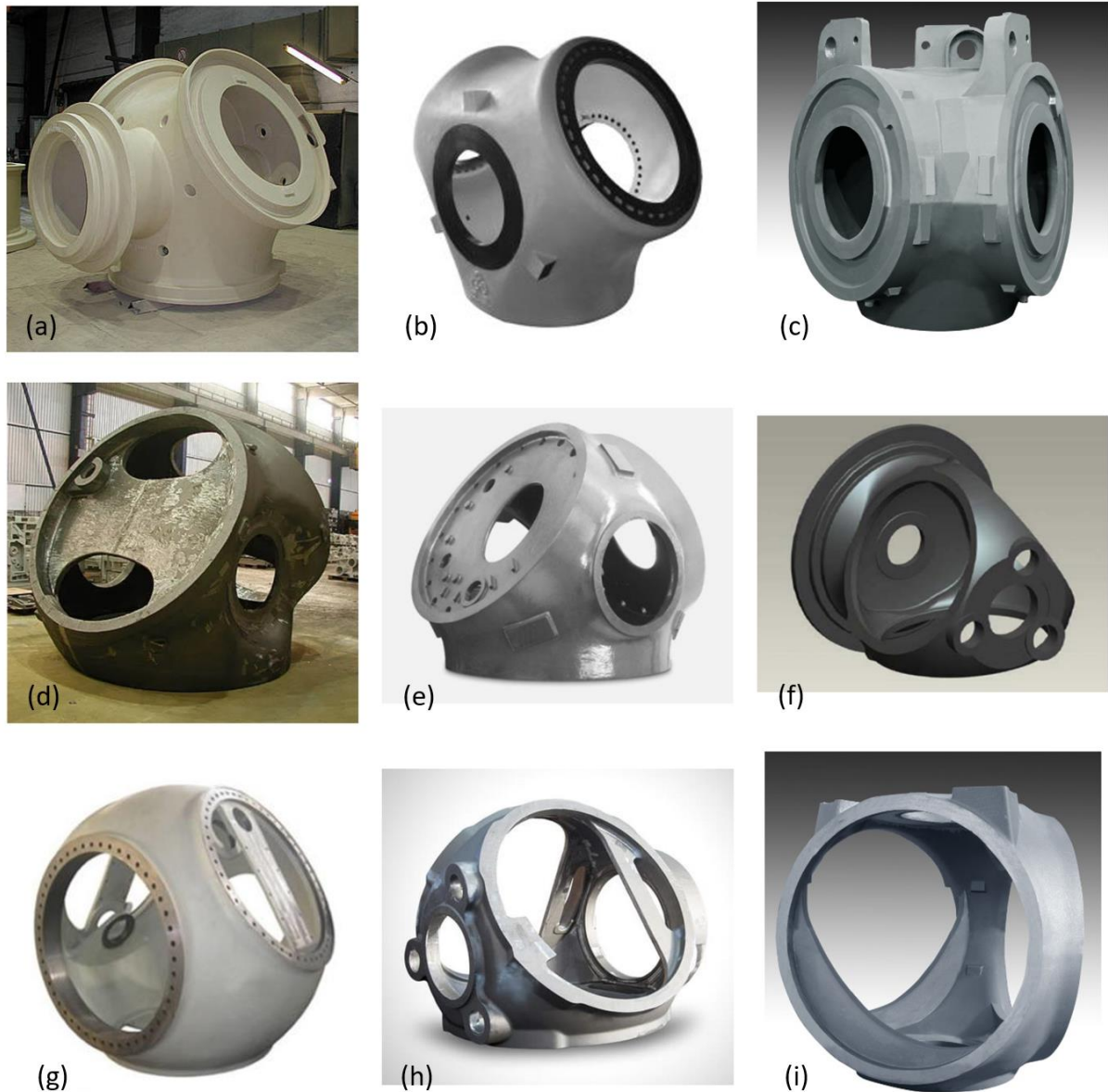


Fonte: Nordex (2022)².

² Nordex Group. **Size Matters – N163 vs N27**, 2022. Disponível em: <<https://www.linkedin.com/feed/update/urn:li:activity:6910489928623644672/>>

A Figura 3 apresenta uma coletânea de topologias diferentes encontradas no projeto de cubos. Nota-se a existência de modelos com elementos que aumentam a rigidez em determinadas regiões, de modelos mais compactos e de variação na relação do diâmetro da raiz da pá e sua distância ao centro do cubo.

Figura 3 - Conjunto de cubos de diferentes topologias utilizados em rotores de três pás

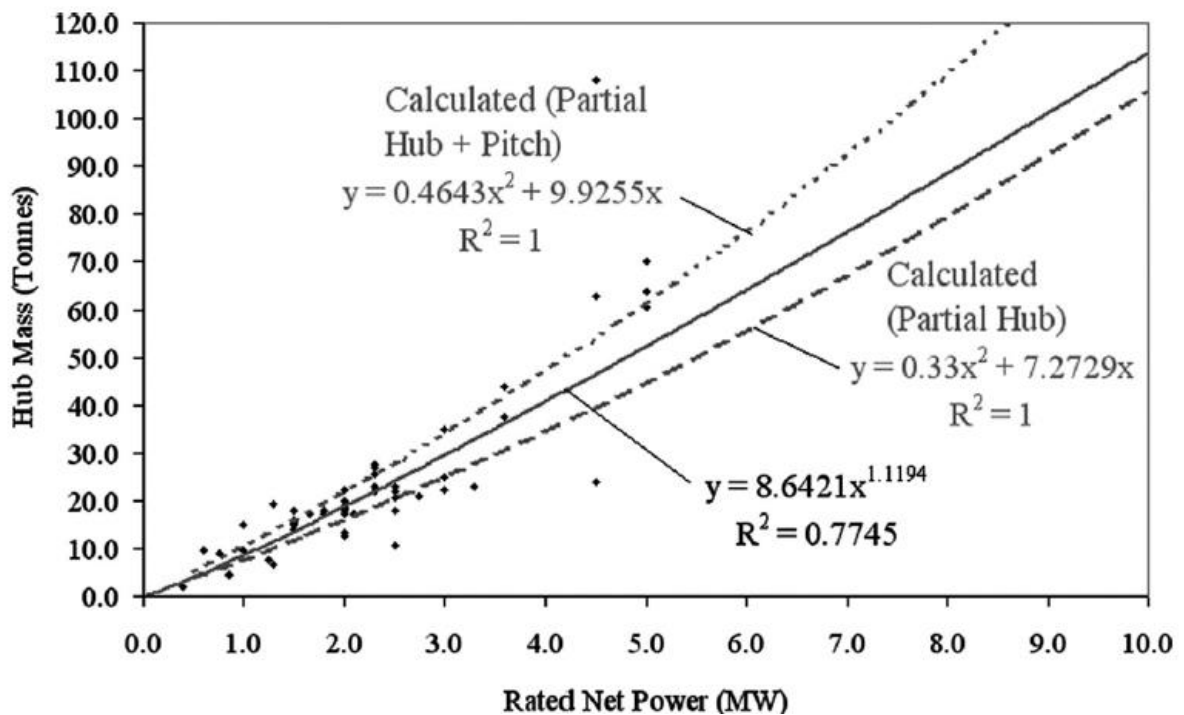


Fonte: Compilação do autor³.

³ Montagem a partir de imagens coletadas nos *websites*: <<https://www.meuselwitz-guss.de/>>, <<https://www.fonderiavigevanese.it/>>, <<http://www.chengfeng.com.tw/>>, <<https://openex.en.made-in-china.com/>> e <<https://www.alibaba.com/>>. Acesso: 2 jun. 2022.

Um estudo desenvolvido por Willey e Tong (2010) considerou dados de mais de 150 turbinas diferentes, correlacionando a capacidade nominal com suas propriedades de massa e custo. Os resultados foram extrapolados para máquinas de até 10 MW considerando alguns de seus diferentes componentes e indicam as tendências e metas dos novos projetos de turbinas de grande porte. A Figura 4, mostra o efeito da capacidade de potência da turbina na massa estimada do cubo e as curvas de regressão resultantes.

Figura 4 - Massa do cubo - regressão e tendências calculadas com avanços tecnológicos

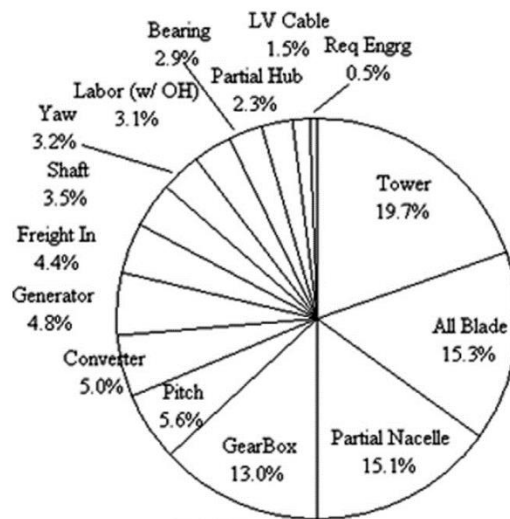


Fonte: Willey e Tong (2010).

Na figura, a curva pontilhada indica uma massa total média das turbinas analisadas, e para uma turbina de 5 MW, a massa estimada é de 61.2 toneladas. No entanto, a meta projetada para os novos desenvolvimentos baseada em um estudo industrial daquele ano, 2010, é de cerca de 52.4 toneladas (linha sólida). A massa de cubo considerada no projeto WindPACT, desenvolvido no início do milênio, quando ainda não existiam dados suficientes de turbinas com potências de 5 MW, é muito superior a esta estimativa (125,97 toneladas). Segundo Gutiérrez (2013), cubos com cerca de 50 toneladas são encontrados em turbinas Siemens de 6 MW.

Willey e Tong (2010) apresentam também a composição de custos estimados de uma turbina eólica, reproduzida no gráfico da Figura 5 com a contribuição dos principais componentes no custo final. Apesar de o cubo contribuir com apenas cerca de 2.3% do custo da máquina, sua redução de massa pode ter impacto também na redução dos custos da torre e da nacela, que apresentam 19,7% e 15,1% do custo total, respectivamente.

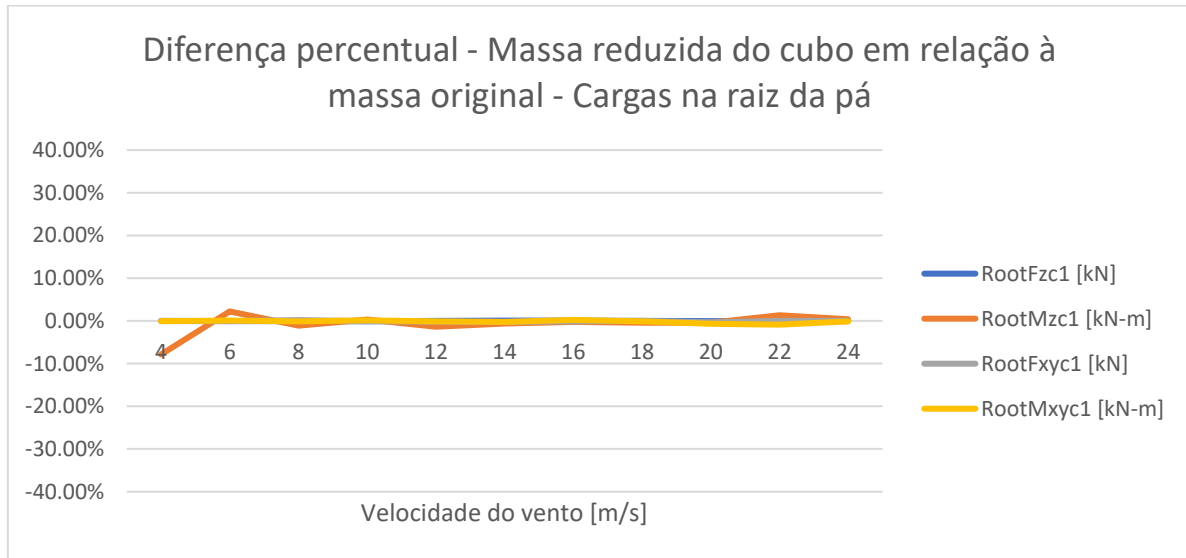
Figura 5 - Distribuição de custos de turbinas eólicas onshore



Fonte: Willey e Tong (2010).

Em Fiuza (2022), é apresentada uma análise de sensibilidade da mudança dos esforços máximos em outros pontos da turbina com a redução da massa do cubo pela metade. A Figura 6 mostra a influência desta variação de massa nos esforços na raiz da pá.

Figura 6 – Gráfico com diferença percentual entre as cargas máximas absolutas na raiz da pá para a massa de cubo original e reduzida em 50%



Fonte: Fiuza (2022).

Nota-se que a variação dos esforços na raiz da pá é mínima, de forma a ser possível considerá-la constante ao longo das iterações da otimização em que a massa do componente é alterada, o que contribui com a estabilidade do modelo.

Reduções de esforços máximos de até 30% na força perpendicular atuante no eixo principal e 23% no momento fletor do rolamento de *yaw* foram observadas. No entanto, houve também um aumento do momento fletor na base da torre em cerca de 5%, como resultado da diminuição do contrapeso ao momento gerado pelo vento. Neste caso, é sugerida a sintonização das características modais da torre para a nova massa e ajustes na posição do centro de massa do conjunto de nacelle.

O exposto apresenta algumas das potencialidades de se explorar a fronteira do conhecimento para o projeto deste componente fundamental ao desempenho das turbinas eólicas. Para a otimização estrutural do cubo, ao longo deste trabalho serão avaliadas as condições de operação, os carregamentos aos quais está submetido e investigadas as restrições de projeto. As considerações adotadas são elencadas quando pertinentes.

Nos tópicos a seguir serão apontados alguns dos principais fatores que influenciam na sua concepção.

2.1. Quantidade de pás

A quantidade de pás conectadas ao cubo é uma variável de projeto do aerogerador, conceitos com uma (ex. MBB Monoptyeros 600kW), duas (ex. Smith-Putnam 1,25MW) e três ou mais pás são encontrados, entretanto, esta configuração de três pás é a mais tradicional atualmente. Como pontua Hau (2006), turbinas de três pás se sobressaem sobre as de menor quantidade devido ao melhor comportamento dinâmico, menor velocidade de ponta de pá e efeitos visuais, para citar alguns fatores.

Na comparação de turbinas, uma variável importante é o coeficiente de potência C_p , que é o adimensional dado pela razão entre a potência mecânica extraída pela turbina e a potência da corrente de ar livre.

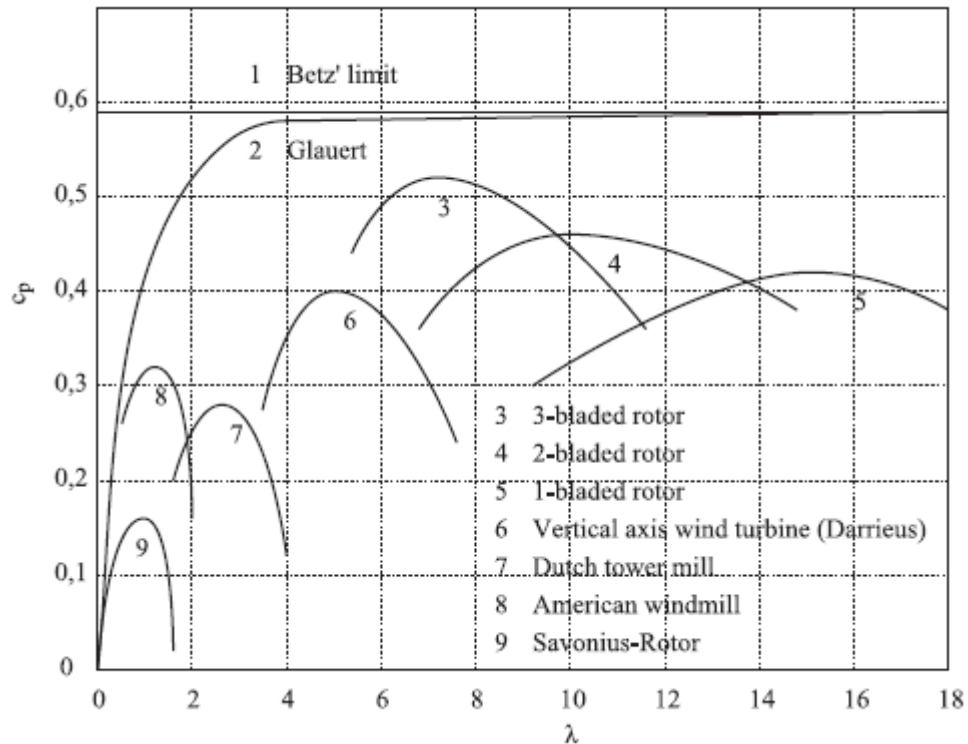
Outro parâmetro relevante é a razão de ponta de pá (*TSR – tip speed ratio*), definido como:

$$\lambda = \frac{\Omega R_r}{v_{wind}} \quad (1)$$

Onde Ω é a velocidade angular da turbina, v_{wind} a velocidade média do vento sobre o rotor e R_r o raio do rotor.

A Figura 7 relaciona estas duas variáveis (C_p vs *TSR*) para diferentes configurações de rotor, a partir da qual pode-se observar os valores máximos de C_p para cada tipo de máquina e em qual razão de ponta de pá ele ocorre. Nota-se a vantagem do aproveitamento de potência do rotor de três pás sobre os demais, que é obtido para valores de *TSRs* na faixa de seis a oito. Além dos diferentes tipos de máquinas, são mostradas também duas curvas teóricas, uma representa o limite de Betz e a outra a curva de Glauert, a qual indica que C_p tende a zero quando *TSR* tende a zero.

Figura 7 - C_p em função de TSR para vários tipos de turbinas eólicas



Fonte: Schaffarczyk e Tong (2010).

Além da TSR, a velocidade da ponta da pá também influencia na determinação da quantidade de pás da turbina. De acordo com Burton *et al.* (2021), o ruído aerodinâmico gerado por uma turbina eólica é aproximadamente proporcional à quinta potência da velocidade de ponta da pá. Geralmente os fabricantes de turbina *onshore* limitam estas velocidades a 65m/s em máquinas de velocidade fixa e em torno de 70 a 85m/s em máquinas de velocidade variável. No ambiente *offshore*, como não há restrições de ruído, velocidades superiores podem ser alcançadas, existindo conceitos propostos com 100 m/s e 120 m/s. Esta velocidade de ponta de pá maior poderia viabilizar turbinas de duas pás, que, apesar de terem um menor C_p , são mais leves e têm menor custo de fabricação, como aponta Hau (2006).

2.2. Controle das pás

Para a extração da máxima energia do vento, é desejável que a turbina opere com altos valores de C_p , o que implica manter a rotação do rotor em regiões estreitas de TSR que maximizem este coeficiente. Como a velocidade do vento varia em uma ampla faixa, aerogeradores com

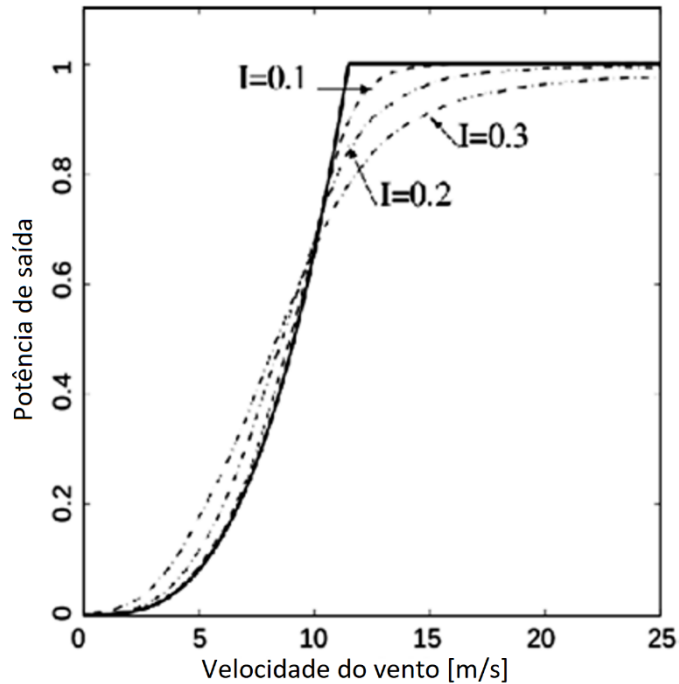
velocidade variável conseguem extrair energia de forma mais eficiente quando comparados aos de velocidade fixa e são, portanto, as máquinas mais utilizadas. Para manter a velocidade de rotação do rotor com a máxima eficiência aerodinâmica, em um patamar desejável de TSR, geradores de velocidade variável empregam controle de torque para velocidades de vento inferiores à velocidade nominal, a partir da qual o torque é mantido constante.

Como o aerogerador é dimensionado para operar limitado a uma potência máxima de conversão de energia eletromecânica, são necessárias estratégias de controle para limitar também a potência mecânica convertida pela máquina a partir da energia cinética do vento incidente. Isto contribui também para redução de esforços solicitantes da estrutura.

Uma das formas usuais de controle ativo empregadas em turbinas modernas consiste em ajustar o ângulo de guinada das pás (*pitch control*), que pode ocorrer de forma individual ou coletiva. Por meio desse controle, a máquina pode operar em potência máxima em uma ampla faixa de velocidades de vento, que vão desde valores próximos à velocidade nominal (V_r) até a velocidade de cut-out ($V_{cut-out}$). Além desta função, o controle de guinada também é utilizado como freio aerodinâmico, com ângulos de giro que podem atingir até cerca de 90°, condição conhecida como a de pás embandeiradas e que levam a turbina a um estado de desligamento.

Com este controle ativo, a velocidade de rotação do rotor tende a se estabilizar em torno de um certo patamar fazendo com que o valor de TSR seja reduzido, assim como o C_p observado no gráfico anterior. Uma curva de potência típica para grandes turbinas é mostrada na Figura 8, nela é possível notar o limite máximo de potência elétrica imposto pelo controle e o efeito da intensidade de turbulência nesta região na qual ele passa a atuar. Ainda em tempo, a intensidade de turbulência indicada na figura é definida como sendo o desvio padrão dividido pela média da velocidade de vento.

Figura 8 - Efeitos da não-linearidade das curvas de potência normalizada pela capacidade nominal da turbina para diferentes intensidades de turbulência (I) obtidos em simulação numérica



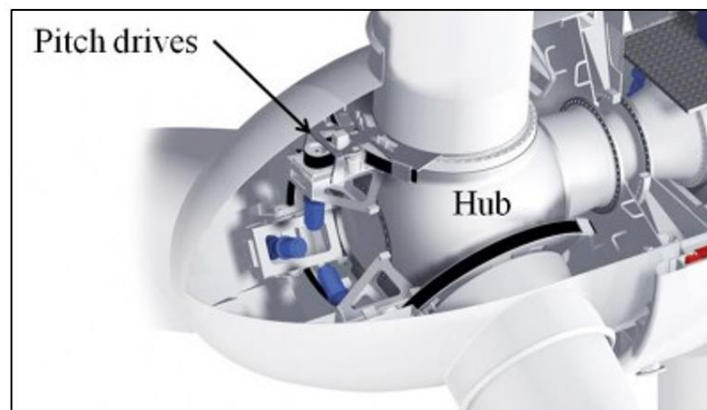
Fonte: Adaptado de Milan *et al.* (2010).

Este mecanismo de guinada é formado por mancais que conectam cada pá ao cubo e por atuadores que coordenam o giro destas pás, os quais podem ser instalados interna ou externamente ao cubo. Segundo Willey e Tong (2010), estes mecanismos de acionamento podem ser do tipo hidráulico ou elétrico; em ambos os casos, escovas e anéis rotativos ou acoplamento hidráulico são utilizados para alimentar este sistema através da nacele. Em caso de falhas nesta alimentação, acumuladores hidráulicos ou baterias de segurança garantem que as pás fiquem embandeiradas. A Figura 9 mostra parcialmente a representação de algumas variações dos mecanismos de acionamento deste sistema: (a) acionamento eletromecânico com mecanismo de engrenagens (rotor com uma das pás removidas), (b) acionamento eletromecânico por correias e com o sistema externo ao cubo, (c) acionamento hidráulico linear com mecanismo parcialmente contido no cubo.

Figura 9 - Sistemas de acionamento do controle de pitch: (a) eletromecânico com mecanismo de engrenagens, (b) eletromecânico por correias e (c) hidráulico.



(a)



(b)



(c)

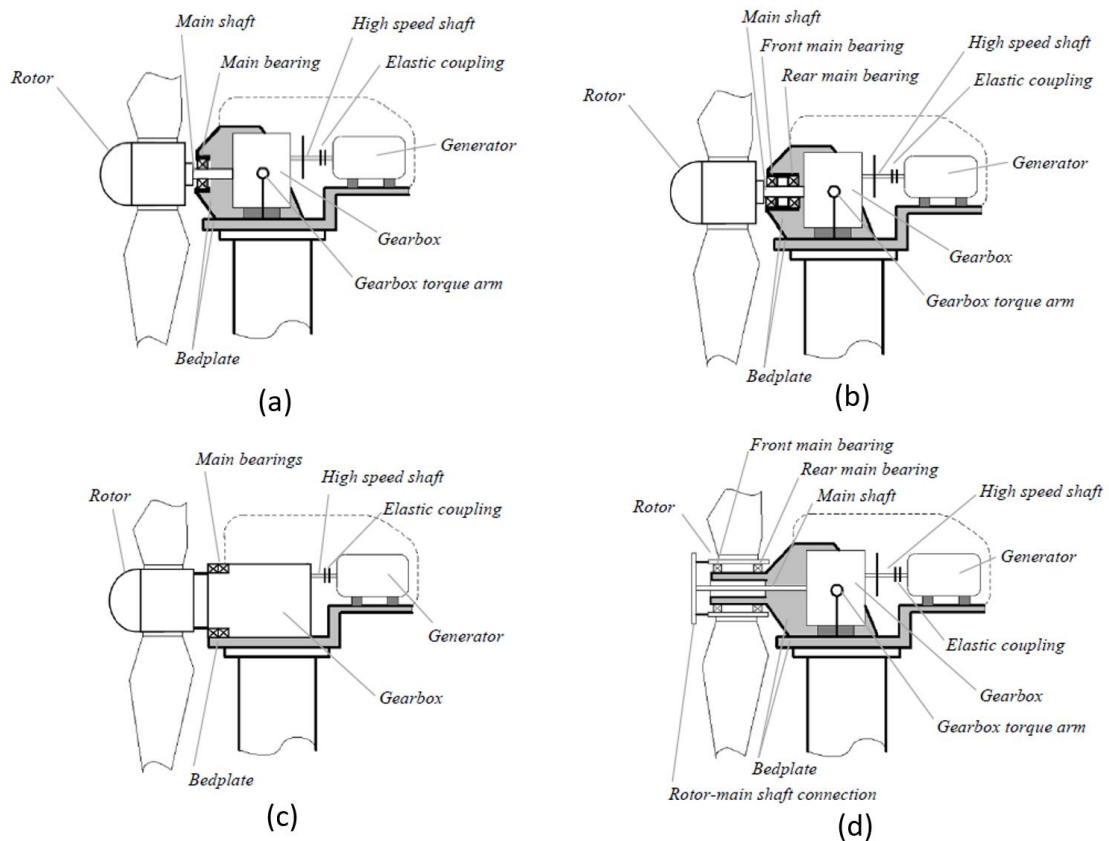
Fonte: Compilação do autor⁴.

⁴ Montagem a partir de imagens coletadas nos *websites*: <<https://www.embex-engineering.com/>>, <<https://www.goldwind.com/en/>> e <<https://www.boschrexroth.com/en/de/industries/renewable-energies/>>. Acesso: 2 jun. 2022.

2.3. Transmissão de esforços

Diferentes topologias para a transmissão dos esforços provenientes do rotor à nacele através do cubo são encontradas. Bergua, Jové e Echarte (2014) descreve quatro diferentes formas de conexão do cubo ao restante da estrutura, mostradas na Figura 10: (a) suspensão por três pontos; (b) suspensão por dois rolamentos principais; (c) integrado ao trem de força e (d) configuração com suporte do rotor.

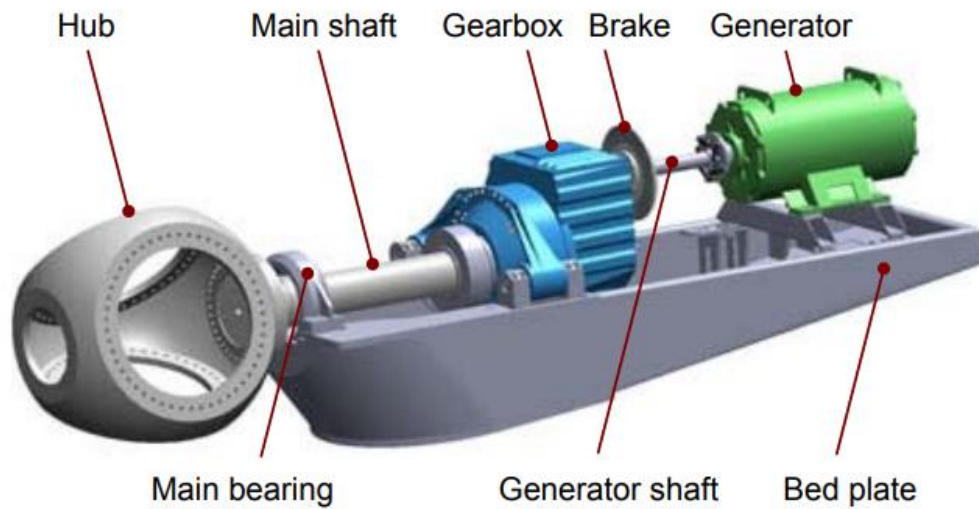
Figura 10 - Representações esquemáticas de trem de força com: (a) suspensão de três pontos, (b) suspensão por dois rolamentos principais, (c) integrado ao trem de força e (d) com suporte do rotor.



Fonte: Bergua, Jové e Echarte (2014).

Nas configurações (a) e (b), o cubo está conectado ao trem de força por meio de um eixo principal, ao qual é unido por parafusos distribuídos radialmente, como ilustra a Figura 11.

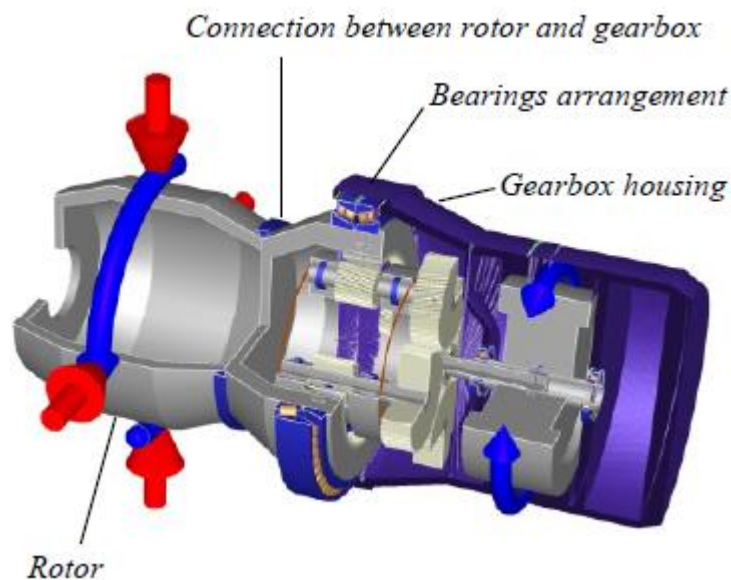
Figura 11 – Vista de seção de trem de força com eixo principal



Fonte: Sheng e Veers (2011).

Já na configuração (c) não há um eixo principal e o cubo é conectado diretamente a uma estrutura considerada parte do rotor e a entrada no primeiro estágio da planetária é feita por meio da engrenagem anular como mostra a Figura 12.

Figura 12 – Vista de seção de um trem de força integrado

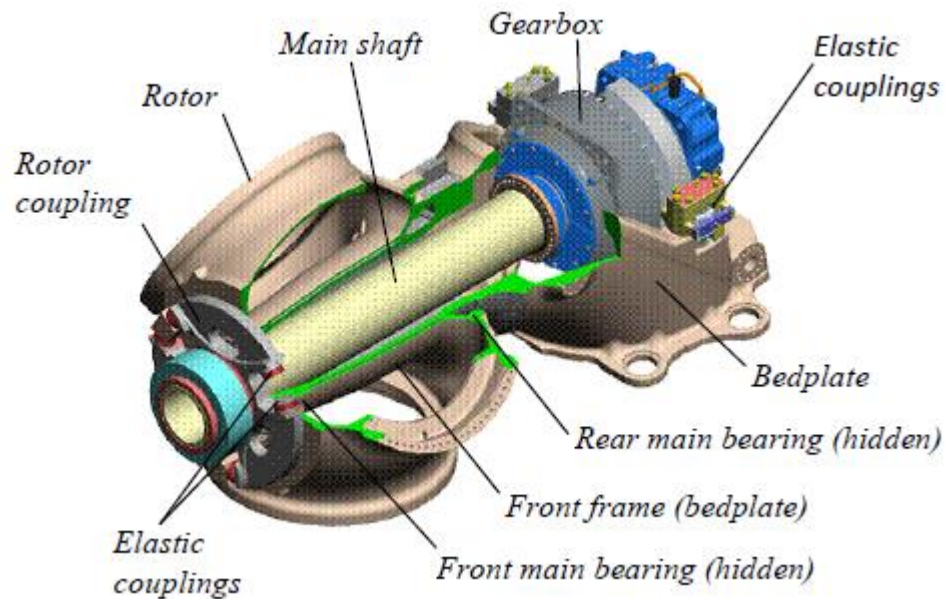


Fonte: Bergua, Jové e Echarte (2014).

Na última configuração (d), o rotor é apoiado sobre mancais em um prolongamento da *bedplate*. Este modelo objetiva transmitir ao trem de força apenas o carregamento de torque do rotor, eliminando os demais carregamentos que não contribuem para geração de energia

e aumentando a vida útil da caixa de multiplicação. A conexão do cubo à caixa de multiplicação é feita por meio de um eixo principal que está acoplado na parte frontal do cubo como ilustra a Figura 13.

Figura 13 – Vista de seção do projeto Alstom Pure Torque™



Fonte: Bergua, Jové e Echarte (2014).

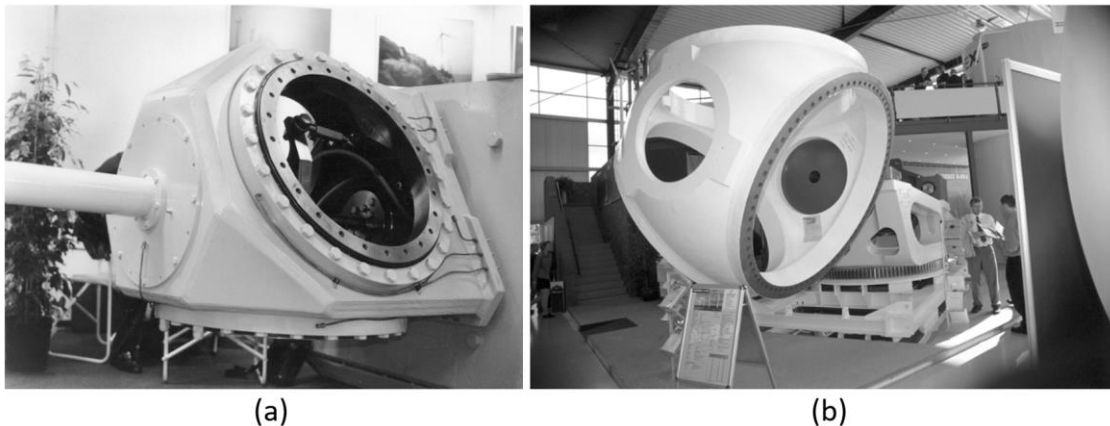
Outro arranjo que pode influenciar na construção do cubo são os sistemas sem caixa de multiplicação, também chamados de *direct-drive*. Este sistema não possui caixa de multiplicação, fazendo com que o gerador opere em baixa rotação, a mesma do rotor. Em comparação aos sistemas com caixa de transmissão, como aponta Kaa *et al.* (2020), os geradores dos sistemas *direct drive* necessitam de um grande número de polos magnéticos para atingir uma frequência de saída suficientemente alta, isso faz com que o diâmetro do gerador também seja relativamente maior.

2.4. Construção

De acordo com Hau (2006), o cubo é um dos componentes mais altamente tensionados de toda a turbina, de forma que os materiais devem ser selecionados com grande cuidado com respeito à vida em fadiga. Essencialmente, há três possíveis soluções construtivas no projeto

e seleção de materiais de um cubo, são elas: fabricação com chapas de aço soldadas, fabricação em aço por forjamento e fabricação em ferro fundido. Este último é o método mais adotado nas turbinas modernas. Na Figura 14 diferentes projetos de cubo são mostrados, o primeiro (Windmaster 300) formado por chapas soldadas e o segundo (Nordex N-80) feito por meio de fundição.

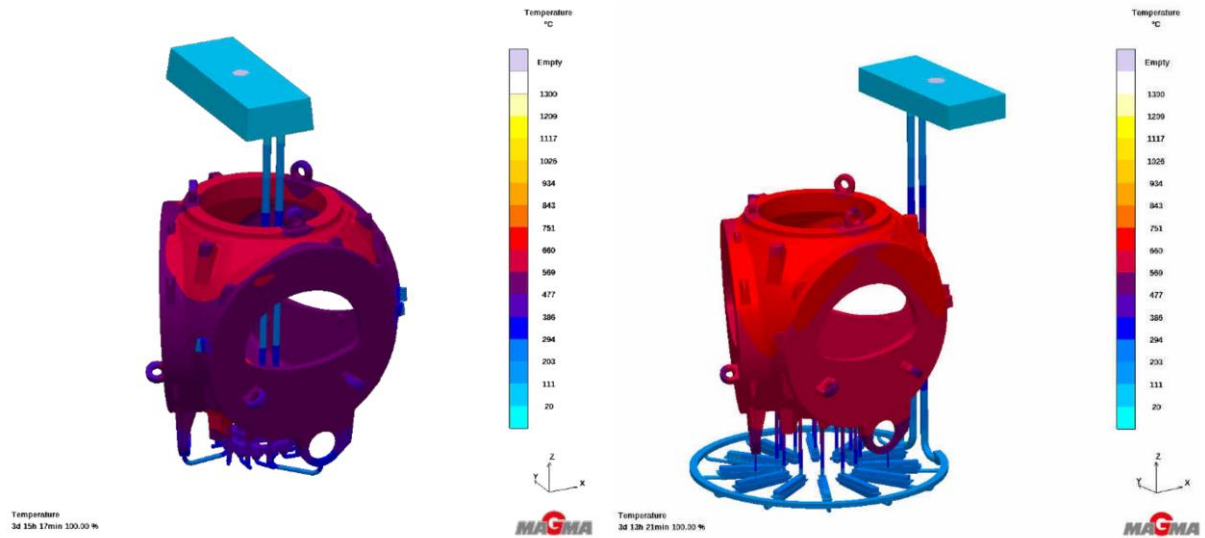
Figura 14 – Cubo de rotor: (a) fabricado com chapas de aço soldadas da turbina eólica Windmaster 300 e (b) fabricado por fundição da turbina eólica Nordex N-80



Fonte: Hau (2006).

A fundição destes componentes é feita comumente por moldagem manual em moldes de areia bipartidos com um macho para formação da cavidade do fundido. A depender do tamanho da peça e características do molde, o tempo de resfriamento pode durar semanas (MÜLLER-SPÄTH, 2017). A Figura 15 mostra alguns modelos de resfriamento de dois moldes e canais de alimentação diferentes, o primeiro, com nomenclatura comercial ECO-FORM e, o segundo, um método convencional.

Figura 15 – Análise de resfriamento de cubo em fundição, comparando o método ECO-FORM (resfriamento em 6 dias) e o método convencional (resfriamento em 11 dias)



Fonte: Müller-Späth (2017).

Após o processo de fundição, são feitas as usinagens necessárias para atingir as dimensões e tolerâncias finais, pintura de proteção e testes não destrutivos.

Uma vez que processos de fundição permitem uma maior flexibilidade quanto às suas formas construtivas, a aplicação destas técnicas de otimização topológica permite alcançar um alto grau de afinidade com a estrutura final, sendo, portanto, a forma construtiva adotada neste trabalho.

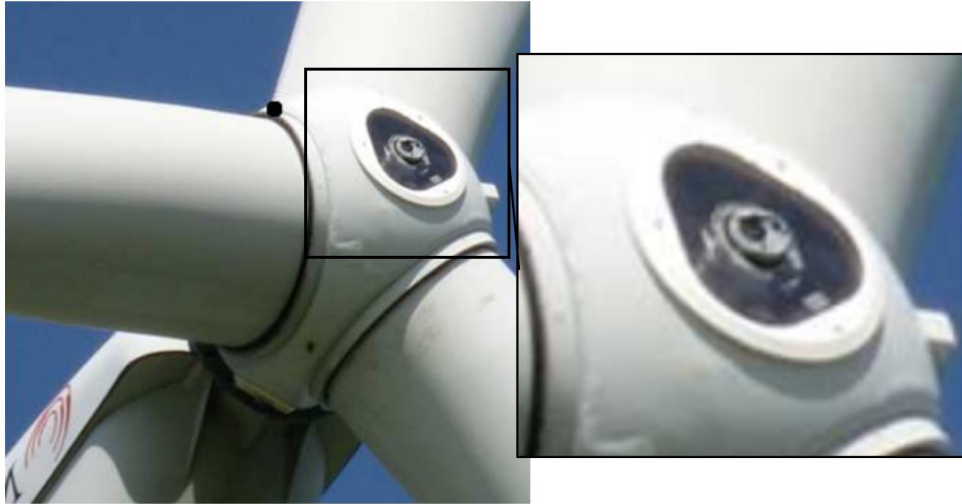
Cabe destacar que dentre os materiais utilizados, o ferro fundido de grafite esferoidal (também conhecido como ferro fundido dúctil, ferro fundido nodular, ferro SG) tem se sobressaído nestas aplicações dada sua resistência para a vida em fadiga e amortecimento de vibrações, como é o caso desta aplicação sujeita a um amplo espectro de carregamento dinâmico.

2.5. Outros acessórios periféricos

Além dos mecanismos mencionados, outros sistemas de assistência ao controle da turbina como, por exemplo, equipamentos *Light Detection And Ranging* (LIDAR) podem ser instalados no cubo, criando mais restrições ao projeto deste componente, como mostra Peña *et al.* (2013) com o sistema instalado no cubo da Figura 16. Estes dispositivos apresentam grande

potencial de aplicação nas novas gerações de turbinas dada sua capacidade de antecipar ações de controle.

Figura 16 – Detalhe de LIDAR instalado no interior de um *spinner* de turbina eólica



Fonte: Elaboração própria, a partir de Peña *et al.* (2013).

Boa parte das turbinas possuem também uma carenagem envolvendo o cubo chamada *spinner* ou *nose cone*, projetada para reduzir as cargas de vento nesta região sobre a turbina, melhorar o fluxo de vento na região central do rotor e proteger o cubo de intempéries. A Figura 17 destaca um *spinner* de um rotor com anemômetros sônicos na turbina Siemens 3.6MW instalados na Risø DTU Høvsøre.

Figura 17 - Spinner da turbina eólica Siemens 3.6MW e detalhe de anemômetros sônicos



Fonte: Elaboração própria, a partir de Pedersen *et al.* (2008).

Ainda, em turbinas deste porte é comumente necessário prover aberturas para acesso de pessoal, pontos de içamento para instalação, locais de suporte para componentes do sistema de *pitch* e outros sistemas auxiliares. O componente deve também prover suporte com rigidez suficiente para acomodação dos rolamentos do sistema de *pitch* (BVG ASSOCIATES, 2019).

2.6. Turbina WindPACT 5.0-MW

A turbina de referência modelo WindPACT 5.0-MW é originária do projeto *Wind Partnership for Advanced Component Technology*, cujos principais objetivos foram verificar o impacto de escala do equipamento sobre os carregamentos e seu custo e as barreiras para o desenvolvimento de turbinas de maior porte. Além desta, o projeto desenvolveu outros três modelos com potências de 750kW, 1,5MW e 3MW, todas disponibilizadas no formato *open-source* e disponíveis para a comunidade acadêmica. Como se trata de um modelo de referência e não derivado de dados reais, seus resultados devem ser utilizados com cautela. Muitas propriedades foram estimadas sem verificação posterior.

A turbina em questão possui três pás, orientação a montante (*upwind*), gerador com velocidade variável e controle coletivo de *pitch* das pás. Os parâmetros gerais da turbina estão representados na Tabela 1, obtidos de Rinker e Dykes (2018).

Tabela 1 - Propriedades da turbina eólica de referência WindPACT 5.0-MW

(continua)

Parâmetros operacionais	
Potência elétrica nominal [MW]	5
Velocidade de ponta de pá [m/s]	75
Velocidade do gerador ($\Omega_{gen, rated}$) [rpm]	1800
Velocidade de <i>cut-in</i> [m/s]	3
Velocidade de <i>cut-out</i> [m/s]	25
Eficiência elétrica do gerador	95%
Velocidade nominal do rotor [rpm]	11,191
Relação de transmissão da caixa de engrenagens	160,850:1

Tabela 1 - Propriedades da turbina eólica de referência WindPACT 5.0-MW

(continuação)

Propriedades geométricas	
Inclinação do eixo [°]	5
Ângulo de cone [°]	0
Diâmetro do rotor [m]	128
Diâmetro do cubo [m]	6,4
Altura do cubo [m]	154
Distância perpendicular ao rotor de seu centro de massa ao eixo de guinada, <i>Overhang</i> [m]	6
Distância entre o topo da torre à altura de cubo [m]	2,93
Diâmetro externo da torre na base [m]	10,17
Espessura da torre na base [mm]	35,7
Diâmetro externo da torre no topo [m]	4,41
Espessura da torre no topo [mm]	16
Propriedades inerciais	
Massa do cubo [kg]	125970
Massa do rotor [kg]	209407
Massa da nacele [kg]	270669
Massa da torre [kg]	775094
Inércia do gerador em torno do eixo HSS [kg.m ²]	438855
Inércia do cubo em torno do LSS [kg.m ²]	668485
Inércia da nacele em torno do eixo de guinada [kg.m ²]	739596
Localização do centro de massa da nacele em relação ao topo da torre [m]	(-0,326, 0, 2,343)
Localização do centro de massa da torre acima da superfície terrestre [m]	56,95

Tabela 1 - Propriedades da turbina eólica de referência WindPACT 5.0-MW

(conclusão)

Propriedades de rigidez	
Constante de mola equivalente do trem de força [N.m/rad]	$2,3 \cdot 10^9$
Constante de amortecimento equivalente do trem de força [N.m/rad.s]	$1,5 \cdot 10^7$
Amortecimento estrutural da torre	3,435%
Propriedades do sistema de controle	
Ganho integral (K_I)	2,22
Ganho derivativo (K_D)	0,08
Ganho proporcional (K_P)	5,14
Constante de tempo (τ)	0,02
Ganho <i>anti-windup</i> (K_{AW}) [rpm/degree]	0,3
Ângulo de <i>pitch</i> mínimo (θ_{\min}) [°]	2,6
Ângulo de <i>pitch</i> máximo (θ_{\max}) [°]	90
Constante de escalonamento de ganhos (θ_1) [°]	2,6
Constante de escalonamento de ganhos (θ_2) [°]	30
Constante de escalonamento de ganhos (a)	0,213
Constante de escalonamento de ganhos (p)	-0,5
Constante de torque no gerador na Região 2 (α) [N.m/rpm ²]	$8,6 \cdot 10^{-3}$
Torque nominal do gerador ($\tau_{\text{gen, rated}}$) [N.m]	$2,8 \cdot 10^4$
Frequência natural do atuador de <i>pitch</i> (ω_{PA}) [rad/s]	4,69

Fonte: Rinker e Dykes (2018).

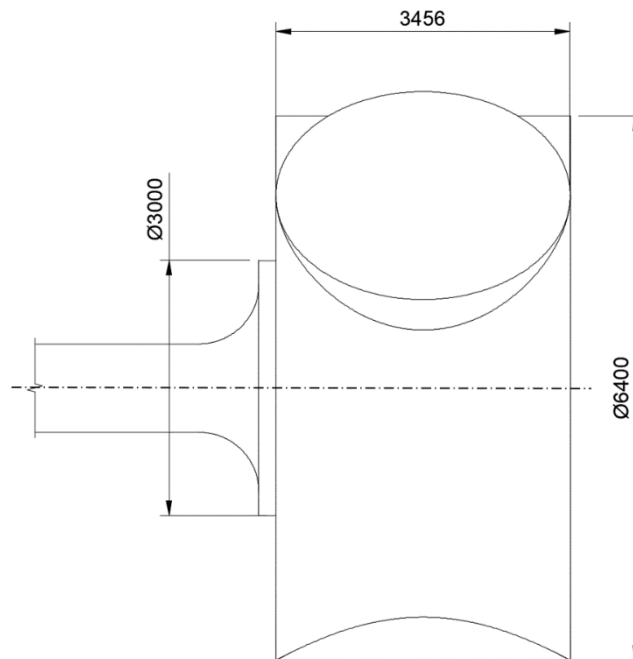
As propriedades distribuídas das pás e torre são apresentadas no Anexo A.

Como relatado por Malcolm e Hansen (2006), o cubo do projeto foi considerado como sendo uma esfera uniforme com diâmetros e espessura de parede prescritos. Esta abordagem foi utilizada de forma que a diminuição de massa das aberturas de pás e eixo fossem compensadas por massas de reforço no entorno destas regiões. Isto foi feito para a turbina de 750kW e a massa resultante foi multiplicada por um fator de escala para se igualar a massa de cubos de turbinas comerciais dessa capacidade de potência. Em seguida, a massa do cubo foi

escalada para o diâmetro correspondente à turbina com potência de 5MW, gerando 125,97 toneladas.

Além dos dados acima, planilhas de cálculo da turbina indicam que o diâmetro da região cilíndrica da pá é de 3,456m, valor adotado como diâmetro do mancal e uma das dimensões máximas do domínio do cubo na direção axial. O eixo de baixa rotação possui diâmetro externo de 1,040m, para este caso foi estimada um flange de conexão ao cubo com 3m de diâmetro externo e 2,6m de diâmetro interno. A Figura 18 mostra um esboço do domínio espacial disponível para otimização com base neste levantamento.

Figura 18 - Esboço com vista lateral do cubo e eixo principal com as principais dimensões da região de otimização



3. ESFORÇOS MECÂNICOS

A série de normas IEC 61400 é uma das principais referências normativas utilizadas na classificação, projeto e certificação de turbinas eólicas. Nela são estabelecidos requisitos de projeto para turbinas eólicas de forma a assegurar sua integridade contra danos suscetíveis ao longo de sua vida operacional. Este trabalho busca estar em conformidade com esta norma, mais especificamente com a parte IEC 61400-1, que estipula os requisitos mínimos de projeto para turbinas *onshore*, atualmente na edição 4.0.

A norma estabelece dois principais tipos de análise a serem considerados para integridade estrutural de uma turbina eólica ao longo de sua vida: análise de carregamentos limites e análise de carregamentos de fadiga. A primeira dita o projeto quanto aos limites de resistência do material, deflexões máximas na ponta de pá e estabilidade estrutural. Já a segunda está relacionada à resistência à fadiga dos componentes no período de atividade.

De forma a padronizar as condições de projeto do equipamento e buscando representar genericamente a maior parte das aplicações, cobrindo uma ampla gama de características locais, foram criadas classes de turbinas definidas em termos da velocidade de vento (I, II e III) e intensidade de turbulência (A+, A, B e C), listadas na Tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros básicos para classe de turbinas eólicas

Classe de turbina eólica		I	II	III	S
V_{ave}	[m/s]	10	8,5	7,5	Valores especificados pelo projetista
V_{ref}	[m/s]	50	42,5	37,5	
	Tropical [m/s] $V_{ref,T}$	57	57	57	
A+	I_{ref} [-]	0,18			
A	I_{ref} [-]	0,16			
B	I_{ref} [-]	0,14			
C	I_{ref} [-]	0,12			

Fonte: International Electrotechnical Commission (2019).

Na tabela, I_{ref} é o valor de referência da intensidade de turbulência correspondente ao percentil 70 a uma velocidade média de 15 m/s. Além das principais classes de turbina e

intensidades de vento, há também a Classe T para locais suscetíveis a ciclones tropicais e a Classe S utilizada quando se requer um projeto para condições específicas de vento ou outros fatores externos.

Diferentes condições de cargas aerodinâmicas, inerciais, gravitacionais e de atuadores, além de situações específicas de controle e falhas, são elencadas pela norma e estão presentes no modelo aeroelástico utilizado. Os casos de carregamento de projeto (DLC) considerados e que abrangem as condições mais significantes que a turbina pode experimentar são listados no Anexo B. Como o componente de interesse deste trabalho é o cubo do rotor, as situações de transporte, instalação e manutenção da turbina não são consideradas.

Em uma abordagem mais conservadora, os carregamentos multiaxiais extremos de máximo e mínimo nos locais estratégicos da turbina podem ser assumidos como ocorrendo ao mesmo tempo, formando um envelope de cargas que devem ser combinadas da maneira mais crítica ao projeto. Uma outra abordagem é sugerida pela norma considerando os carregamentos contemporâneos, ou seja, aqueles que de fato ocorrem simultaneamente. Com isso, é construída uma matriz de carregamentos extremos, com os carregamentos contemporâneos representados nas linhas e as forças ou momentos representados nas colunas. Em cada coluna, o valor máximo ou mínimo da série temporal é registrado na linha correspondente e este determina o instante de registro das demais variáveis.

Os diversos casos de carregamento representados pelas linhas da matriz são então utilizados para dimensionamento dos componentes, obtendo as tensões ou deformações que são avaliadas utilizando um critério de falha.

Estes valores característicos são modificados por fatores de segurança que compensam as incertezas dos métodos de análise, as incertezas e variabilidades nas cargas (γ_f) e na resistência dos materiais (γ_M) e a importância dos componentes estruturais com relação às consequências da falha (γ_n), resultando nos valores de projeto. Para a análise de resistência limite, a seguinte relação deve ser verificada:

$$\gamma_n \gamma_f F_k \leq \frac{1}{\gamma_M} R_k \quad (2)$$

Em que F_k é o valor característico para a carga, R_k o valor característico de resistência e γ os fatores de segurança parciais.

Hau (2006) mostra que a fadiga é um dos principais condutores do projeto de componentes da turbina, ou seja, o requisito que governa a seleção de materiais e o dimensionamento final da estrutura, como reproduzido na Tabela 3.

Tabela 3 – Situações típicas dos carregamentos governantes em componentes de turbina eólica

Conductor de projeto		
Componente	Cargas extremas	Cargas de fadiga
Rotor		•
Pás e Cubo		•
Drive train		
Eixo de baixa rotação		•
Caixa de multiplicação		•
Eixo de alta rotação	•	
Nacele		
Bedplate	• (rigidez)	•
Mecanismo de yaw	•	
Torre	• (rigidez, estabilidade)	
Fundação	•	

Fonte: Hau (2006).

Nota-se que este é o caso do cubo, portanto, o foco deste trabalho se dá na análise de fadiga deste componente. As simulações realizadas se limitam àquelas condições externas ambientais de vento que contribuem para sua vida em fadiga. Segundo Malcolm e Hansen (2006), o rotor utilizado nesta turbina é indicado para ventos Classe IIA, cujas características são: velocidade do vento média anual $V_{ave} = 8,5m/s$, velocidade do vento de referência $V_{ref} = 42,5m/s$, valor de referência da intensidade de turbulência $I_{ref} = 0,16$. A norma estabelece que o tempo de vida mínimo de projeto é 20 anos.

3.1. Fadiga

O fenômeno de fadiga consiste no processo de iniciação e propagação de trincas através da estrutura do material devido à ação de tensões flutuantes. Com isto, ao invés de a falha se manifestar rapidamente, como acontece em critérios de falha por sobretensão, o acúmulo de danos por fadiga ocorre ao longo do tempo devido aos carregamentos variáveis da estrutura, podendo levá-la à falha se ultrapassada sua resistência à fadiga. No caso das turbinas eólicas, esse tempo é muitas vezes maior do que 20 anos de operação.

A vida em fadiga (N_f) é formada por duas fases distintas após a nucleação: a fase de iniciação da trinca (N_i) e a fase de propagação da trinca (N_p). De acordo com Pedersen (2018), cada uma dessas fases é governada por diferentes mecanismos, portanto, é interessante haver uma distinção entre ambas. Na prática, tamanhos de trinca de 0,1 a 1mm são frequentemente usados para distingui-las. Ainda, o fenômeno de fadiga pode ser classificado em fadiga de baixo ciclo (*low cycle fatigue – LCF*) para até 10^4 ciclos e fadiga de alto ciclo (*high cycle fatigue – HCF*) acima deste valor.

A determinação do acúmulo de danos pode ser feita por meio de três métodos principais que são o método tensão-vida (*stress-life method*), o método deformação-vida (*strain-life method*) e o método de crescimento de trincas (*crack growth method*). O método tensão-vida é baseado na aplicação de curvas S-N características do material e é relevante na estimativa de vida por HCF em estruturas carregadas elasticamente. O método deformação-vida leva em consideração os efeitos da componente plástica da deformação nos concentradores de tensões. Este método, comumente utilizado em LCF, considera que se o histórico de deformações em uma região de entalhe é idêntico ao histórico de deformações em um corpo de prova sem entalhes, assim, a resposta à fadiga em ambos os casos será a mesma e é descrita pela curva ϵ -N do material. Ambos os métodos atuam na fase de iniciação de trinca para estimativa de vida em fadiga, de forma que a falha ocorre caso a trinca seja iniciada.

Já o método de crescimento de trincas, ou abordagem por mecânica da fratura, assume que a trinca já foi iniciada e possui dimensão definida, consistindo então na fase de propagação da trinca, com base na qual a vida é estimada.

Com relação à filosofia de projeto, duas abordagens principais são usuais quando se considera a fadiga do material: o projeto para vida segura (*safe-life design*) e projeto tolerante ao dano

(*damage tolerant design*). O primeiro proporciona um nível aceitável de confiabilidade de que a estrutura irá se desempenhar satisfatoriamente durante sua vida de projeto sem a necessidade de inspeções regulares de danos por fadiga. São usados em casos em que a formação de trinca no componente o leva rapidamente a falhar, causando danos severos à vida ou à propriedade. Já o segundo, proporciona um nível aceitável de confiabilidade, contanto que sejam feitas inspeções e manutenções para detecção e correção do dano à fadiga ao longo da vida do componente, consistente com a mecânica da fratura. Há ainda a abordagem resistente a falha (*fail-safe*), que pode ser utilizada em projetos em que a ocorrência de falha não resulte em falhas ainda maiores na turbina, devido à existência de redundâncias nos caminhos de carregamento ou redundâncias de segurança.

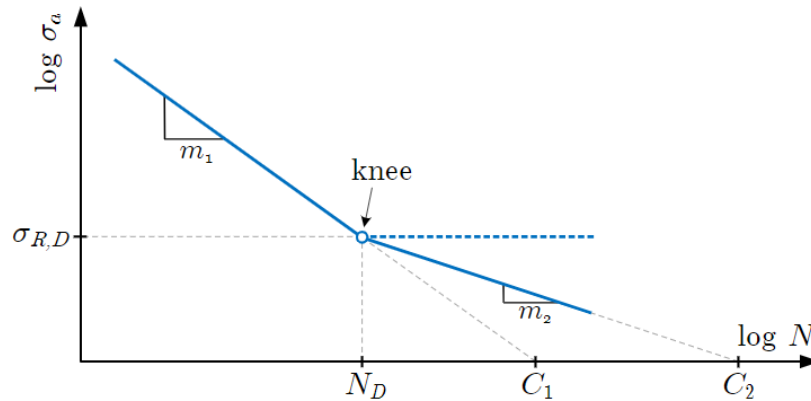
Shirani e Härkegård (2014) argumentam que, em algumas situações a adoção do projeto para vida segura faz com que uma porção significativa da vida útil da estrutura se torne inutilizada, uma vez que a estrutura é aposentada logo após atingir seu tempo de projeto, sendo, portanto, considerada superdimensionada. Em outros casos, por outro lado, as considerações de projeto podem não ser conservadoras o suficiente, ocasionando falhas prematuras. Assim, o uso da abordagem pelo projeto tolerante ao dano pode conter estas desvantagens e resultar na obtenção de uma estrutura mais leve, mas com o custo de inspeções regulares. Atualmente os projetos de componentes fundidos de grandes turbinas eólicas são baseados na abordagem de vida segura para estimativa de vida em fadiga. Braun (2013) pondera que, atingido seu tempo de serviço, a peça deve ser removida, entretanto, há a possibilidade de se utilizar o método tolerante ao dano para extensão da vida caso ainda haja alguma capacidade residual. Como o método usual de dimensionamento dos componentes estruturais de turbina eólica é o baseado na tensão-vida, este será o método adotado neste trabalho e discutido a seguir.

3.2. Método baseado em tensões

Neste método são avaliadas as flutuações de tensões em pontos de interesse do componente, que são comparadas com curvas S-N (também conhecidas como curva $\sigma - N$ ou curvas de Wöhler), as quais relacionam a resistência à fadiga do material ao número de ciclos desenvolvidos. Isto é feito sem considerar as trincas de forma explícita, mas sim segundo a mecânica do contínuo. Esta resistência pode ser dada em termos de amplitude (σ_a) ou faixas

de tensão ($\Delta\sigma = 2\sigma_a$). Comumente estas curvas logarítmicas são representadas de forma gráfica linear, bilinear ou não-linear. Uma curva típica bilinear é mostrada na Figura 19, composta por uma parte primária com inclinação m_1 e uma parte secundária com inclinação m_2 , separadas por um número específico de ciclos N_d de 10^6 a 10^7 .

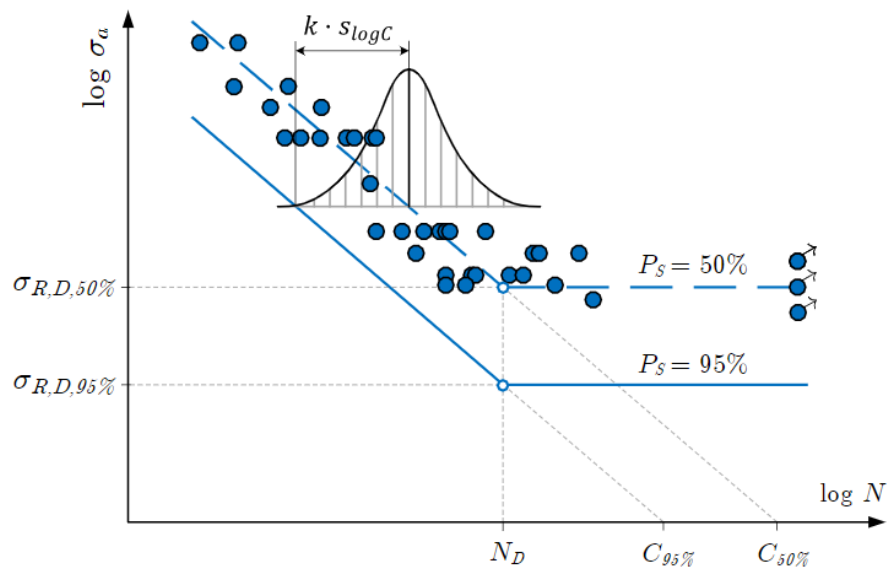
Figura 19 - Parâmetros da curva SN bilinear



Fonte: Pedersen (2018).

Como mostra Pedersen (2018), estas curvas podem ser obtidas de diferentes formas como: experimental, sintética e codificada. A curva experimental é a que melhor representa o material utilizado e é derivada a partir de um número suficiente de corpos de prova que tem seus valores de tensão e vida em fadiga registrados, seguido do ajuste de curvas que melhor caracterizam este comportamento. A Figura 20 exemplifica a curva S-N obtida desta forma considerando duas diferentes probabilidades de sobrevivência, a curva média (50%) e a curva de projeto (95%), tipicamente obtida assumindo uma distribuição log-normal em torno da média.

Figura 20 - Curvas SN média e de projeto derivadas de resultados de teste de fadiga



Fonte: Pedersen (2018).

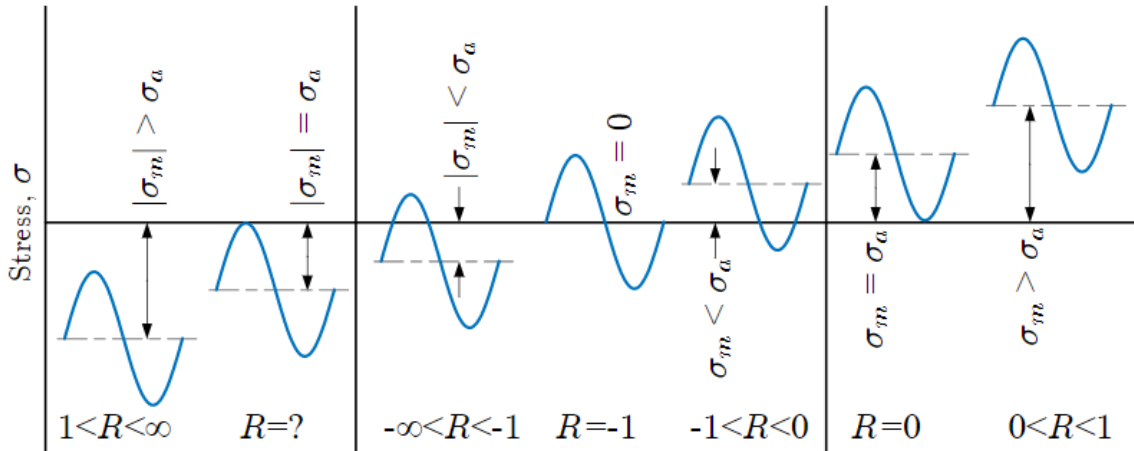
Sendo a fadiga um fenômeno altamente dependente da direção, como a propagação das trincas ou o tipo de fratura do material (frágil ou dúctil), comumente as amplitudes de tensões utilizadas são avaliadas em planos específicos. Exemplos são as tensões principais σ_1/σ_3 ou tensões $\sigma_x/\sigma_y/\sigma_z$ (dependentes da orientação do sistema de coordenadas), em detrimento da tensão equivalente de von Mises, que combina os valores de diferentes direções.

Além da amplitude, outro parâmetro relevante quanto à flutuação das tensões na análise de vida em fadiga é a tensão média σ_m , que pode ser relacionada à amplitude pela razão de tensões da forma:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (3)$$

Alguns valores típicos de R são visualizados na Figura 21, em carregamento de amplitude constante.

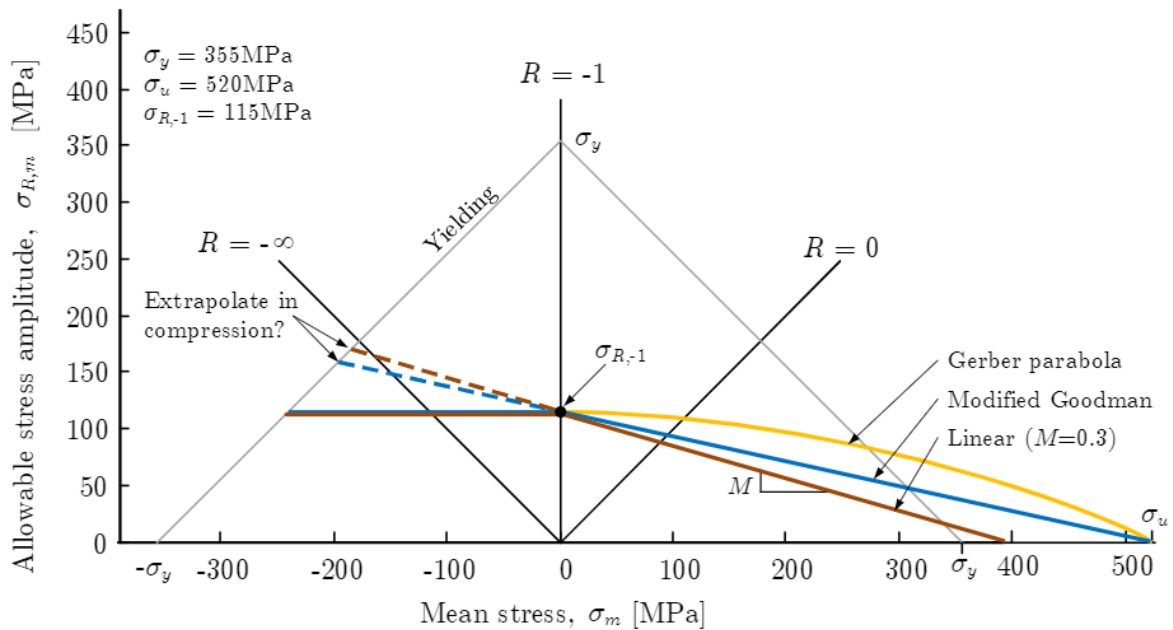
Figura 21 - Exemplos de relação da tensão média e amplitude da tensão



Fonte: Pedersen (2018).

A média da flutuação tem influência direta na resistência à fadiga do material. Na maioria dos materiais, o aumento da tensão média diminui a resistência à fadiga. Diversas correções considerando a média podem ser utilizadas para se obter a nova resistência à fadiga, como correção linear, correção de Goodman modificado, correção de parábola de Gerber. As relações entre as variáveis podem ser vistas na Figura 22.

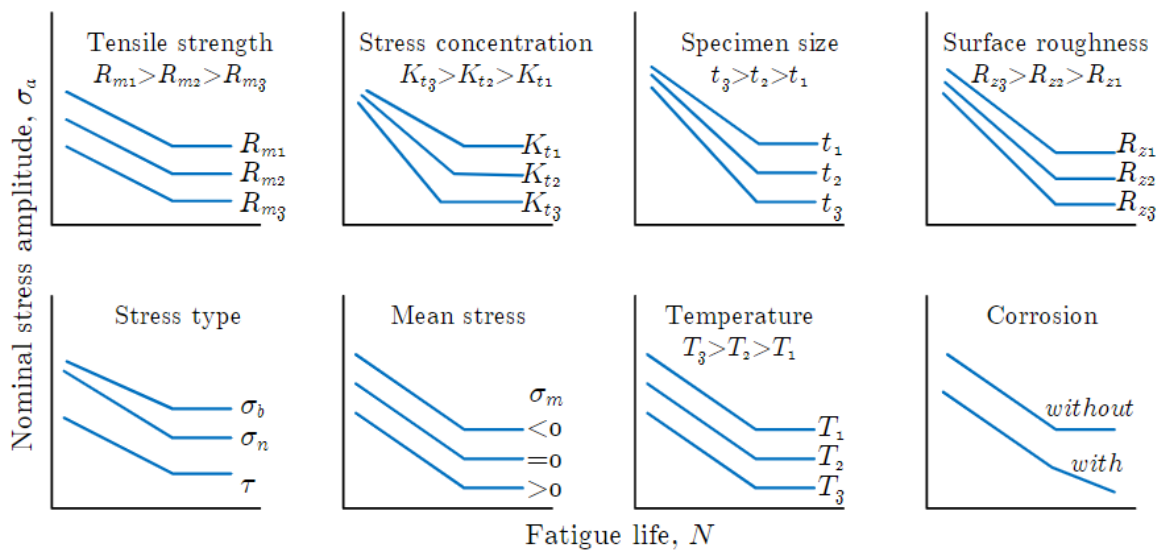
Figura 22 – Diagrama de Haigh mostrando diferentes correções de tensão média



Fonte: Pedersen (2018).

Para correlacionar de forma adequada as tensões atuantes sobre o componente com aquelas obtidas na curva S-N do material feitas em condições idealizadas, vários parâmetros que afetam a vida em fadiga devem ser considerados para que a tensão local esteja bem representada, como: resistência à tração, concentração de tensões, tamanho do corpo de prova, rugosidade da superfície, tipo de tensão, tensão média, temperatura, corrosão. O efeito de cada um deles na resistência é mostrado de forma esquemática nos gráficos da Figura 23 e pode ser compensado utilizando modificadores.

Figura 23 - Fatores que influenciam na resistência à fadiga



Fonte: Pedersen (2018).

3.3. Carregamento de amplitude variável

Uma das características dos carregamentos observados nas turbinas eólicas é a grande dispersão das amplitudes das oscilações, resultantes de uma ampla gama de condições de operação e de ventos. O formato das oscilações ou sua frequência não apontam ter relação com o dano, diferentemente da média e amplitude, como comentado anteriormente. Com isso, umas das formas de lidar com este tipo de carregamento ocorre por meio da contagem de ciclos e equiparação com um carregamento equivalente de amplitude constante.

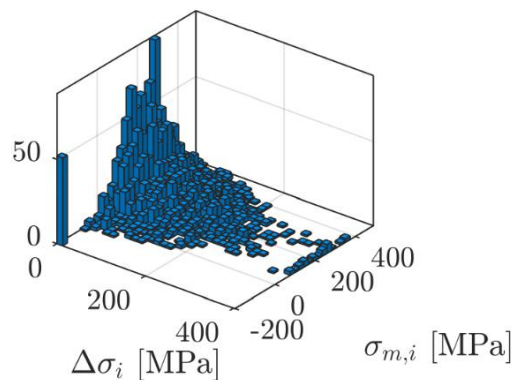
A determinação das tensões $\sigma(t)$ resultantes na estrutura para as cargas $L_i(t)$ aplicadas no tempo em uma determinada direção pode ser feita utilizando o princípio da superposição, em

que são escaladas as tensões resultantes $\sigma_i(L_{FE,i})$ para cada carga L_i , obtida, por exemplo, por meio da análise pelo método de elementos finitos:

$$\sigma(t) = \sum \sigma_i(L_{FE,i}) \frac{L_i(t)}{L_{FE,i}} \quad (4)$$

Diversas formas de extrair a quantidade de ciclos em carregamentos de amplitude variável são encontradas, os métodos mais conhecidos são o do reservatório e o *rainflow* (ou fluxo de chuva). Os ciclos identificados com uma determinada amplitude e média de tensão podem então ser agrupados em uma distribuição de blocos com intervalos determinados de faixas de amplitudes e tensões médias formando a matriz de Markov, representada de forma gráfica na Figura 24.

Figura 24 – Distribuição de ciclos de carregamento de amplitude variável. Frequência absoluta no eixo vertical.



Fonte: Pedersen (2018).

Uma das formas de se avaliar o dano acumulado pela estrutura ao longo de um período de operação é feita utilizando a regra de Palmgren-Miner, que pode ser usada tanto para carregamentos de amplitude constante quanto variável, caso em que é utilizada a contagem de ciclos mostrada acima. Nesta regra, o dano é definido como a fração de vida consumida por um único ciclo. Portanto, a partir da curva S-N de projeto, o dano causado por cada ciclo em uma faixa de tensões $\Delta\sigma_i$ e tensão média $\sigma_{m,i}$ é dado por:

$$D_i = \frac{1}{N_i} \quad (5)$$

Em que N_i é o número de ciclos até a falha, situação em que o dano acumulado é máximo. Considerando que o dano se acumula de forma linear e independe para cada ciclo, o dano total para diferentes faixas de tensões é dado por:

$$D = \sum D_i = \sum_{i=1}^{n_{bins}} \frac{n_i}{N_i} \quad (6)$$

Em que n_i é o número de repetições do ciclo em um bloco de mesma faixa de tensões. Com isso, é assumido que o valor mínimo de confiabilidade é atingido quando o dano acumulado alcança o valor máximo de $D = 1$.

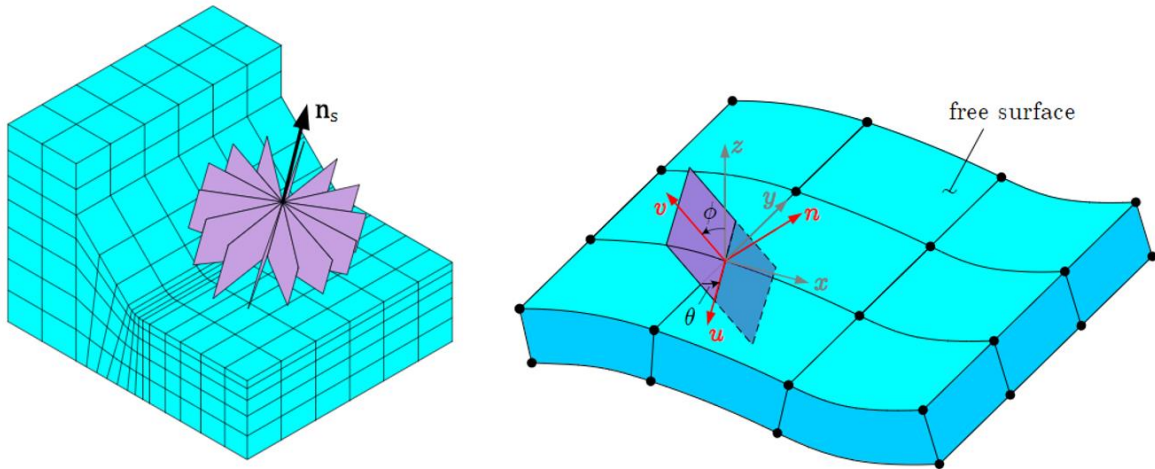
Uma outra forma de se computar o acúmulo de danos devido às flutuações com amplitude variável é por meio da tensão de dano equivalente, que corresponde à faixa de tensão cujo dano causado é equivalente se considerados os esforços com amplitude constante e um determinado número de ciclos, escolhido arbitrariamente. Dada uma relação linear entre as tensões e os carregamentos, pode-se considerar também a carga de dano equivalente (DEL) para carregamentos em uma única direção.

3.4. Fadiga multiaxial

Ao se considerar a análise de fadiga baseada em tensões utilizando a curva S-N, foi estabelecido um carregamento uniaxial, de forma que os planos de tensões principais não alteram sua direção no tempo. No entanto, na maioria das aplicações os carregamentos ocorrem em diversas direções, podendo estar em fase (carregamentos proporcionais), defasados (carregamentos não-proporcionais) ou mesmo com uma frequência diferente, caso dos carregamentos assíncronos.

A abordagem do plano crítico permite encontrar, em um local de interesse, a orientação do plano que causa o maior dano à estrutura. Isto é feito calculando-se o dano acumulado em diferentes planos de busca que interceptam o ponto analisado, definidos pelo vetor n normal ao plano. Na Figura 25 a primeira imagem mostra alguns planos de busca e a segunda mostra o posicionamento de um dos planos.

Figura 25 - Distribuição de planos de busca em volta da normal da superfície e orientação de um dos planos



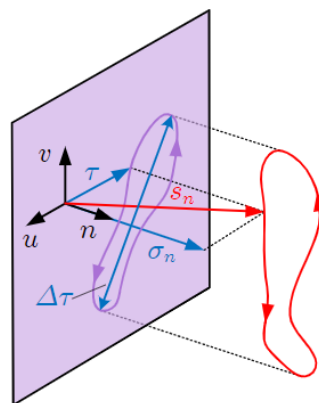
Fonte: Pedersen (2018).

O vetor de tensões atuando em um dos planos é dado por:

$$\mathbf{S}_n(t) = \boldsymbol{\sigma}(t)\mathbf{n} \quad (7)$$

Em que $\boldsymbol{\sigma}(t)$ é o tensor de tensões no ponto analisado. A trajetória descrita pelo vetor \mathbf{S}_n , que pode ser decomposto em uma componente de tensão normal $\sigma_n(t)$ e de cisalhamento $\tau(t)$, é mostrada na Figura 26.

Figura 26 - Extração das faixas de tensões em um plano específico



Fonte: Pedersen (2018).

Para carregamentos de amplitude constante, a tensão normal pode ser obtida utilizando as técnicas de contagem descritas anteriormente para cada plano de busca, assim como a tensão média. Já a amplitude da tensão de cisalhamento é mais difícil de ser obtida; segundo

Pedersen (2018), uma das formas mais simples é por meio do método da corda mais longa (*Longest Chord method*), representada na Figura 26 e que pode ser encontrada por:

$$\Delta\tau = \max_{t_i} \left[\max_{t_j} \|\tau(t_i) - \tau(t_j)\| \right] \quad (8)$$

Para encontrar o plano mais crítico, algumas abordagens utilizam uma combinação destas faixas de tensões encontradas e comparam com os valores de tensões uniaxiais equivalentes.

$$\Delta\sigma_{uni} = \alpha\Delta\tau + \beta\Delta\sigma_n \leq \Delta\sigma_R \quad (9)$$

Para materiais frágeis, a falha tipicamente ocorre no plano de maior tensão normal. Pedersen (2018) elenca o critério de tensão normal como um dos mais simples e mais aplicados para estes materiais, e suficiente para o caso do ferro fundido dúctil GJS-400-18, devido à sua natureza semi-dúctil:

$$\max_{0 \leq \theta \leq \pi} \Delta\sigma_n \leq \Delta\sigma_R \quad (10)$$

Fatemi e Shamsaei (2011) mostram que alguns materiais apresentam, além do encruamento cíclico, encruamento devido aos carregamentos não-proporcionais, que ocorrem em razão da rotação dos planos de cisalhamento máximo da trinca. Um dos motivos para menor vida à fadiga em carregamentos não proporcionais geralmente é atribuído a este encruamento, que, utilizado como parâmetro em modelos constitutivos, tem apresentado resultados satisfatórios para predições de fadiga. Outro fator que também influencia na vida em fadiga de carregamentos multiaxiais em alguns materiais é a sequência dos carregamentos e as alterações no caminho da força, informações que são perdidas no processo de contagem de ciclo. Entretanto, segundo o autor o uso de acúmulo de dano linear ainda apresenta estimativas de vida satisfatórias. Consoante, Kachit *et al.* (2020) afirma que, na avaliação de materiais como ferro fundido nodular, sujeitos a carregamentos fora de fase e multiaxiais, as trincas não possuem uma direção preferencial forte, estando livres para propagar em qualquer direção. Com isso, o limite de fadiga para estes materiais é menor do que os esperados utilizando considerações elásticas simples.

Na revisão feita por Carpinteri, Spagnoli e Vantadori (2017) acerca dos critérios de fadiga multiaxial para carregamentos aleatórios e de amplitude variável, notou-se a existência de uma ampla faixa de abordagens existente na literatura e todas revelam alguma desvantagem, não existindo um consenso de um critério geral válido para avaliação da fadiga multiaxial. Dentre as abordagens apresentadas, há aquelas feitas no domínio do tempo e outras no domínio da frequência, com critérios que utilizam resistência estática, plano crítico,

invariantes de tensões dentre outros tipos. A análise de fadiga multiaxial é um problema complexo, ainda desafiador e com muitos trabalhos de pesquisa e desenvolvimento sendo feitos para melhorar a acurácia e confiança dos projetos de fadiga, estimativa de vida e avaliação de falhas.

Dado este contexto, as formas apresentadas de calcular o dano acumulado pela busca em planos críticos são computacionalmente mais caras para aplicações de otimização topológica e não serão empregados neste trabalho, uma vez que os danos devem ser avaliados em cada ponto do domínio e em diferentes direções. Entretanto, isto não impede seu uso e esta abordagem pode ser interessante para uma validação posterior da geometria obtida no processo de otimização.

3.5. Material

De acordo com BVG Associates (2019) e Roedter e Gagné (2003), o ferro fundido de grafite esferoidal comumente utilizado nas aplicações atuais é o de grau EN-GJS-400-18U-LT, fundido sem a necessidade de tratamento térmico. Os requisitos mínimos para este ferro fundido são, de acordo com EN-1563:2011:

Tabela 4 – Propriedades mecânicas medidas em corpos de prova usinados de amostras do ferro fundido EN-GJS-400-18U-LT

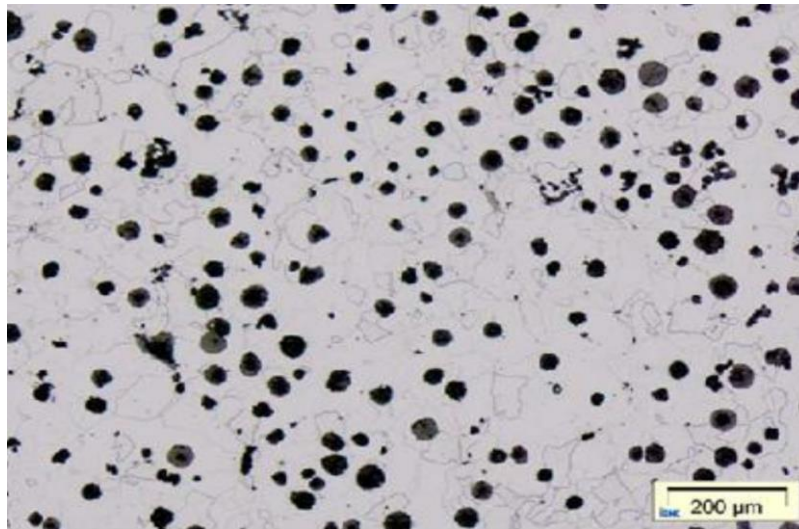
Espessura de parede relevante	Tensão de ruptura [MPa]	Tensão de escoamento [Mpa]	Alongamento [%]
$t \leq 30$	400	240	18
$30 < t \leq 60$	380	230	15
$60 < t \leq 200$	360	220	12

Fonte: Elaboração própria, a partir de British Standards Institution (2011).

Uma microestrutura típica deste material é exibida na Figura 27, na qual pode ser notada a morfologia do grafite, no formato de nódulos. Segundo Shirani e Härkegard (2014), esta forma nodular inibe a criação de trincas provendo a ductilidade aprimorada que dá nome à liga. De acordo com os autores, em componentes fundidos para aplicação em turbinas eólicas com este material, defeitos metalúrgicos na superfície do componente como grafite vermicular,

coral, *spiky*, *chunky* ou *exploded* não são aceitáveis e devem ser removidos, ou o componente ser rejeitado. Além destes, há uma série de outros defeitos metalúrgicos que podem estar presentes no material e serem prejudiciais à vida em fadiga, relacionados de forma genérica à qualidade do fundido.

Figura 27 – Microestrutura típica de um ferro fundido dútil



Fonte: Shirani e Härkegard (2014).

Para compensar as diferentes características entre o material ensaiado e a aplicação real do componente, como a espessura de parede, defeitos no material e probabilidade de falha, Shirani e Härkegard (2014) propõe o uso de um fator de redução sobre a curva S-N do material. O valor utilizado pelos autores foi de 0,85 sobre a curva sintética utilizada, que considera o tamanho mínimo de trinca detectável por medição ultrassônica no material com 95mm de espessura de 5mm. De forma semelhante, Wächter *et al.* (2022) utiliza uma abordagem que diminui toda a curva S-N por meio de um fator de correção empírico, considerando também carregamentos não proporcionais. A aplicação do fator $f_{np} = 0,75$ para deslocar a curva S-N leva a resultados satisfatórios em que os valores proporcionais e não proporcionais se encontram dentro da banda de dispersão.

Nos ensaios realizados por Fass, Störzel e Baumgartner (2019), notou-se a influência do tipo de carregamento sobre as curvas S-N geradas para o ferro EN-GJS-400, sobretudo, na inclinação m da curva resultante. Os valores de coeficiente de Wöhler m encontrados variaram entre aproximadamente 8 em tração pura a aproximadamente 11 em torção pura.

Carregamentos combinados de tração e torção em diferentes fases resultaram em inclinações entre estes extremos.

Na curva sintética elaborada por Shirani e Härkegard (2014) a inclinação mais acentuada da curva bilinear foi de 10.1. Aqui, será adotado o valor de $m = 10$ para o coeficiente de Wöhler do material e considerada a curva linear, em uma abordagem conservadora.

Como visto, os parâmetros do material podem variar dependendo de inúmeros fatores, portanto, para desenvolvimento deste componente em um cenário de fabricação, a curva sintética empregada deve ser ajustada para o material utilizado por meio de ensaios experimentais e que represente bem as condições do problema.

4. MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA

A busca de métodos eficientes de otimização que proporcionem soluções eficazes de engenharia, satisfazendo as restrições de projeto impostas e maximizando, ou minimizando, o objetivo esperado, é tema de constante pesquisa e desenvolvimento. Na prática, inúmeras aplicações são encontradas, como em pesquisa operacional, ciências da computação e em otimização estrutural, para citar algumas.

De acordo com Querin *et al.* (2017), a otimização estrutural consiste no processo de determinar a melhor distribuição de material dentro de um domínio de volume físico, de forma a transportar ou suportar com segurança os carregamentos aplicados. Alguns dos requisitos impostos para tanto podem incluir o aumento da rigidez, a redução de tensões, a redução de deslocamentos, mudança das frequências de ressonância entre outros.

Bendsøe e Sigmund (2004), categoriza três diferentes abordagens para o chamado ‘método de distribuição de material’ no projeto de estruturas, estas permitem otimizar a estrutura quanto à: seus parâmetros (*sizing optimization*), sua forma (*shape optimization*) e sua topologia (*topology optimization*). A otimização topológica de estruturas sólidas, assunto tratado neste trabalho, envolve a determinação de características tais como o número, a localização e a forma de furos no domínio e sua conectividade.

A partir da introdução de métodos numéricos para otimização topológica feita por Bendsøe e Kikuchi (1988) considerando a microestrutura do material na formulação do problema, inúmeros trabalhos se seguiram, propondo novas metodologias a fim de solucionar problemas elásticos e multifísicos. Na revisão feita por Rozvany (2008), é visto que diversos tipos de topologias com materiais isotrópicos, anisotrópicos e/ou porosos podem ser utilizados em métodos de otimização baseados em elementos finitos. Segundo o autor, métodos de otimização topológica *level-set*, que apresentam modificações da fronteira, se apresentam como promissores, apesar de ainda não terem atingido regularmente aplicações industriais. Ainda, métodos de otimização sem gradiente também são encontrados, como algoritmos genéticos, mas que se mostram altamente caros para sistemas com grande quantidade de elementos.

Em uma abordagem mais simplificada, utilizando materiais sólidos isotrópicos ou vazios (*ISE*) e com condições de fronteira fixas, métodos binários e baseados em densidades são empregados, em que no primeiro as variáveis de projeto assumem valores binários {0,1} e o segundo sugere o uso de abordagens contínuas para a caracterização das variáveis no domínio discreto de elementos finitos, as quais podem assumir valores entre 0 e 1. Nota-se que a discretização deste domínio, além de necessária para a análise por elementos finitos, faz com que as variáveis de projeto sejam limitadas, definindo a presença ou ausência de material em determinada posição.

Destes métodos, alguns dos mais consagrados na literatura são o *Solid Isotropic Material with Penalisation* (SIMP) e o *Bidirectional Evolutionary Structural Optimization* (BESO). Vale citar também o recentemente desenvolvido método *Topology Optimization of Binary Structures* (TOBS) introduzido em Sivapuram e Picelli (2017), que apresenta vantagens interessantes, como o uso de solução por programação linear inteira e variáveis binárias.

Neste trabalho será adotado o método SIMP, dada a diversidade de aplicações modeladas com sucesso, inclusive com bons resultados com restrição de tensões e vida em fadiga, como desenvolvido por Hersbøll (2018) e Oest e Lund (2017).

4.1. Processo de otimização topológica

De forma geral, como aponta Yang (2010), um problema de otimização restritivo de função objetivo simples pode ser expresso da forma:

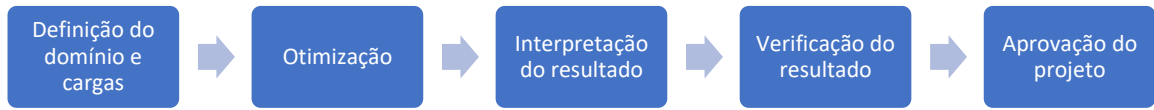
$$\begin{aligned} & \text{minimize} && f(\mathbf{x}) \\ & \text{sujeito a} && g_i(\mathbf{x}) \leq 0 \quad i = 1, \dots, m \\ & \text{e} && h_j(\mathbf{x}) = 0 \quad j = 1, \dots, l \end{aligned} \quad (11)$$

Em que $\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ é o vetor coluna de n valores das variáveis de projeto, f é a função objetivo, g_j são as restrições de desigualdade e h_j são as restrições de igualdade.

As restrições podem ser locais, quanto específicas em um ponto do domínio, como tensões e deslocamentos, ou globais, como a rigidez da estrutura, o volume de material etc.

Tipicamente, o ciclo de projeto de otimização topológica segue as etapas apresentadas na Figura 28.

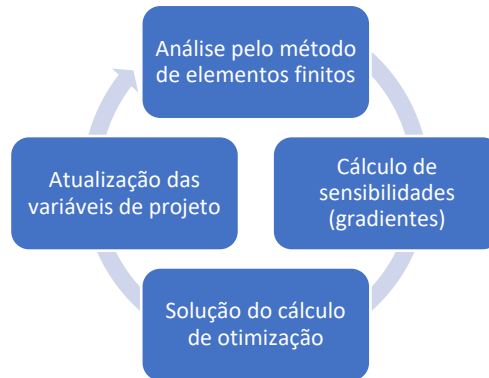
Figura 28 - Processo típico de projeto de componentes utilizando otimização estrutural



Fonte: Elaboração própria.

As duas primeiras etapas envolvem a formulação e solução do problema de otimização propriamente dito. A etapa de otimização ocorre de forma iterativa, até que seja atingida a condição de parada, seguindo os passos apresentados na Figura 29.

Figura 29 – Principais etapas do processo de otimização topológica



Fonte: Elaboração própria.

Os principais conceitos necessários ao entendimento deste processo são apresentados nos tópicos a seguir.

4.2. Método dos Elementos Finitos (MEF)

Este método, amplamente utilizado na análise de estruturas mecânicas e em diversos outros problemas físicos, consiste em reduzir o domínio de um modelo governado por equações de equilíbrio diferenciais parciais em subdomínios, chamados de elementos, conectados entre si por meio de seus nós. Assim, o equilíbrio final da estrutura, sujeita às mesmas condições de contorno e carregamentos, é obtido em função de sua matriz de rigidez.

Baseados na teoria do MEF, a equação de governo pode ser expressa por:

$$K(x)U(x) = F \quad (12)$$

Em que $K(x)$ é a matriz rigidez de tamanho ($ngdl \times ngdl$), $U(x)$ o vetor de deslocamentos e F o vetor de cargas, $ngdl$ é o número de graus de liberdade somados todos os nós. Os valores do vetor x , que representa as variáveis de projeto, são definidos pela aplicação do método SIMP descrito a seguir.

4.3. Método SIMP

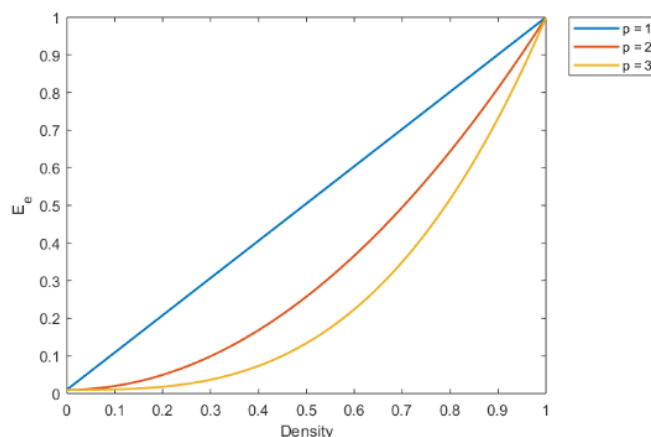
O método SIMP é caracterizado por possuir variáveis contínuas, representadas por uma pseudo-densidade x_e , cujos valores são penalizados por um expoente p . Na otimização topológica é desejável que os elementos estejam mais próximos possíveis de vazio ($x_e = 0$) ou sólido ($x_e = 1$). Caso utilizada a relação linear entre x_e e a rigidez do elemento, a estrutura resultante é constituída majoritariamente por uma região cinzenta formada entre estes dois extremos ($0 < x_e < 1$). De forma a evitar esta região não tão distinguível em boa parte do domínio, e criar contornos mais bem definidos, é feita a penalização do elemento no cálculo do módulo de elasticidade, e consequentemente da rigidez, enquanto é mantida a relação linear para o cálculo da massa específica:

$$\rho_e = x_e \rho_0 \quad (13)$$

$$E_e = x_e^p E_0 \quad (14)$$

A Figura 30 mostra essa relação para diferentes valores de p , com E_e normalizado. Valores típicos utilizados na penalização estão situados em torno $p = 3$, que apresenta os melhores resultados baseado em experimentos numéricos.

Figura 30 – Módulo elástico efetivo para $p=1, 2$ e 3



Fonte: Hersbøll (2018).

Esta abordagem pode ser fisicamente justificada considerando a microestrutura do material, como aborda Bendsøe e Sigmund (1999).

Para evitar singularidades na matriz de rigidez global, será adotada a abordagem *soft-kill*, em que os elementos vazios são considerados na análise pelo MEF com um valor mínimo. Collet, Bruggi e Duysinx (2017) mostra que em experimentos numéricos com densidades na faixa de 10^{-3} a 10^{-5} não afetaram o problema de otimização, aqui é considerado $x_{min} = 0,0001$.

4.4. Regularização

Ao utilizar a penalização no elemento, a estrutura assume valores de densidade mais próximos dos extremos, no entanto, pode ocorrer o chamado efeito de tabuleiro de xadrez ou *checkerboard*, ilustrado na Figura 31.

Figura 31 – Ilustração do efeito de tabuleiro de xadrez.



Fonte: Hersbøll (2018).

Esta aparência característica é causada por uma rigidez artificial da estrutura com o padrão alternado de elementos sólidos e vazios devido ao uso de elementos lineares na discretização do domínio.

Além deste, um outro efeito que pode ocorrer é a dependência de malha. Com isso, à medida que a malha é refinada, ao invés de convergir para uma mesma topologia final, diferentes topologias são obtidas, como mostra a Figura 32.

Figura 32 – Ilustração do efeito de dependência de malha.



Fonte: Hersbøll (2018).

Uma das maneiras de contornar estes problemas é o uso de filtros de homogeneização, que auxiliam a equalizar as densidades entre elementos vizinhos de forma ponderada pela função peso ω_j . Por Hersbøll (2018):

$$\omega_j = r_{filter} - dist(j, e) \quad se \quad dist(j, e) \leq r_{filter} \quad (15)$$

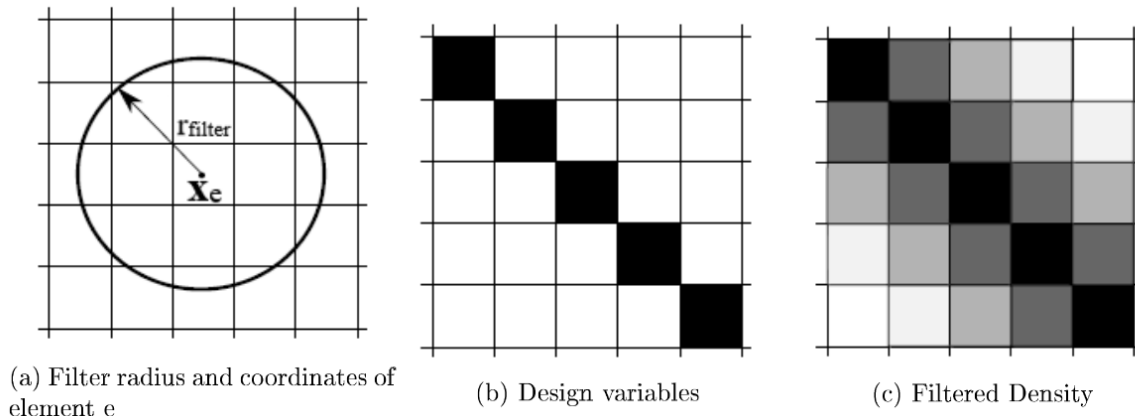
Em que $dist(j, e)$ é a distância entre os centroides do elemento j e o elemento e .

A nova densidade assume os valores dados pela expressão:

$$\tilde{x}_e = \frac{\sum_{j=1}^{n_e} \omega_j x_j}{\sum_{j=1}^{n_e} \omega_j} \quad (16)$$

Visualmente, para um caso 2D, o resultado é o mostrado na Figura 33.

Figura 33 – Efeito do uso de filtro nas variáveis de projeto



Fonte: Hersbøll (2018).

4.5. Flexibilidade

A flexibilidade da estrutura (*structural compliance*) c pode ser entendida como sendo o inverso da rigidez estrutural e é definida como:

$$c(x) = \mathbf{F}^T \mathbf{U}(x) \quad (17)$$

A flexibilidade é tradicionalmente utilizada como função objetivo no problema de minimização considerando restrições de volume. Neste problema, ela requer apenas a solução das equações de equilíbrio.

4.6. Tensões

Alguns problemas de otimização utilizam também a restrição por tensões, uma vez que muitos dos modos de falha consideram seu valor no domínio da estrutura. Um dos parâmetros comumente observados em materiais dúcteis, e utilizado como critério de falha, é a tensão de von Mises, relacionada à energia máxima de distorção e que pode ser calculada para cada elemento pela expressão da forma:

$$\sigma_{vme} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{e_1} - \sigma_{e_2})^2 + (\sigma_{e_2} - \sigma_{e_3})^2 + (\sigma_{e_3} - \sigma_{e_1})^2 + 6(\sigma_{e_4}^2 + \sigma_{e_5}^2 + \sigma_{e_6}^2)} \quad (18)$$

Em que σ_{e_1} a σ_{e_6} são as componentes de tensões no elemento e . Na notação de Voigt:

$$\boldsymbol{\sigma}_e = \{\sigma_{e_1} \quad \sigma_{e_2} \quad \sigma_{e_3} \quad \sigma_{e_4} \quad \sigma_{e_5} \quad \sigma_{e_6}\}^T \quad (19)$$

Ao se utilizar o modelo de material SIMP, as tensões podem ser calculadas por:

$$\boldsymbol{\sigma}_e = \tilde{x}_e^p \mathbf{D}(E_e) \boldsymbol{\epsilon}_e \quad (20)$$

Em que $\mathbf{D}(E_e)$ é a matriz constitutiva do material e $\boldsymbol{\epsilon}_e$ o vetor de deformações.

No entanto, a tensão calculada desta forma não é uma boa candidata à restrição do problema, pois, dada uma redução no valor das densidades por um fator α , as deformações aumentam em um fator $1/\alpha^p$, logo, pela equação acima, as tensões não sofrem variações.

Uma forma de alterar os valores de tensões e estabelecer uma dependência com as variáveis de projeto pode ser feita utilizando a abordagem pq. As tensões são corretamente calculadas para $x = 1$ e devem tender a zero à medida que x tende a zero, como em:

$$\boldsymbol{\sigma}_e = \frac{\tilde{x}_e^p}{\tilde{x}_e^q} \mathbf{D}(E_0) \boldsymbol{\epsilon}_e \quad (21)$$

Em que q é um expoente arbitrário e $q < p$.

Com isto, a tensão pode ser utilizada como restrição local no problema de otimização. Entretanto, apesar de estabelecer um bom controle em cada elemento, o número de restrições é igual ou superior ao número de variáveis de projeto, aumentando significativamente o custo computacional da análise de sensibilidade.

Um dos métodos mais comuns de contornar este problema é utilizando a agregação de restrições, em que as restrições locais são agrupadas formando um único valor aproximado. A agregação de tensão, denotada por Ψ , utilizando a função P-norm é obtida pela expressão:

$$\Psi = \left(\sum_{i=1}^{n_e} \sigma_{vm i}^P \right)^{\frac{1}{P}} \quad (22)$$

Na expressão, $P > 0$ é o parâmetro de agregação, que determina a acurácia do resultado em relação ao máximo valor de tensão encontrado, e sempre é maior que este valor.

Como apontado por Hersbøll (2018), problemas com maior número de variáveis geralmente requerem valores altos de P para melhorar a acurácia, entretanto, isto ocorre a custas de tornar o problema ainda mais não-linear. Valores muito altos podem diminuir a velocidade de convergência ou mesmo inibir completamente que a ocorra. Dependendo do problema, valores entre 6 e 16 aparentam ter boa relação entre representatividade e convergência.

Quando utilizado agrupamento das tensões, Svärd (2015) afirma que minimizar esta função agrupada é mais fácil do que utilizá-la como condição de restrição, com a vantagem, ainda, de sempre possuir uma solução factível.

4.7. Solucionador de otimização

Apesar do grande número de variáveis de projeto em um problema não-linear, e diferentemente de muitos problemas de engenharia, a possibilidade de se calcular os gradientes da função objetivo e das restrições de forma relativamente simples usando o método adjunto, por exemplo, permite um bom comportamento da solução e convergência a uma estrutura final otimizada.

Svärd (2015) elenca uma série de otimizadores possíveis de serem utilizados, como o método do Critério de Otimalidade (OC), métodos de Pontos Interiores, métodos de Programação Linear Sequencial (SLP) e o Método das Assíntotas Móveis (MMA), adotado neste trabalho.

O algoritmo de otimização MMA, um método de programação matemática introduzido por Svanberg (1987), se baseia em criar e resolver subproblemas estritamente convexos, conhecidos por possuírem uma solução. A geração destes problemas é controlada pelas chamadas assíntotas móveis, que estabilizam e aceleram a convergência do processo. As assíntotas são os limites inferiores e superiores que as variáveis de projeto podem assumir, e são móveis por serem recalculadas a cada iteração da otimização.

4.8. Problemas de otimização topológica

Dentre as opções de otimização frequentemente encontradas na literatura, a minimização da flexibilidade sujeita a restrições de massa ou volume é bem dominada e apresenta muitos resultados de sucesso, como aponta Collet, Bruggi e Duysinx (2017). Já o uso de restrições de tensões com a minimização de massa se mostra relativamente mais complexo, apresentando algumas questões numéricas como o fenômeno de singularidade e o problema de otimização em larga escala devido ao comportamento local das tensões.

Além do problema de restrição de tensões, há trabalhos que consideram também a restrição de dano acumulado por fadiga no domínio como em Hersbøll (2018). Neste trabalho, observou-se que, na restrição de fadiga com dano limitado a 1, as tensões no domínio ultrapassavam o regime linear elástico, de forma similar, ao se considerar apenas a restrição de tensões, a estrutura falhava pelo acúmulo de danos por fadiga. O uso de restrições combinadas de tensão de escoamento e de danos mostraram evitar estes problemas, apesar do maior custo computacional.

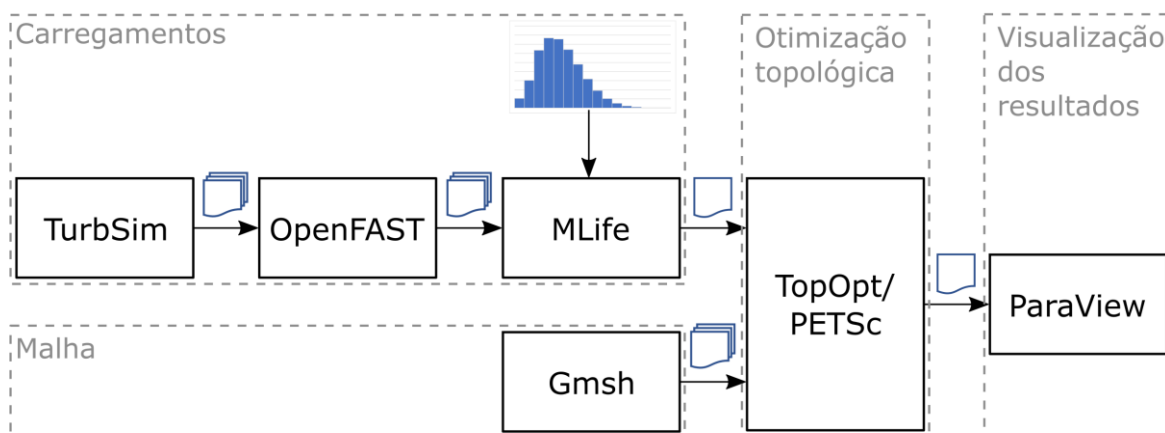
5. METODOLOGIA

Para o projeto preliminar do cubo e obtenção de uma estrutura inicial, é aplicado o método de otimização topológica com os carregamentos ponderados pelos esforços solicitantes causadores de fadiga mecânica. Em uma abordagem simplificada, é considerado o problema clássico de otimização topológica com a minimização da flexibilidade sujeito a restrições de volume. As cargas variantes no tempo, responsáveis pelo fenômeno de fadiga e obtidas por meio de simulação, são estimadas em direções ortogonais na raiz de uma das pás. A contagem de ciclos em cada direção é feita e são estimadas as magnitudes de carregamentos equivalentes considerando o coeficiente de Wöhler do material e os carregamentos médios e a suas amplitudes. As cargas obtidas são replicadas às demais pás dadas as simetrias existentes e a consideração de otimização com carregamentos múltiplos. Os carregamentos equivalentes são então utilizados para ponderar os esforços em cada direção, indicando as direções mais suscetíveis à ação de cargas oscilantes. Apesar do dano à fadiga não ser avaliado no campo de tensões do componente, esta abordagem permite obter uma primeira aproximação de estrutura dependente dos carregamentos aos quais o cubo é submetido.

Com o método, diferentes estruturas podem ser obtidas com a variação dos parâmetros de entrada como diâmetro do eixo principal e de mancais das pás, raio do cubo, volume inicial do domínio.

Ao longo deste desenvolvimento, diversas ferramentas computacionais foram utilizadas. Um panorama do procedimento adotado é representado na Figura 34, que mostra o fluxo de informação nas diferentes etapas.

Figura 34 - Fluxograma das informações ao longo das etapas desenvolvidas e principais ferramentas utilizadas



Fonte: Elaboração própria.

Para realizar a otimização topológica do cubo propriamente dita, algumas etapas precedentes são necessárias, como a obtenção da magnitude dos diferentes carregamentos atuantes no componente e a malha que descreve o domínio de otimização, optada por ser feita de forma apartada do código principal. A seguir, os diferentes grupos apresentados na Figura 34 são descritos.

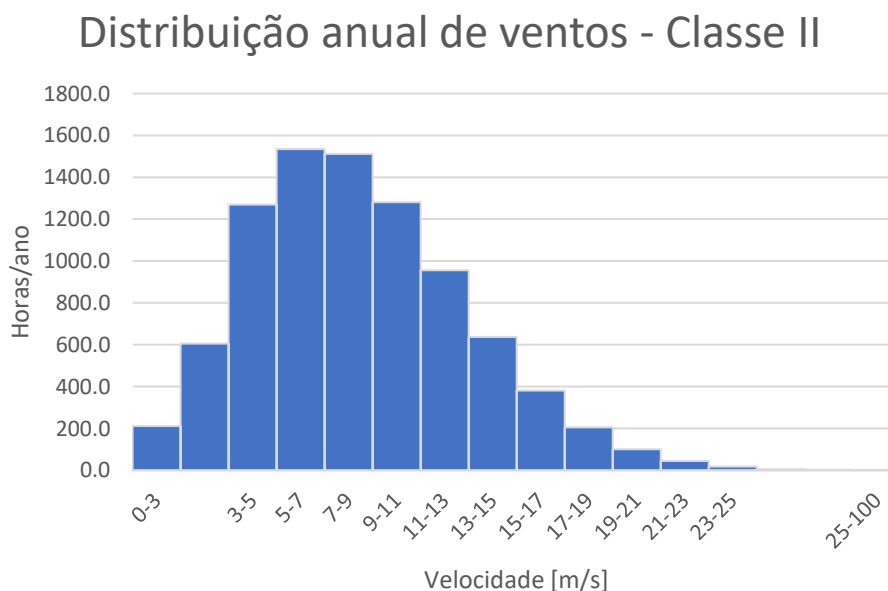
5.1. Carregamentos

Nesta análise optou-se por considerar para cálculo de vida em fadiga apenas os casos de carregamento relacionados à distribuição de ventos, como *Power production* e *Parked*, sendo desconsiderados, portanto, os demais casos transientes como *start-up* e *normal shutdown*. Isto vai ao encontro à análise feita por Gupta (2013), na qual é mostrada que os casos *Power production* são os dominantes no acúmulo de danos se comparados aos demais, que são negligenciáveis.

Para a classe de vento IIA é feita a distribuição Rayleigh dos ventos de acordo com a norma IEC 61400-1. Entre as velocidades de *cut-in* e *cut-out* da turbina analisada, esta distribuição é discretizada em blocos com intervalo de 2 m/s, na situação de *Power production*, o que corresponde a cerca de 90% do tempo operacional. Na simulação, a velocidade média do vento turbulento adotada é a velocidade central destes blocos. Já na situação *Parked*, os blocos têm intervalo de aproximadamente 1,5 m/s, nestes casos a velocidade de simulação

utilizada é a do limite superior do bloco. A Figura 35 e a Tabela 5 mostram esta distribuição com a quantidade de horas no ano prevista em cada regime de vento.

Figura 35 – Distribuição de ventos utilizando a função de Rayleigh para Classe II



Fonte: Elaboração própria.

Tabela 5 – Relação de casos de vento analisados e sua respectiva distribuição horária anual

Velocidade média do vento [m/s]	Situação	Limite inferior do bloco [m/s]	Limite superior do bloco [m/s]	Horas/ano	Fração
1.5	Parked (Idling)	0	1.5	211.8	2.42%
3	Parked (Idling)	1.5	3	605.2	6.90%
4	Power production	3	5	1269.0	14.48%
6	Power production	5	7	1534.0	17.50%
8	Power production	7	9	1511.9	17.25%
10	Power production	9	11	1281.5	14.62%
12	Power production	11	13	956.4	10.91%
14	Power production	13	15	636.6	7.26%
16	Power production	15	17	380.8	4.34%
18	Power production	17	19	205.6	2.35%
20	Power production	19	21	100.6	1.15%
22	Power production	21	23	44.7	0.51%
24	Power production	23	25	18.1	0.21%
26.5	Parked (Idling)	25	26.5	5.6	0.06%
28	Parked (Idling)	26.5	28	2.5	0.03%
29.75	Parked (Idling)	28	29.75	1.2	0.01%
V_{ave} [m/s]	8.5		Total de horas	8766.0	1.00

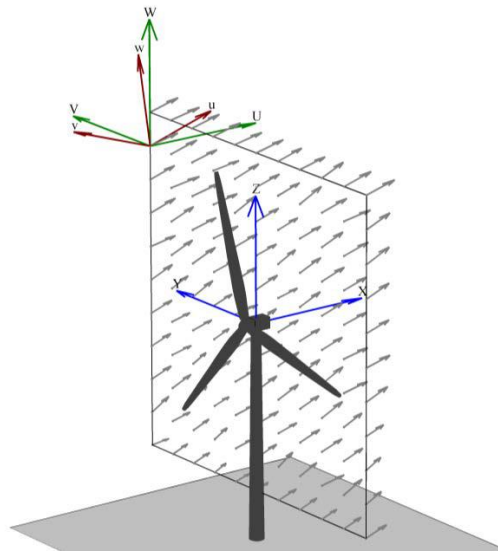
Fonte: Elaboração própria.

A descrição do conjunto de simulações é apresentada no Apêndice A. Para cada condição de vento simulado são considerados três desalinhamentos de *yaw* (-8° , 0° e 8°), com o número de horas total da velocidade média dividido entre os três. Como indicado na norma, também é considerado nas simulações o rotor desbalanceado, sendo adotada uma massa adicional de 50 kg na pá 1 em torno de 19,8 m de distância do centro.

5.1.1. TurbSim

Para geração dos arquivos de vento é utilizando o software TurbSim, que simula ventos turbulentos, estocásticos e *full-field*, representados por séries temporais com vetores de três componentes de vento em pontos de uma grade retangular fixa no espaço, como representado na Figura 36.

Figura 36 – Grade retangular de um campo de vento do TurbSim



Fonte: Jonkman (2016).

Para cada velocidade média de vento, são utilizadas seis sementes aleatórias na geração (907, 2861, 7079, 13428, 44641, 81101), com isto, as horas de operação de cada caso são igualmente divididas entre os seis ventos gerados. Os ventos satisfazem o modelo Kaimal, modelo de turbulência normal (NTM) e expoente da lei de potência de 0,2, definidos pela IEC.

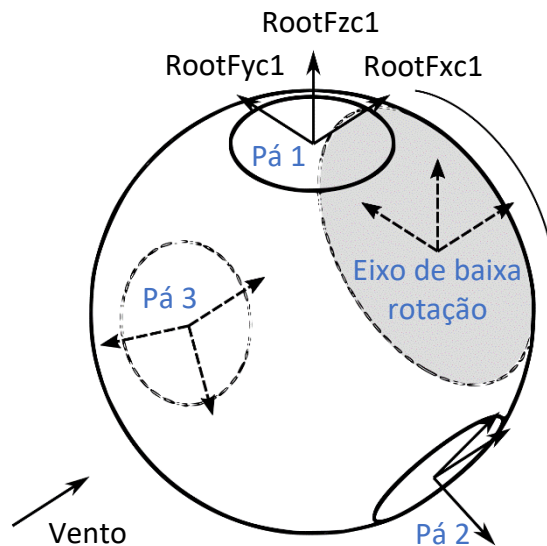
5.1.2. OpenFAST

O comportamento da turbina é simulado para cada condição de vento no programa OpenFAST, ferramenta de código aberto originalmente desenvolvida pelo *National Renewable Energy Laboratory* (NREL). O programa permite realizar a simulação aero-hidro-servo-elástica acoplada no domínio do tempo de turbinas eólicas de eixo horizontal. Em Fiuza (2022), uma revisão detalhada de cada módulo que compõem este programa é feita, bem como apresentados resultados de simulações com alguns dos esforços solicitantes máximos no cubo para esta mesma turbina.

As simulações são feitas com duração de 630 segundos cada, sendo os primeiros 30 segundos removidos dos resultados para acomodar os transientes iniciais, como as velocidades de rotação e as deflexões estáticas das pás e torre.

Da resposta obtida, as variáveis observadas são as forças e momentos na raiz da pá 1, denotados por $RootFxc1$, $RootFyc1$, $RootFzc1$, $RootMxc1$, $RootMyc1$ e $RootMzc1$, representadas no cubo esférico da Figura 37.

Figura 37 – Representação das componentes de força atuantes no cubo



Fonte: Elaboração própria.

5.1.3. MLife

Com as séries temporais obtidas, é utilizado o pós-processador MLife, também desenvolvido pelo NREL, para calcular as cargas de dano equivalentes (DEL) das variáveis de interesse, extrapoladas pelo tempo de vida da turbina. Para esta extrapolação, é utilizada a distribuição de Rayleigh (equivalente à distribuição de Weibull com fator de forma igual a 2), como a mostrada na Tabela 5. O programa utiliza a contagem *rainflow* e o acúmulo de dano linear de acordo com a regra de Palmgren-Miner, descritos anteriormente.

Nestes carregamentos de fadiga, os fatores de segurança parciais adotados são, baseando-se na norma IEC 61400-1 e considerado um componente de classe 2, cuja falha pode desencadear a falha maior de outro componente da turbina eólica: $\gamma_f = 1$ e $\gamma_n = 1$.

As DELs são cargas de amplitude constante que ocorrem em uma frequência fixa e representam o dano equivalente das cargas de espectro variável, extrapoladas por toda a vida operacional da turbina. De acordo com Hayman (2012), estas cargas são calculadas pelo MLife seguindo a expressão, com a correção de Goodman e transportadas para o valor médio nulo:

$$DEL^{Life0} = \left(\frac{\sum_j \sum_i (n_{ji}^{Life} (L_{ji}^{R0})^m)}{n^{Life,eq}} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (23)$$

Em que $n^{Life,eq}$ é a contagem total de ciclos, n_{ji}^{Life} é o ciclo i da contagem da série temporal j extrapolados pelo tempo operacional, m o coeficiente de Wöhler do material e L_{ji}^{R0} é a carga no ciclo i , ajustada para um valor médio nulo:

$$L_{ji}^{R0} = L_{ji}^R \left(\frac{L^{ult}}{L^{ult} - |L_{ji}^M|} \right) \quad (24)$$

L_{ji}^R e L_{ji}^M são a amplitude e a média da carga, respectivamente. Nota-se na expressão que, para considerar o valor médio do carregamento pela correção de Goodman, é necessário conhecer a carga L^{ult} , correspondente à carga máxima suportada pelo componente. Com isto, esta carga se torna uma das variáveis de projeto. Para estabelecer seus valores, são avaliados o dano acumulado D^{Life} em cada direção, de forma a não ultrapassar o valor unitário. O dano acumulado neste período é dado por:

$$D^{Life} = \sum_j \sum_i \frac{n_{ji}^{Life}}{N_{ji}} \quad (25)$$

Em que N_{ji} é a quantidade de ciclos até a falha de uma curva S-N para um dado ciclo i e série temporal j :

$$N_{ji} = \left(\frac{L^{ult} - |L^{MF}|}{\left(\frac{1}{2}L_{ji}^{RF}\right)} \right)^m \quad (26)$$

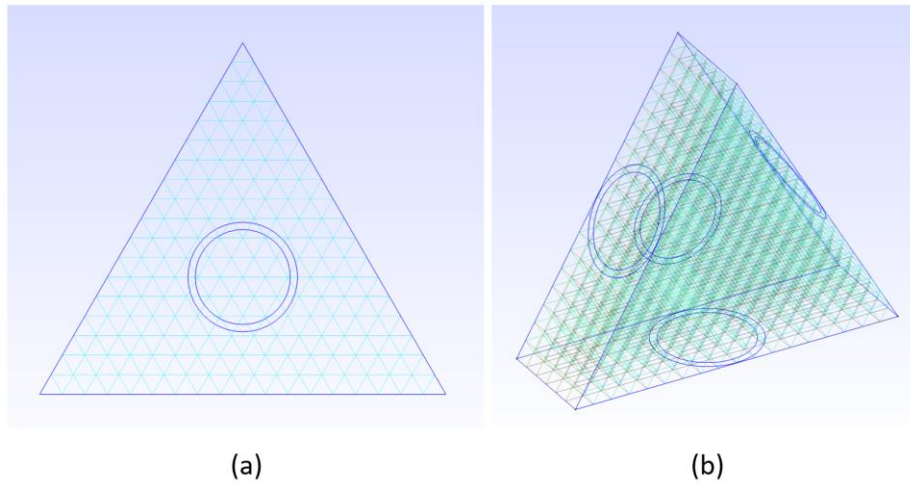
Para a média nula, $|L^{MF}| = 0$ e $L_{ji}^{RF} = L_{ji}^{RO}$.

5.2. Malha

Devido às limitações do número de elementos admissíveis em programas comerciais de elementos finitos com licença acadêmica, optou-se por criar a malha estruturada no programa Gmsh, programa gerador de malhas tridimensionais de uso gratuito. Por meio do Gmsh, tanto a malha quanto os nós de aplicação das condições de contorno e carregamentos são repassados através de arquivos de texto ao programa de otimização. Como parâmetros para geração de malha são especificados o tamanho dos elementos, o tamanho total do domínio e as propriedades das circunferências que representam os mancais das pás e o eixo principal, cuja interface ao cubo é tratada como condição de contorno fixa. Pelo fato de existirem carregamentos que não permitem a redução do domínio de cálculo, não foram adotadas simetrias de carregamento no modelo, apesar das simetrias geométricas existentes.

Um exemplo de malha gerada é mostrado na Figura 38, com 1944 elementos no domínio tridimensional, assumindo o formato de um prisma de base triangular.

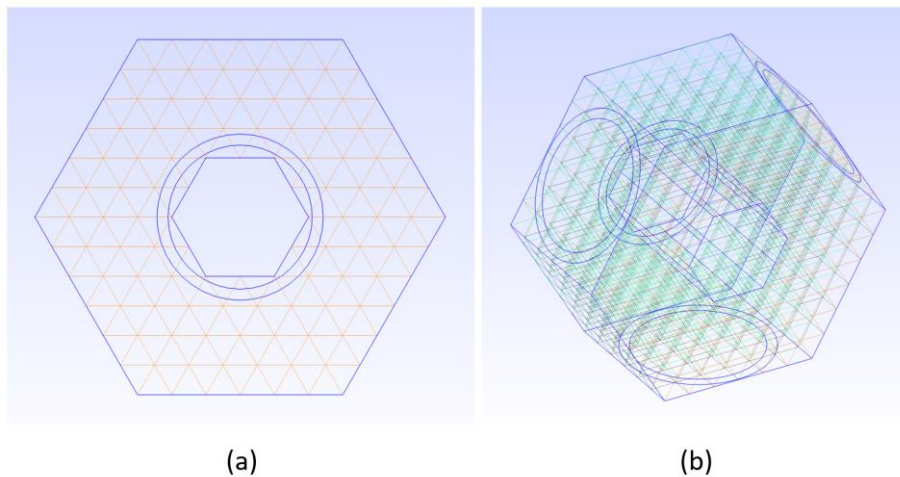
Figura 38 - Malha com 1944 elementos gerada utilizando o programa Gmsh com destaque para as regiões anelares de aplicação das condições de contorno e carregamentos: (a) vista frontal e (b) vista isométrica



Fonte: Elaboração própria.

Com a finalidade de reduzir o tamanho do problema de otimização, são adotadas restrições em regiões irrelevantes do domínio, poupando esforço computacional. Para tanto, os elementos das regiões pontiagudas da seção triangular são descartados. Outra restrição modelada e que pode ser aplicada ocorre sobre os elementos completamente inseridos na circunferência com o diâmetro interior do flange do eixo principal. Neste exemplo, a quantidade de elementos foi reduzida em cerca de 40% mantendo-se o tamanho original dos elementos, como mostrado na Figura 39.

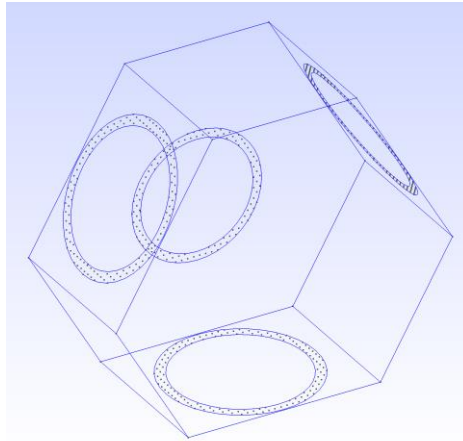
Figura 39 - Malha com 1152 elementos com restrições no domínio gerada utilizando o programa Gmsh: (a) vista frontal e (b) vista isométrica



Fonte: Elaboração própria.

Em uma mesma perspectiva de visualização isométrica das malhas anteriores, são mostrados na Figura 40 os nós exportados para aplicação das condições de contorno e carregamentos, agora para uma malha mais refinada (106470 elementos).

Figura 40 - Nós de aplicação das condições de contorno e carregamentos



Fonte: Elaboração própria.

5.3. Otimização topológica

Na otimização topológica de estruturas, inúmeros parâmetros podem ser adotados como restrição ou função objetivo a ser minimizada. Para a proposta deste trabalho, a minimização da flexibilidade da estrutura sujeita a restrições de volume é suficiente para a criação de uma estrutura inicial do projeto de um cubo. Em um cenário futuro, novos problemas podem ser adicionados ao código desenvolvido considerando, por exemplo, restrições de tensões ou mesmo o dano acumulado por fadiga no domínio da estrutura, problemas que apresentam maior custo computacional.

Nos casos de carregamentos múltiplos, aqueles que atuam em instantes diferentes, a estrutura deve ser capaz de suportar os esforços de forma separada. Neste caso, a contribuição de cada situação para a flexibilidade da estrutura deve ser avaliada.

O problema de otimização pode ser formulado, portanto, de acordo com as equações a seguir:

$$\begin{aligned}
 & \text{minimize} && f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^L L_i^2 \mathbf{F}_i^T \mathbf{U}_i(\mathbf{x}) \\
 & \text{sujeito a} && \mathbf{K}(\mathbf{x}) \mathbf{U}(\mathbf{x}) = \mathbf{F} \\
 & && \sum_{j=1}^n \tilde{x}_j v_j \leq V \\
 & && 0 < x_{min} < x_j < 1, \quad j = 1, n
 \end{aligned} \tag{27}$$

Em que L_i é a magnitude do esforço mecânico na direção do carregamento aplicado em F_i , L é a quantidade de casos de carregamentos avaliados, V é o volume máximo desejado da estrutura e v_j o volume de cada elemento.

As derivadas de primeira ordem da função objetivo e restrição com relação às variáveis de projeto necessárias para otimização baseada em gradiente são mostradas no Anexo C.

Ao implementar o algoritmo de otimização utilizando o método de elementos finitos, a malha utilizada pode ser do tipo não estruturada ou estruturada, enquanto a primeira permite uma maior flexibilidade na criação de geometrias complexas, seu tempo de processamento é consideravelmente superior como mostra Ratnakar, Sanfui e Sharma (2021). No problema proposto, sua natureza simétrica permite o uso de elementos prismáticos de base triangular para preenchimento de todo o domínio, em uma estrutura regular e uniforme de elementos, o que convém o uso de malha do tipo estruturada. Além disso, com apenas duas matrizes de rigidez todos os elementos geometricamente iguais e com mesma orientação podem ser representados.

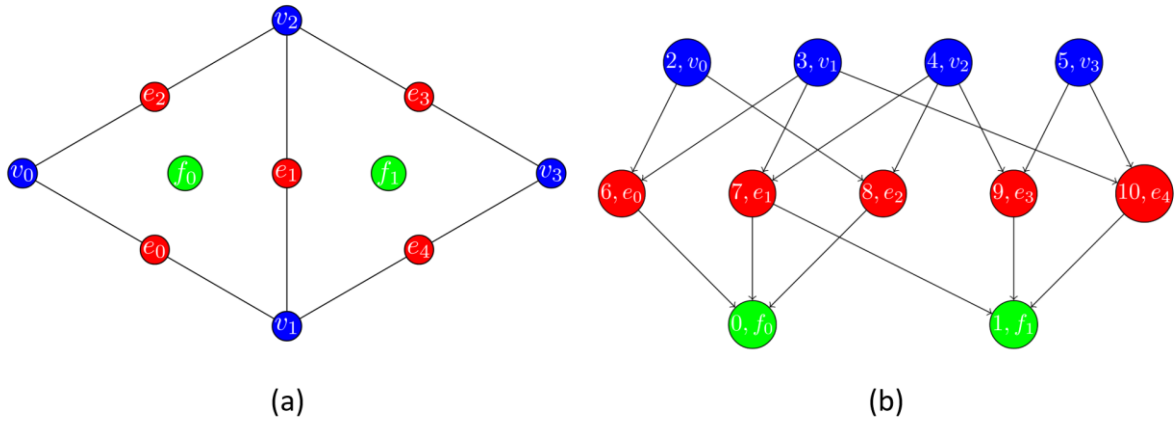
5.3.1. PETSc

A implementação do código foi feita utilizando o framework *Portable, Extensible Toolkit for Scientific Computation* (PETSc) em linguagem C++, desenvolvido pelo *Argonne National Laboratory*. Este framework permite o desenvolvimento de aplicações com processamento paralelo empregando o padrão *Message Passing Interface* (MPI) e conta com solucionadores de equações lineares e não-lineares e rotinas facilitadas para a montagem de matrizes esparsas e vetores (BALAY ET AL, 2023).

O PETSc possui diversos modelos de discretização, o mais simples, DMDA de rede estruturada, considera apenas elementos retangulares, o que não satisfaz esta aplicação. Uma estratégia adotada foi utilizar um modelo mais flexível, indicado para uso em redes não estruturadas, chamado DMPLex. Neste modelo cada instância (célula, face, aresta ou vértice) é tratada como pontos e a relação entre eles é feita por meio de um diagrama de Hasse, um grafo acíclico dirigido (DAG), que estabelece as relações e a hierarquia entre estas entidades.

Como exemplo, para a malha contendo dois elementos triangulares bidimensionais em (a) da Figura 41, (b) apresenta o diagrama de Hasse com a relação entre os pontos especificados.

Figura 41 - Representação da rede DMplex: (a) malha de dois triângulos com um lado compartilhado e (b) diagrama Hasse da malha expressa como um DAG



Fonte: Balay et al (2023).

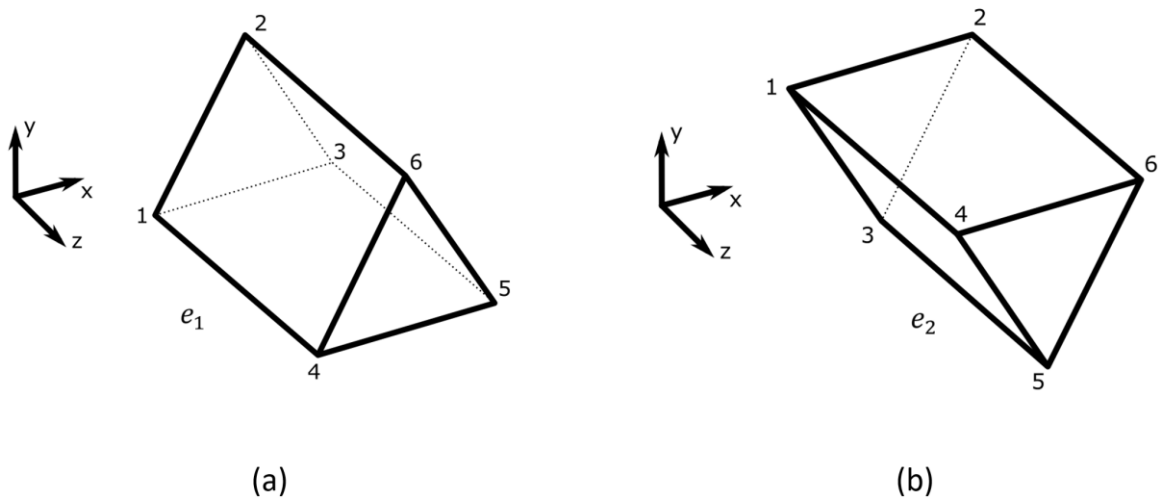
O código de otimização topológica foi baseado no desenvolvimento feito por Aage, Andreassen e Lazarov (2014) que utiliza o framework PETSc. No entanto, foram feitas adaptações para o uso de uma mais flexível por meio da rede DMplex, em detrimento ao uso da rede DMDA.

Uma vez criada a malha, é montada a matriz esparsa de rigidez global a partir das matrizes de rigidez individuais de cada elemento. Em seguida, os nós correspondentes à região de aplicação das condições de contorno são identificados, assim como os nós utilizados na composição do vetor de carregamentos. Com isso, o sistema linear de equações é resolvido aplicando o solucionador KSP baseado no método iterativo de subespaços de Krylov.

5.3.2. Elemento

Como visto na malha gerada da Figura 38, há dois elementos, e_1 e e_2 , que se diferem quanto a sua orientação e são dispostos de forma alternada no plano xy . Uma representação destes elementos é mostrada na Figura 42 com a numeração dos nós adotada na implementação.

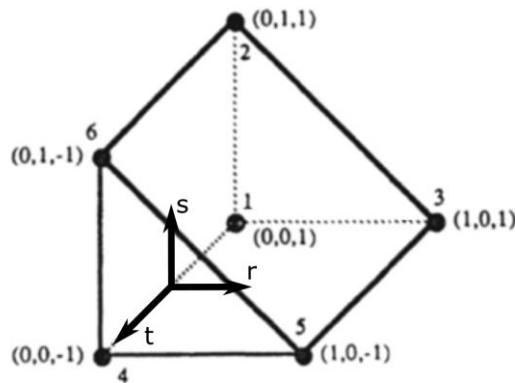
Figura 42 - Elementos de seis nós do tipo prisma de base triangular: (a) elemento e_1 e (b) elemento e_2



Fonte: Elaboração própria.

Com a formulação isoparamétrica, o elemento prisma triangular de primeira ordem de referência para ambos os casos é mostrado na Figura 43.

Figura 43 - Elemento prisma triangular de primeira ordem



Fonte: Chari e Salon (2000).

Neste elemento de seis nós, as funções de forma utilizadas são as seguintes:

$$N_1 = (1 - r - s) \left(\frac{1-t}{2} \right) \quad (28)$$

$$N_2 = s \left(\frac{1-t}{2} \right) \quad (29)$$

$$N_3 = r \left(\frac{1-t}{2} \right) \quad (30)$$

$$N_4 = (1 - r - s) \left(\frac{1+t}{2} \right) \quad (31)$$

$$N_5 = r \left(\frac{1+t}{2} \right) \quad (32)$$

$$N_6 = s \left(\frac{1+t}{2} \right) \quad (33)$$

De posse destas funções, é feito o cálculo das matrizes de rigidez seguindo o procedimento apresentado no Anexo D.

Para integração foi utilizada quadratura de Gauss completa. De acordo com Šolín, Segeth e Doležel (2004), para este elemento as regras de quadratura de Gauss podem ser obtidas a partir da combinação de regras para elementos triangulares e elementos de uma dimensão. Assim, a expressão que integra exatamente a função h com todos os polinômios das três variáveis independentes r, s, t de ordem menor ou igual a p no prisma de referência é dada por:

$$\int_{K_a} \int_{K_t} h(r, s, t) dr ds dt \approx \sum_{i=1}^{M_a} \sum_{j=1}^{M_t} w_{g_a,i} w_{g_t,j} h(y_{g_t,1,j}, y_{g_t,2,j}, y_{g_a,i}) \quad (34)$$

Em que $y_{g_a,i}$, $w_{g_a,i}$ são respectivamente os pontos e pesos da quadratura de Gauss no domínio de referência de uma dimensão $K_a = (-1,1)$ e $y_{g_t,1,j}, y_{g_t,2,j}$ e $w_{g_t,j}$ são respectivamente os pontos e pesos da quadratura para o triângulo de referência com domínio K_t . M_a e M_t são a quantidade de pontos adotados.

Como na função a ser integrada no cálculo de rigidez do elemento assume um polinômio de terceiro grau, foram utilizados dois pontos de Gauss em cada direção para integração completa, totalizando oito pontos (ordem de integração 2x2x2). Para o domínio unidimensional, os pontos de Gauss são mostrados na Tabela 6. Para o triângulo, os valores adotados foram obtidos de Rathod et al (2004), reproduzidos na Tabela 7.

Tabela 6 - Pontos de Gauss e respectivos pesos para domínio unidimensional

i	y_{g_a}	w_{g_a}
1	-0.577350269	1.000000000
2	0.577350269	1.000000000

Fonte: Elaboração própria.

Tabela 7 - Pontos de Gauss e respectivos pesos para domínio triangular

j	$y_{g_t,1}$	$y_{g_t,2}$	w_{g_t}
1	0.211324865	0.166666667	0.197168783
2	0.211324865	0.622008467	0.197168783
3	0.788675134	0.044658198	0.052831216
4	0.788675134	0.166666667	0.052831216

Fonte: Elaboração própria.

5.3.3. Simplificações adotadas no MEF

Utilizando o princípio da superposição no regime elástico, em cada iteração de otimização, o código é capaz de resolver uma equação do método de elementos finitos para cada esforço em cada direção de cada pá, totalizando até 18 equações distintas variando-se apenas o vetor de carregamentos. De forma simplificada, em cada uma destas direções são considerados esforços unitários de força ou momento. Estas cargas distribuídas de força e momento superficiais são transportadas aos nós das regiões em que atuam. Para as forças, a magnitude unitária da força é dividida igualmente entre os nós. Para os momentos, esta distribuição procura satisfazer a linearidade da equação da tensão de flexão de vigas. Portanto, a força sobre cada nó da região é proporcional à distância deste ao eixo de rotação do momento correspondente.

Na modelagem, não foi considerada a força peso do componente, que é alterada ao longo das iterações e muda de direção em um referencial solidário ao cubo devido à sua rotação.

5.4. Visualização dos resultados

Para a visualização e pós-processamento dos resultados obtidos com a execução da otimização topológica, é utilizado o software ParaView.

Pelo fato do método SIMP ser baseado em densidades, a fronteira da estrutura obtida com a otimização não é bem definida. Uma maneira de se visualizar a estrutura formada é feita por meio da aplicação de um filtro de limiar que renderiza apenas os elementos cujas variáveis de projeto, ou densidades, sejam superiores ao valor informado. Também é possível aplicar na

estrutura um filtro de suavização sobre a superfície grosseira característica da discretização da malha, facilitando a visualização do resultado.

Além da aplicação destes filtros, o software permite ainda que sejam feitos cortes de seções da estrutura.

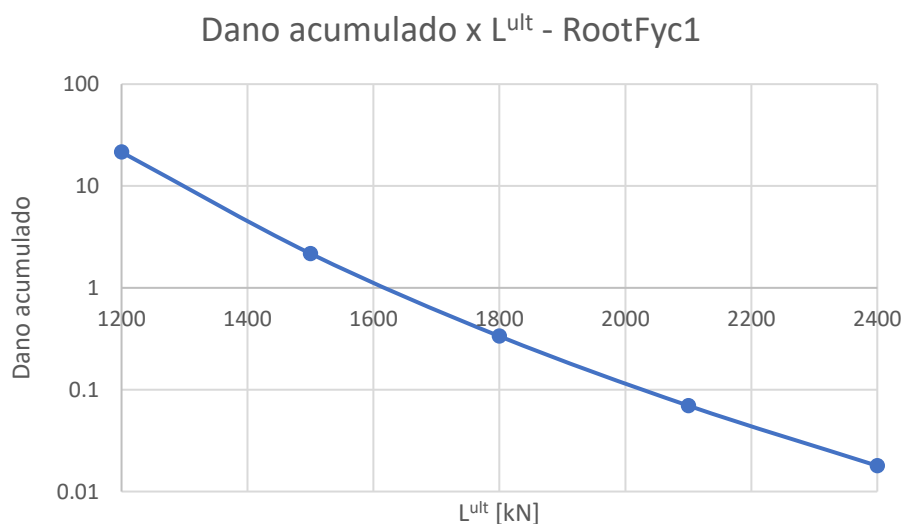
6. RESULTADOS

A seguir são apresentados alguns dos resultados obtidos com a implementação da metodologia descrita anteriormente. Na primeira seção são mostrados os carregamentos resultantes das simulações e calculados pelo programa MLife. Na segunda parte são apresentadas as estruturas obtidas com a aplicação do método de otimização.

6.1. Carregamentos

Ao todo, foram realizadas 288 simulações de 630 segundos cada com os parâmetros descritos na metodologia. Este tempo é extrapolado pelo programa MLife para toda vida operacional da turbina ponderado pela distribuição de ventos. Como visto, a variável de dano acumulado D^{Life} está relacionada à carga máxima L^{ult} na mesma direção. A Figura 44 mostra um exemplo desta relação para a variável RootFyc1.

Figura 44 – Relação enter dano acumulado e carga máxima suportada pelo componente na direção de RootFyc1



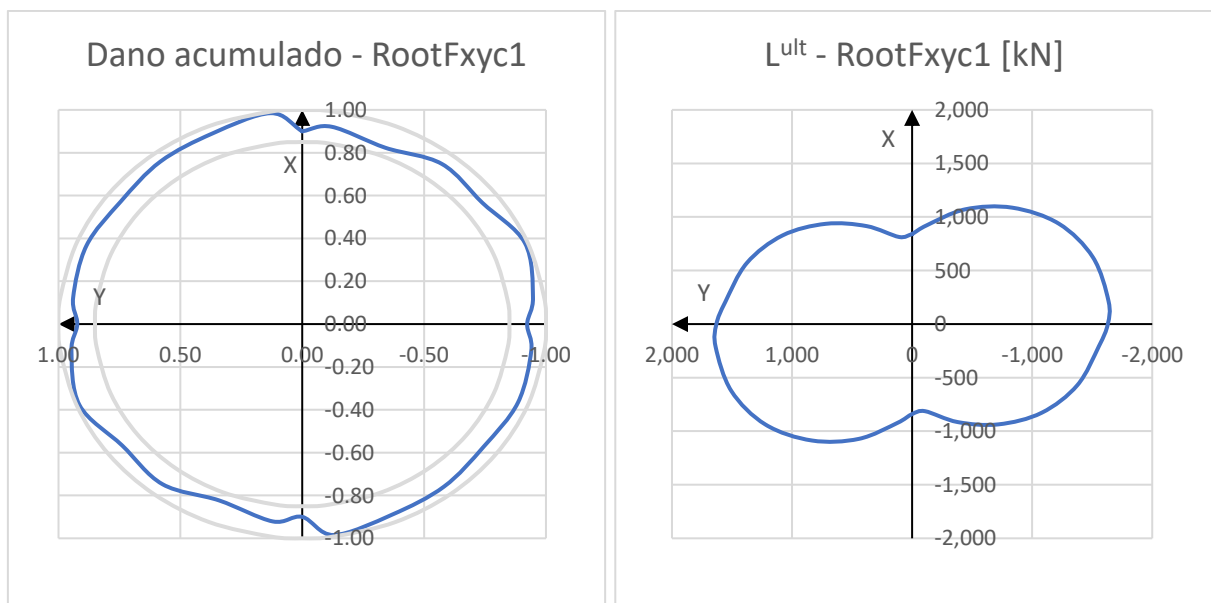
Fonte: Elaboração própria.

Em regiões axisimétricas, é comum o uso do carregamento característico como sendo aquele de magnitude máxima formada pelos vetores perpendiculares nas direções x e y. Já para análises de fadiga, como os carregamentos estão defasados ao longo do tempo, é desejável

analisar o acúmulo de dano nas diferentes regiões radiais. Assim, surge o conceito das rosas de carregamentos (*load roses*).

Após algumas iterações para avaliação do dano, de forma a restringi-lo à faixa de 0,85 a 1, foram definidos manualmente os valores de L^{ult} de projeto em cada direção, que representam os esforços máximos que devem ser suportados pelo componente. A Figura 45 mostra o dano acumulado e as forças em cada direção no plano xy na raiz da pá.

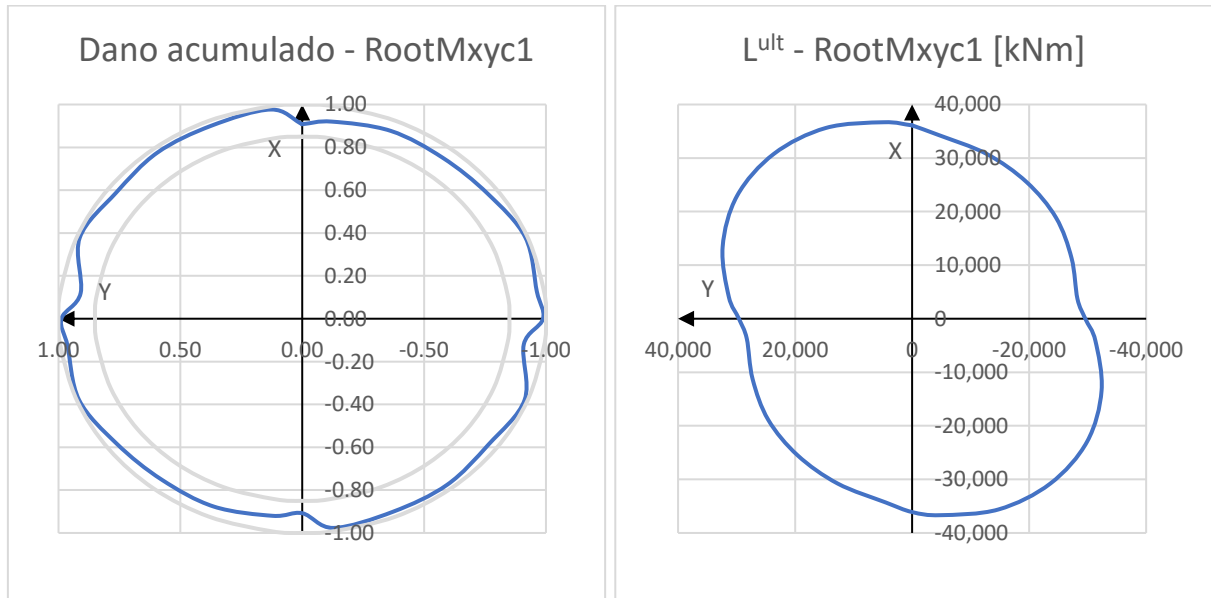
Figura 45 – Gráfico polar com dano acumulado no cubo e forças suportadas pelo componente em torno da raiz da pá



Fonte: Elaboração própria.

O mesmo procedimento é feito para os esforços de momento, mostrados na Figura 46.

Figura 46 - Gráfico polar com dano acumulado no cubo e momentos suportados pelo componente em torno da raiz da pá

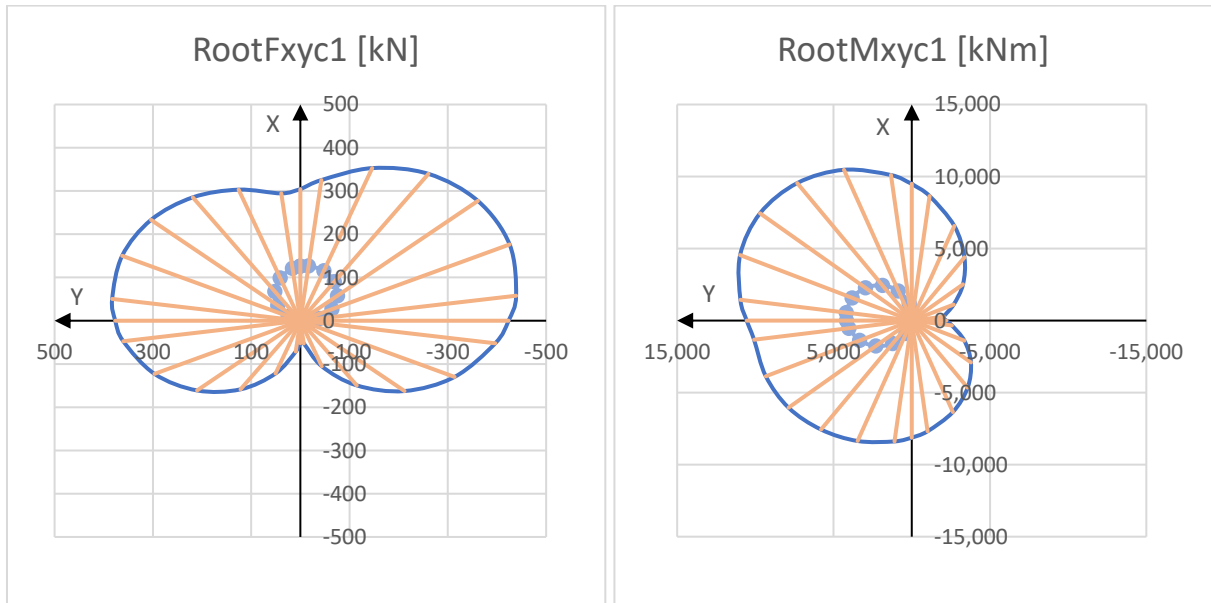


Fonte: Elaboração própria.

Na direção perpendicular Z, o dano é de 0,95 para L^{ult} de 2640kN e 0,95 para L^{ult} de 487kNm em RootFzc1 e RootMzc1, respectivamente.

Na Figura 47 são mostradas as diferentes DELs em cada direção (separadas por 15°) em torno do carregamento médio obtido durante a vida operacional para 10^6 ciclos, número utilizado como referência. As linhas na cor laranja indicam a direção da carga avaliada, a curva central em azul claro representa o valor médio em cada direção e a curva externa em azul escuro indica o envelope formado pelas amplitudes de cada DEL.

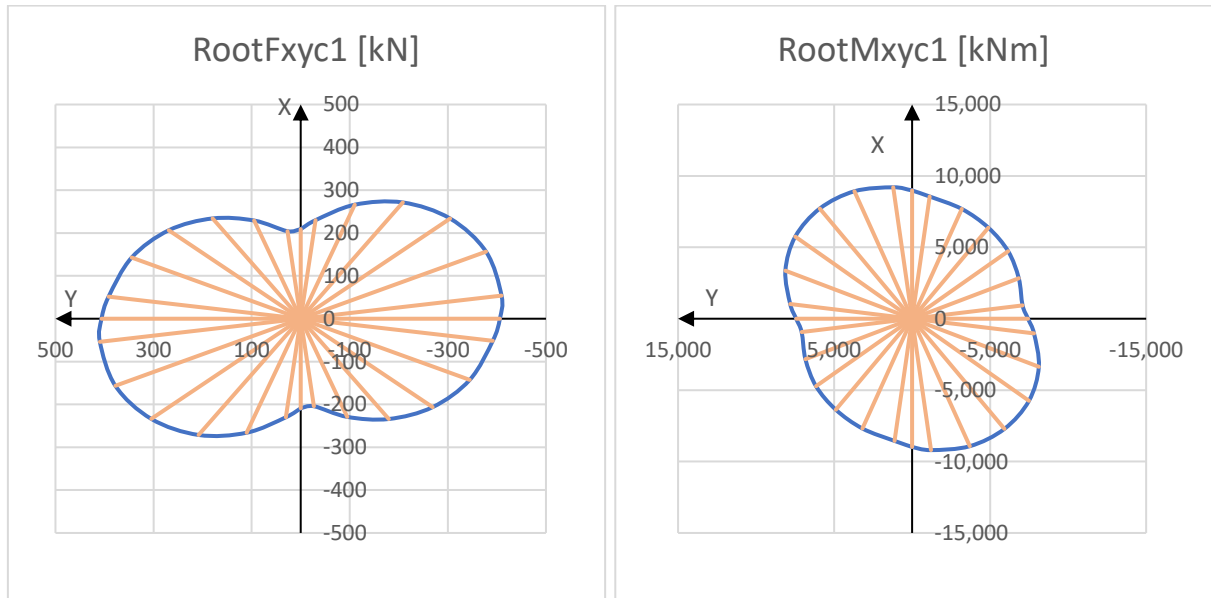
Figura 47 – Rosa de carregamentos indicando o valor médio e amplitude da DEL para os esforços RootFxyc1 e RootMxyc1



Fonte: Elaboração própria.

No gráfico de forças, nota-se a maior amplitude dos esforços na direção Y, causado pelo peso das pás que alternam sua direção com a rotação do rotor. Na direção X, apesar de possuir uma menor amplitude, há uma média maior destes esforços. Já para o momento, é notada uma média maior na direção Y, devido ao momento estático causado pelo vento, e uma amplitude de oscilação maior na direção X. Na direção perpendicular Z, a força resultante tem amplitude de 554kN e média de 424kN e o momento possui amplitude de 107kNm e média de -59,4kNm. Transportando estes valores para a média fixa igual a zero, as DELs equivalentes são mostradas na Figura 48, com valores de amplitude até 18% maiores. Na direção Z, as amplitudes são de 660kN e 122kNm para RootFzc1 e RootMzc1, respectivamente.

Figura 48 - Rosa de carregamentos com valor médio nulo e amplitude da DEL para os esforços RootFxyc1 e RootMxyc1



Fonte: Elaboração própria.

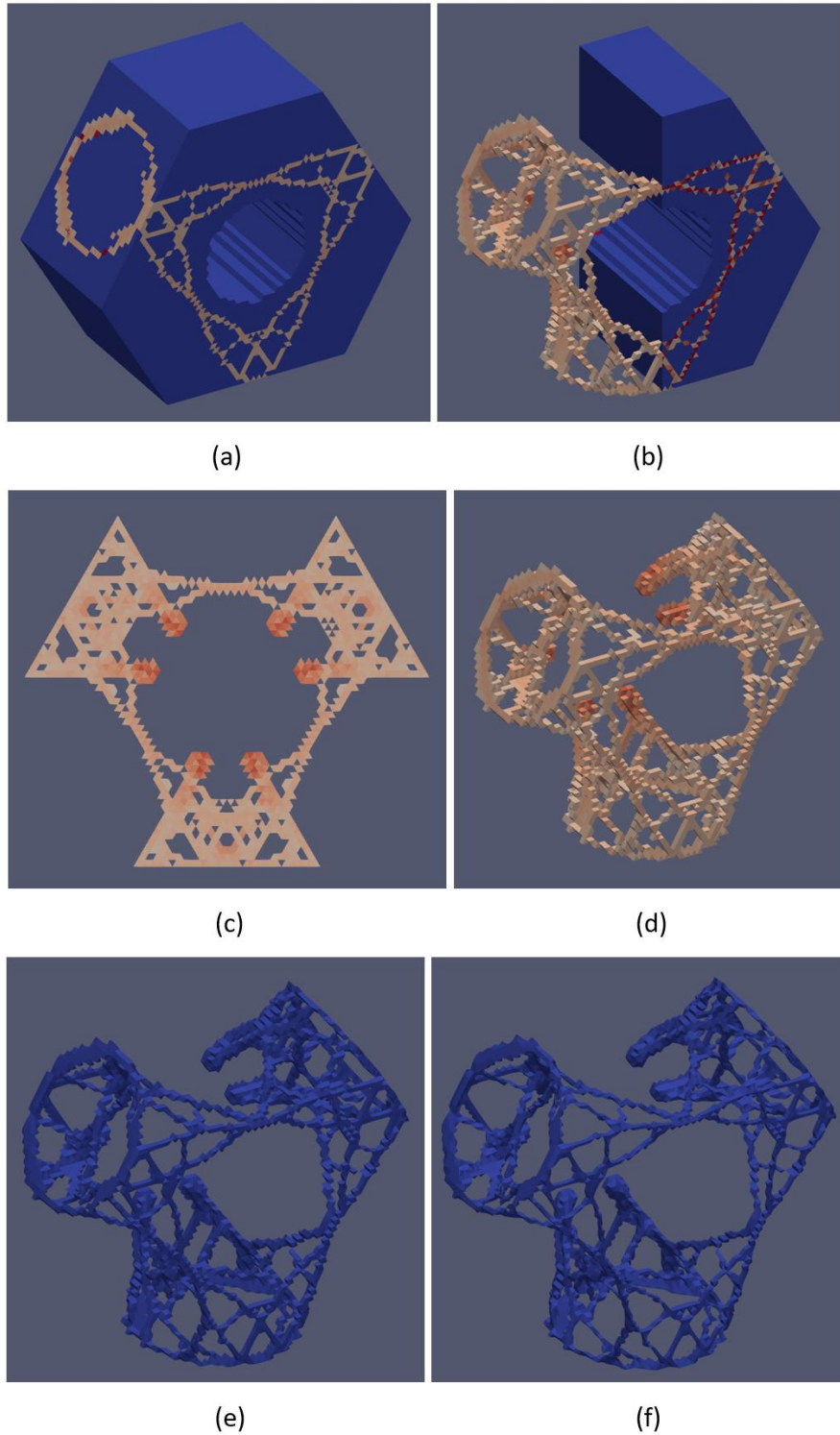
Este conjunto de carregamentos obtidos formam o envelope de cargas que o componente deve suportar considerando as restrições de fadiga do material. As cargas L^{ult} estão associadas à resistência última do componente, enquanto as cargas DELs se relacionam à resistência à fadiga do material, aqui considerada a 10^6 ciclos, tendo como base os parâmetros da sua curva S-N.

6.2. Resultados da otimização topológica

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos com a aplicação do método de otimização topológica implementado. Duas situações foram usadas como critério de parada da otimização: quando a mudança máxima dentre todas as variáveis de projeto x_j entre iterações consecutivas é menor do que 0,005 ou quando atingido o valor máximo de 400 iterações.

Um primeiro teste considerando esforços unitários em cada uma das direções das pás resultou na estrutura apresentada na Figura 49, onde também são mostradas algumas funcionalidades da ferramenta de visualização. A malha utilizada possui 106470 elementos, restrição de volume de 2% e não foram aplicados filtros de homogeneização.

Figura 49 - Estrutura obtida com aplicação de otimização topológica: (a) todas variáveis de projeto renderizadas, (b) corte vertical do domínio e aplicação parcial de filtro de limiar, (c) vista frontal com filtro de limiar aplicado, (d) vista isométrica com filtro de limiar aplicado, (e) filtro de suavização da superfície com 50 iterações e (f) filtro de suavização da superfície com 100 iterações



Fonte: Elaboração própria.

Nas ilustrações mostradas nesta seção, foram aplicados filtros de limiar com valor 0,01, ou seja, $x_j > 0,01$ para as variáveis de projeto dos elementos mostrados.

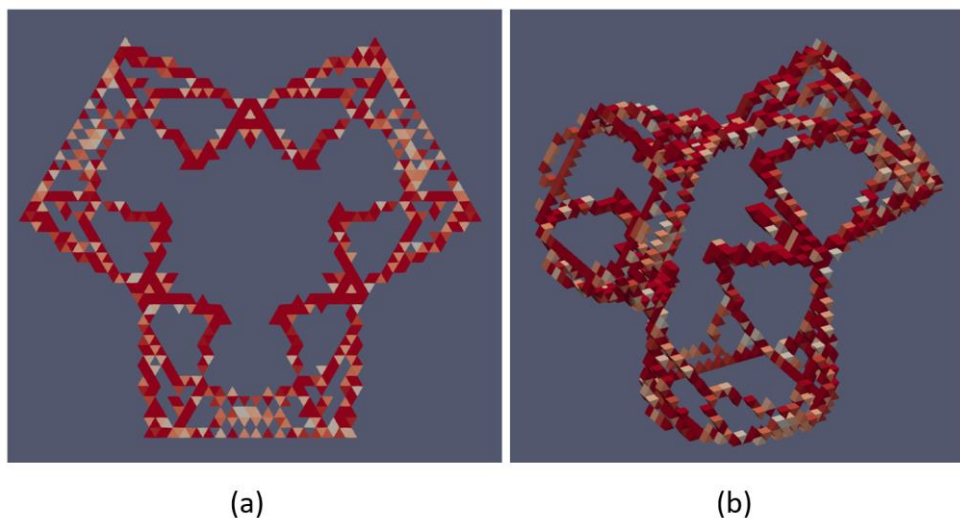
No entanto, como observado nos carregamentos da seção anterior, estes casos de carga hipotéticos não se aplicam às situações reais enfrentadas pelo componente. Ajustando os carregamentos de acordo com resultados obtidos no programa MLife e normalizados considerando o carregamento da direção que apresentou o maior esforço, vide Tabela 8, a nova estrutura assume a forma apresentada na Figura 50. Os valores normalizados são os fatores L_i multiplicados ao vetor de carregamentos unitários e deslocamentos obtidos pelo MEF.

Tabela 8 – Carregamentos nas principais direções com valores calculados e valores normalizados

Direção do carregamento	L^{ult}	Valor normalizado
<i>RootFx</i>	840 kN	0,02
<i>RootFy</i>	1630 kN	0,06
<i>RootFz</i>	2640 kN	0,07
<i>RootMx</i>	36100 kNm	1,00
<i>RootMy</i>	29600 kNm	0,82
<i>RootMz</i>	487 kNm	0,01

Fonte: Elaboração própria.

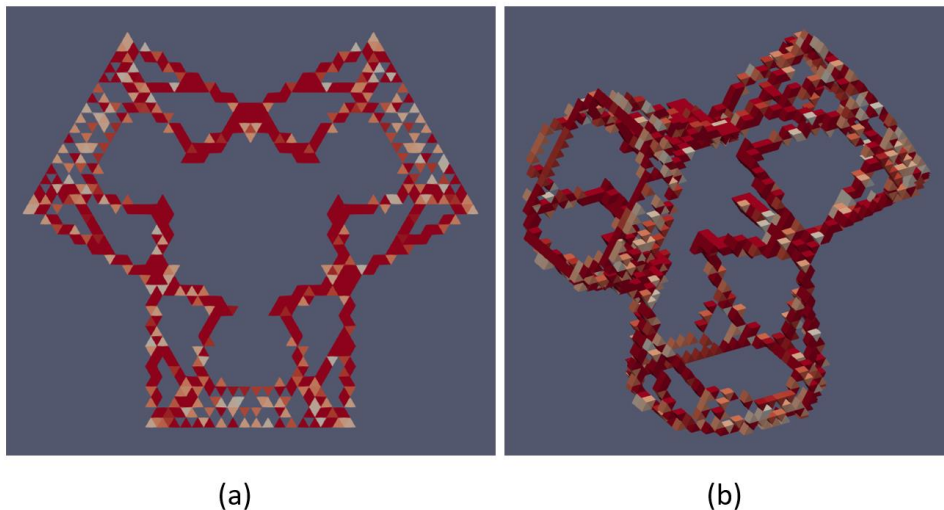
Figura 50 - Estrutura obtida com aplicação de otimização topológica com carregamentos de força e momento em todas as direções das raízes das pás: (a) vista frontal e (b) vista isométrica



Fonte: Elaboração própria.

Notou-se que os esforços de momento em $RootM_x$ e $RootM_y$ dominam o resultado, o que pode ser visto na Figura 51, caso em que foram considerados apenas estes esforços. Quando se considera os momentos apenas destas direções a quantidade de equações a serem resolvidas por elementos finitos é reduzida a um terço do problema anterior, assim como o tempo necessário para execução. Portanto, como não há diferenças significativas entre as estruturas obtidas, nas análises seguintes são utilizados apenas os momentos no plano das pás. Vale ressaltar que esta hipótese não foi verificada considerando carregamentos extremos.

Figura 51 - Estrutura obtida com aplicação de otimização topológica com apenas carregamentos de momento em nas direções x e y das raízes das pás: (a) vista frontal e (b) vista isométrica

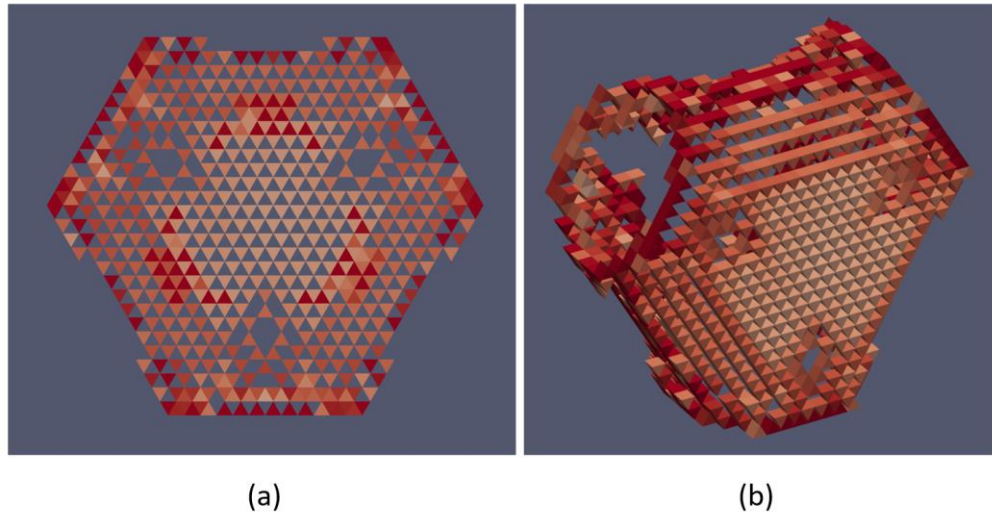


Fonte: Elaboração própria.

6.2.1. Filtro

Ao realizar a otimização sem aplicação de filtro de homogeneização, o efeito *checkerboard* pode ser observado, como mostrado na Figura 52 para uma malha de 21294 elementos e fração de volume de 4%.

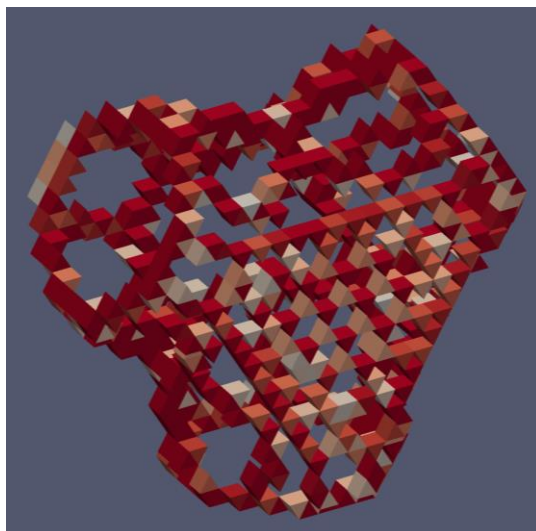
Figura 52 - Estrutura obtida com aplicação de otimização topológica evidenciando a formação do efeito *checkerboard*: (a) vista frontal e (b) vista isométrica



Fonte: Elaboração própria.

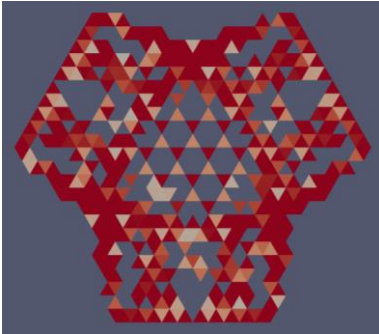
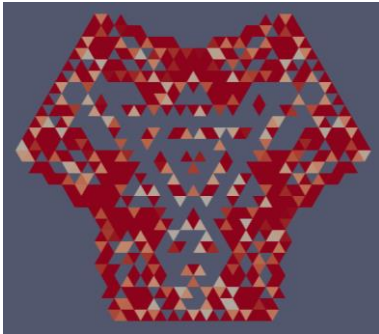
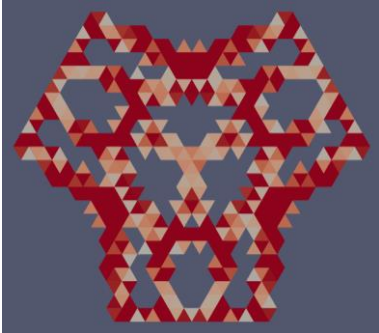
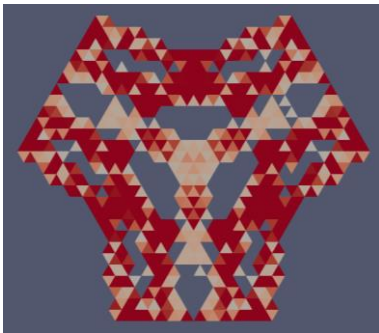
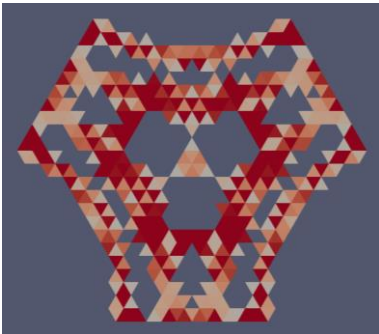
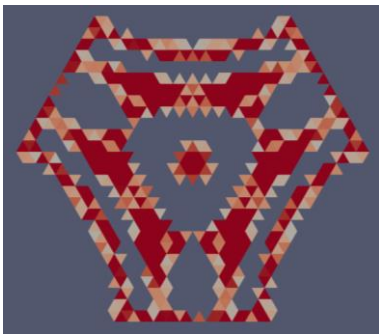
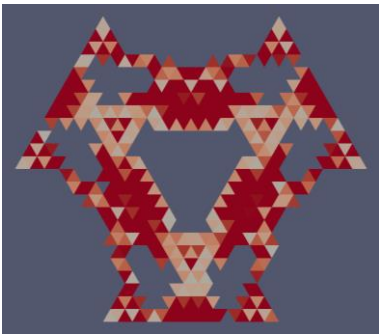
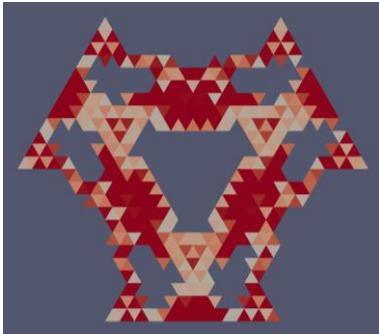
Nota-se a formação de uma estrutura alternada de baixo volume e artificialmente rígida. Para evitar este tipo de estrutura, é feita uma avaliação da aplicação de filtro e variação do raio utilizado. A Tabela 9 mostra o efeito do raio no resultado obtido para duas malhas diferentes, em cada caso são mostradas as vistas frontais do componente. Uma vista isométrica é apresentada na Figura 53 apenas para o primeiro caso da tabela.

Figura 53 – Vista isométrica da estrutura obtida com aplicação de otimização topológica para uma malha de 14256 elementos e raio 0,5m



Fonte: Elaboração própria.

Tabela 9 - Estruturas obtidas com aplicação de otimização topológica em malhas de 14256 e 21294 elementos com diferentes valores de raio de filtro

Raio de filtro [m]	Malha	
	14256 elementos	21294 elementos
0,5		
1,0		
1,5		
2,0		

Fonte: Elaboração própria.

A partir da tabela, nota-se que, além de restringir o efeito *checkerboard*, o aumento do raio reduz a dependência de malha da estrutura topológica formada. A partir do valor de raio de 1m, estruturas topológicas similares são obtidas. O aumento do valor do raio, no entanto, causa a aglomeração de elementos formando estruturas com membros mais robustos.

6.2.2. Fração de volume final

Outro parâmetro relevante na formação da topologia final é a restrição de volume imposta, aqui caracterizada pela fração desejada do volume do domínio. A Tabela 10 relaciona as estruturas obtidas para diversas frações de volume em uma malha de 21294 elementos.

Tabela 10 - Estruturas obtidas com aplicação de otimização topológica para diferentes valores de fração de volume final

(continua)

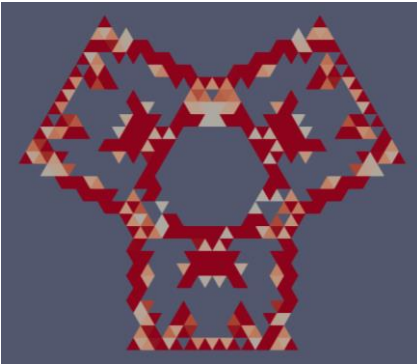
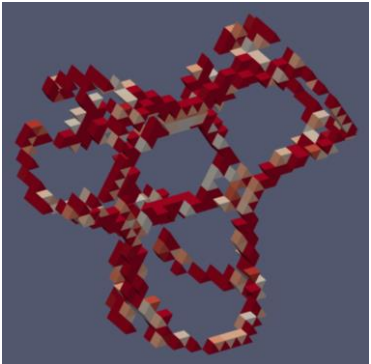
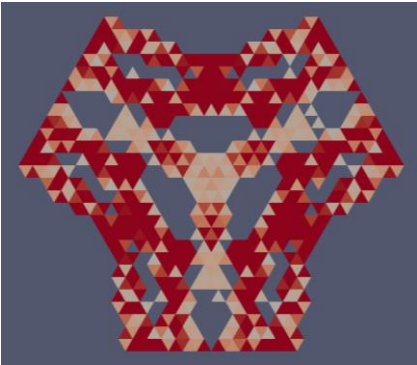
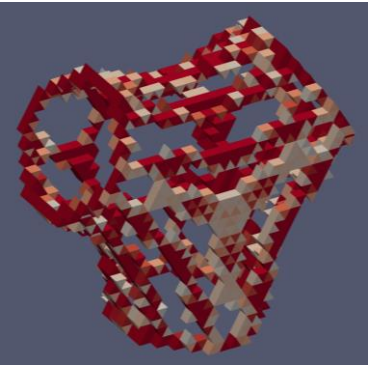
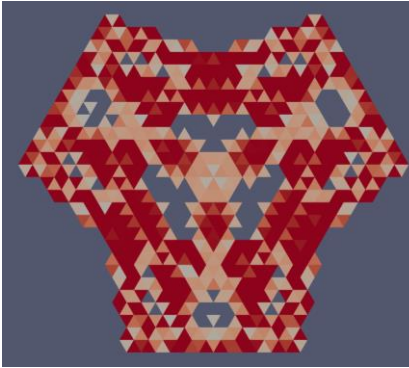
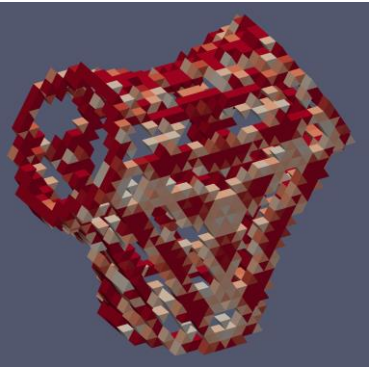
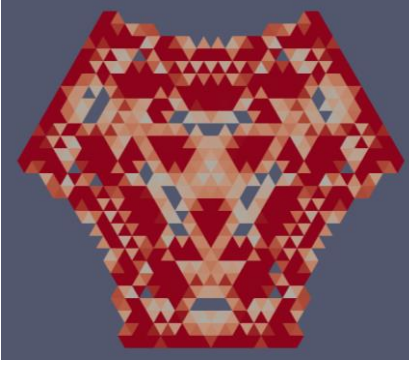
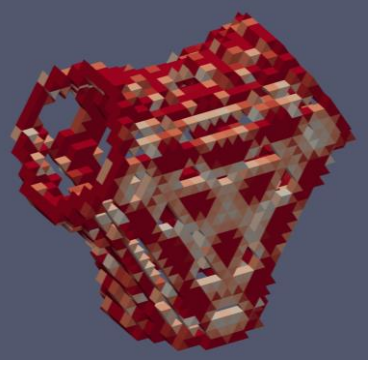

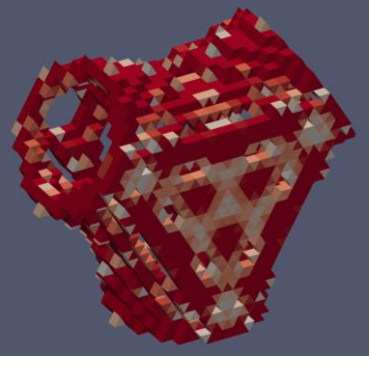
Fração de volume final [%]	Massa estimada [toneladas]	Malha 21294 elementos	
2	21,4		
4	42,9		

Tabela 10 - Estruturas obtidas com aplicação de otimização topológica para diferentes valores de fração de volume final

(conclusão)

Fração de volume final [%]	Massa estimada [toneladas]	Malha 21294 elementos	
6	64,3		
8	85,8		
10	107,2		

Fonte: Elaboração própria.

Observando as imagens, nota-se a forte dependência da estrutura resultante com a fração de volume predeterminada. Isto se mostra de forma mais acentuada para valores menores de

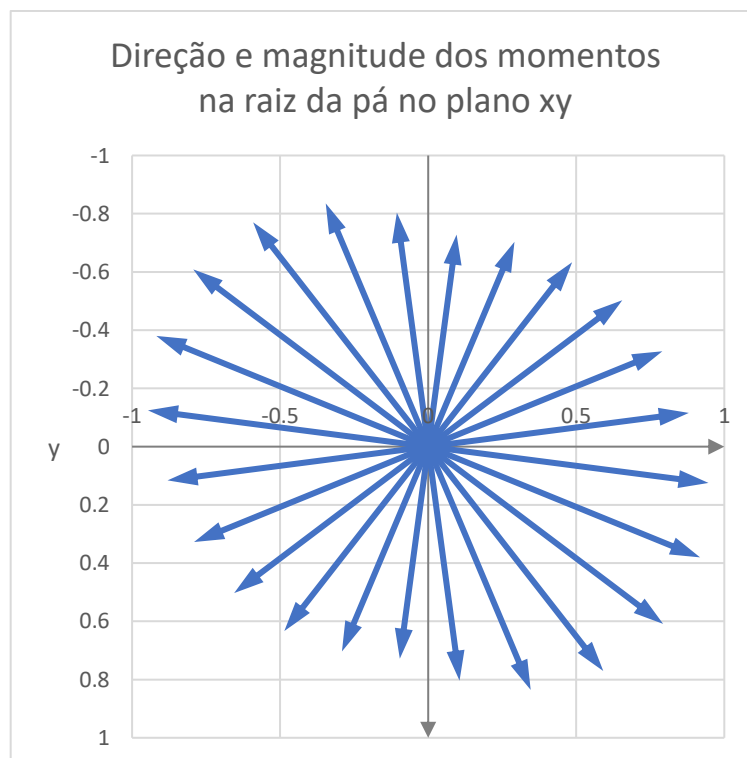
fração, como no primeiro caso de 2%, em que a topologia se difere significativamente das demais. Na tabela, a massa foi estimada para uma densidade de ferro fundido de 7100kg/m³.

6.2.3. Carregamentos radiais

Nas análises feitas anteriormente, foram utilizados carregamentos de momento apenas nas direções x e y do plano na raiz da pá para avaliação do comportamento de alguns parâmetros do modelo, como raio de filtro de homogeneização e fração de volume final.

Nesta seção são aplicados os momentos em todas as direções do plano xy da raiz das pás, de acordo com a rosa de carregamentos obtida para L^{ult} na seção 6.1. As direções e magnitudes dos momentos normalizados pelo momento de maior magnitude podem ser vistas na Figura 54.

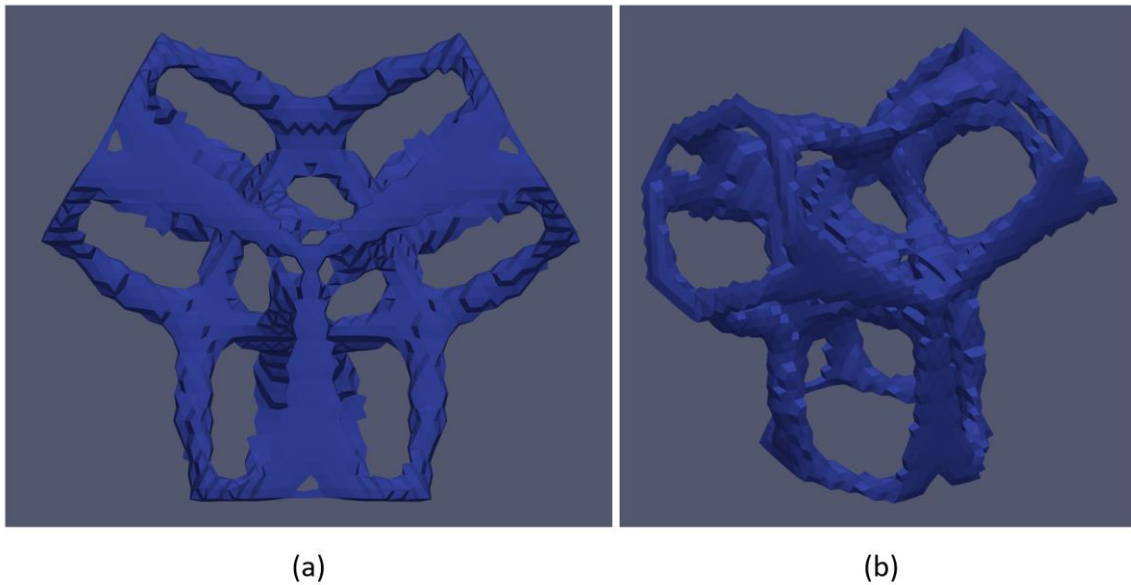
Figura 54 – Representação das direções e manigutes dos momentos normalizados na raiz da pá no plano xy



Fonte: Elaboração própria.

Como resultado, tem-se a estrutura mostrada na Figura 55. A superfície foi suavizada para facilitar a visualização do resultado.

Figura 55 - Estrutura obtida com aplicação de otimização topológica com apenas carregamentos direcionais no plano das raízes das pás e com filtro de suavização da superfície de 100 iterações aplicado: (a) vista frontal e (b) vista isométrica

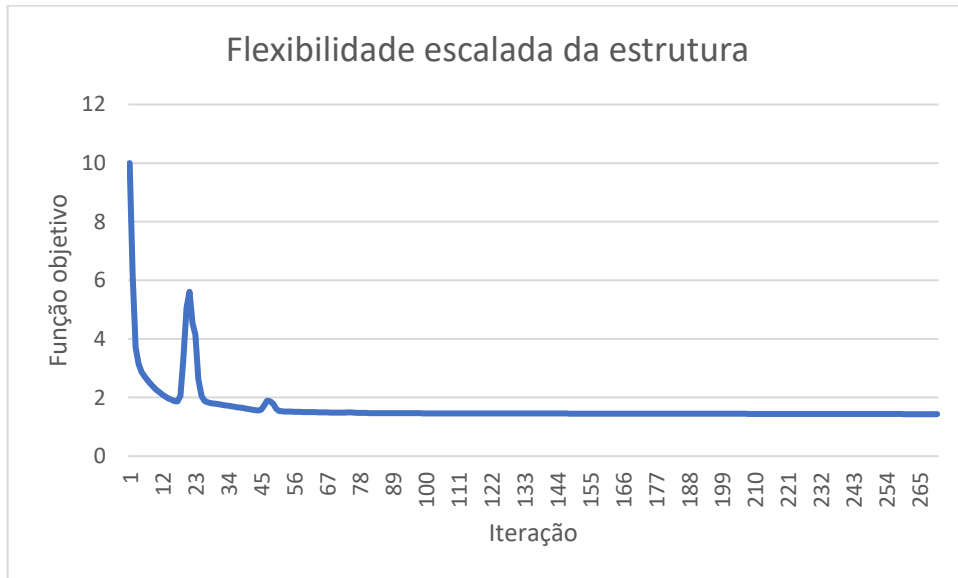


Fonte: Elaboração própria.

Nota-se uma leve torção em relação ao eixo de rotação do cubo na estrutura formada, que ocorre devido à assimetria do carregamento imposto.

O comportamento da função objetivo para este caso ao longo das iterações pode ser visto na Figura 56 e para a restrição o comportamento é mostrado na Figura 57. O valor de restrição do gráfico é subtraído da fração de volume final desejado. As variáveis de projeto iniciam a otimização com valor de densidade intermediário cujo valor é a fração de volume final prescrita.

Figura 56 – Comportamento da flexibilidade da estrutura ao longo das iterações escalada para o valor 10 no instante inicial



Fonte: Elaboração própria.

Figura 57 – Comportamento da restrição ao longo das iterações

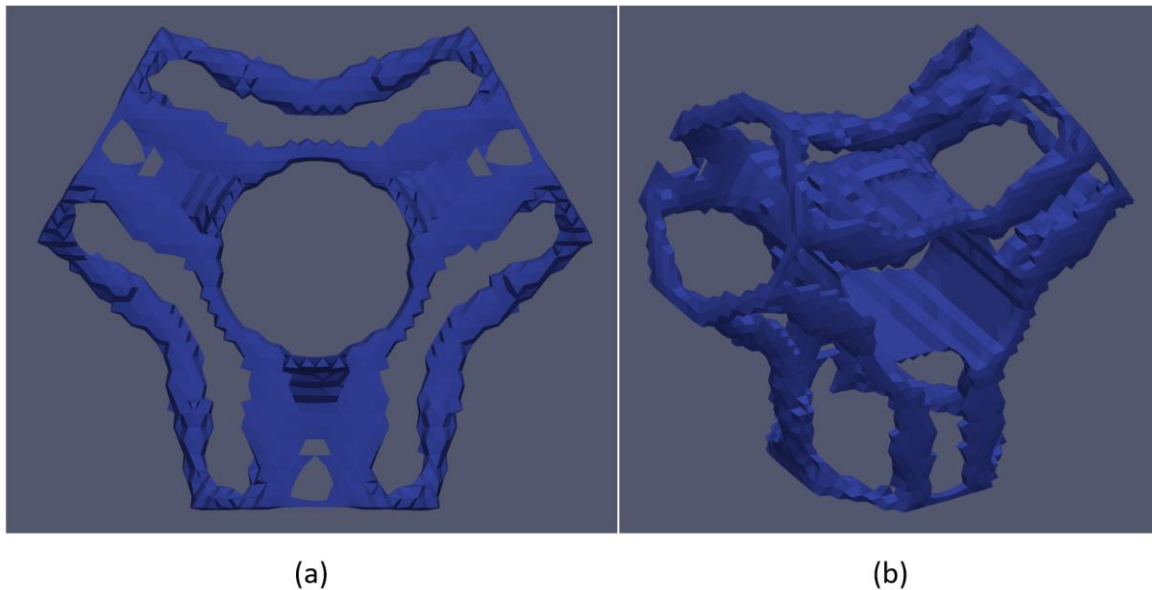


Fonte: Elaboração própria.

Nos gráficos nota-se o comportamento monotônico da solução. Os picos apresentados representam a formação de novas topologias.

Ao considerar a restrição cilíndrica no centro do cubo, a nova estrutura assume a forma apresentada na Figura 58.

Figura 58 - Estrutura obtida com aplicação de otimização topológica com apenas carregamentos direcionais no plano das raízes das pás, com restrição do domínio de otimização e com filtro de suavização da superfície de 100 iterações aplicado: (a) vista frontal e (b) vista isométrica



Fonte: Elaboração própria.

Observa-se que os elementos passam a contornar a restrição imposta no domínio e uma nova estrutura de mesma massa é formada. Esta restrição é útil quando se deseja regiões vazias no interior do componente.

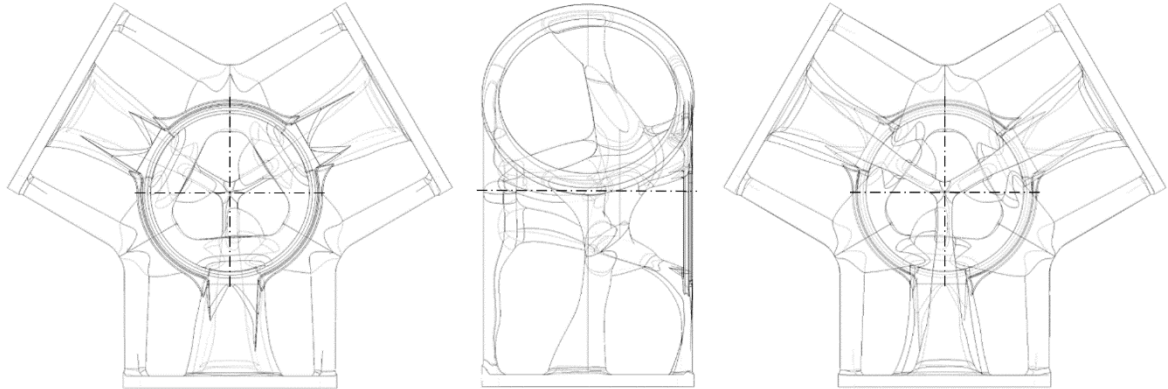
No próximo tópico, a estrutura apresentada na Figura 55 é explorada, sendo feita uma nova modelagem com ajustes geométricos e uso de corpos de revolução nas regiões ocupadas pelos mancais e eixo principal. Uma primeira avaliação de tensões é feita considerando um carregamento representativo.

6.2.4. Exemplo ilustrativo

A partir da topologia apresentada na Figura 55 e obtida por meio do programa desenvolvido, é feita uma modelagem ilustrativa utilizando o software comercial Autodesk Fusion, o qual também é empregado posteriormente para análise estrutural com geração automática de malha. O modelo construído corresponde a um exemplo de uso das estruturas encontradas pela minimização da flexibilidade sujeita a restrições de volume. Outras estruturas podem ser sintetizadas baseadas nestas geometrias preliminares, que indicam as regiões de maior rigidez nas direções das cargas impostas e guiam o projetista quanto ao posicionamento de nervuras

e outras estruturas de reforço. A Figura 59 indica uma possibilidade de estrutura preliminar modelada para o cubo, preservando os principais entes da topologia original.

Figura 59 - Esboço da estrutura modelada utilizando o programa Autodesk Fusion com base na geometria obtida por otimização



Fonte: Elaboração própria.

Nesta configuração, a massa estimada é de 69960 kg. Valor consideravelmente inferior à estimativa apresentada no projeto WindPACT e superior à massa encontrada em turbinas comerciais atuais. No entanto, a distância entre a raiz da pá e o centro do cubo é elevada, restrição que contribui para a obtenção de uma massa maior.

Para análise dos esforços, como as cargas utilizadas na otimização topológica não ocorrem de maneira simultânea, alguns casos com carregamentos contemporâneos em situações tipicamente críticas estimadas no DLC são adotados. Para tanto, em uma análise preliminar, foram utilizados esforços mecânicos indicados em Fiuza (2022) no instante em que o momento $RootMyc1$ na raiz da pá atinge seu valor máximo. A Tabela 11 representa os carregamentos de projeto em cada pá já com aplicação de fator de segurança parcial de 1,35 sobre os carregamentos característicos obtidos em simulação.

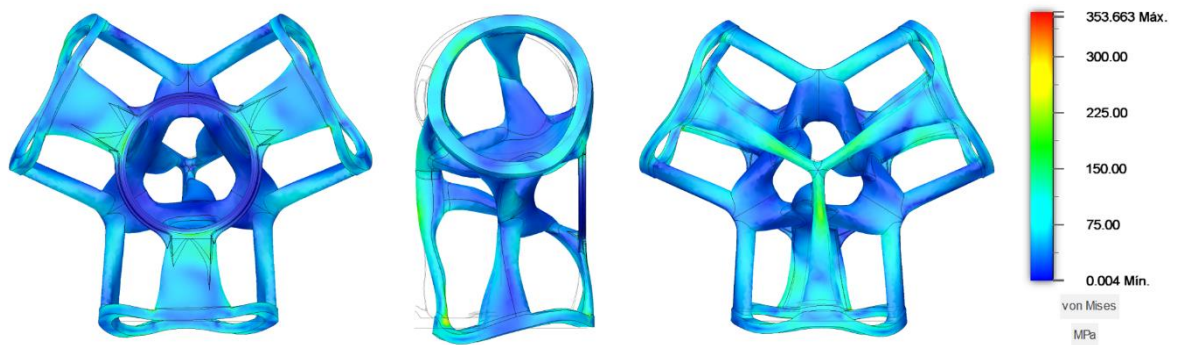
Tabela 11 – Relação de carregamentos de projeto contemporâneos no instante em que RootMyc1 é máximo

Direção do carregamento	Carregamento de projeto
<i>RootFxc1</i>	838 kN
<i>RootFyc1</i>	-118 kN
<i>RootFzc1</i>	-390 kN
<i>RootMxc1</i>	2489 kNm
<i>RootMyc1</i>	23369 kNm
<i>RootMzc1</i>	-911 kNm
<i>RootFxc2</i>	689 kN
<i>RootFyc2</i>	-389 kN
<i>RootFzc2</i>	136 kN
<i>RootMxc2</i>	8442 kNm
<i>RootMyc2</i>	18927 kNm
<i>RootMzc2</i>	-716 kNm
<i>RootFxc3</i>	723 kN
<i>RootFyc3</i>	198 kN
<i>RootFzc3</i>	128 kN
<i>RootMxc3</i>	-4427 kNm
<i>RootMyc3</i>	20696 kNm
<i>RootMzc3</i>	-745 kNm

Fonte: Elaboração própria.

A aplicação destes esforços em uma análise linear elástica fornece os resultados de tensão de von Mises apresentados na Figura 60, com amplificação dos deslocamentos.

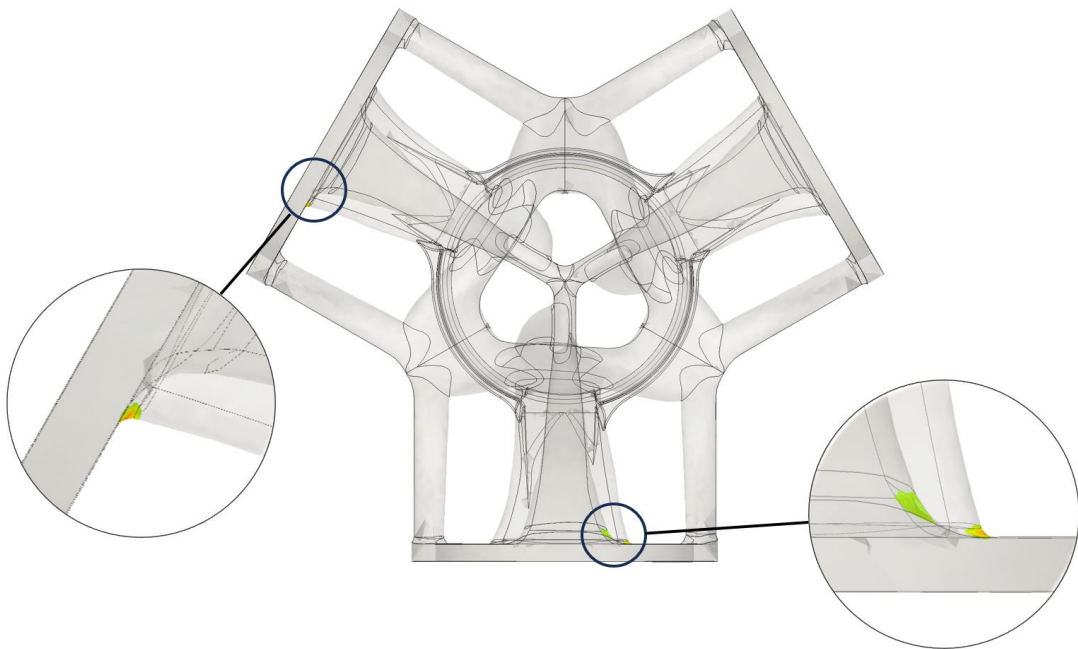
Figura 60 - Estrutura deformada com deslocamentos amplificados sob ação de carregamentos na raiz das pás e indicação da distribuição de tensões de von Mises



Fonte: Elaboração própria.

Observa-se que em regiões específicas há concentrações de tensões, condição que não foi imposta na formulação de otimização e cuja ocorrência é frequente em problemas de minimização da flexibilidade. Na Figura 61 são mostradas as regiões com tensões superiores a 220MPa, valor de escoamento do material utilizado. Nestes locais é aconselhado o ajuste da geometria empregando transições mais suaves e de maior raio.

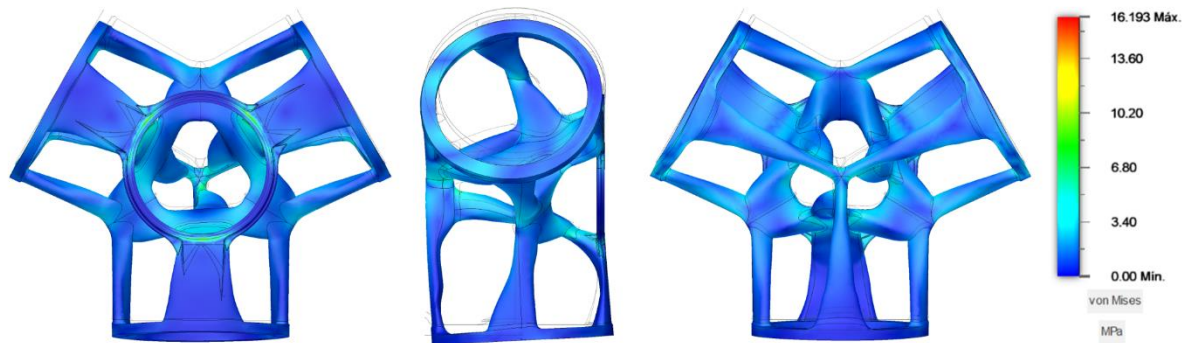
Figura 61 – Localização e destaque das regiões com tensões de von Mises superiores a 220MPa



Fonte: Elaboração própria.

Outra análise feita considerou o efeito da força peso aplicada isoladamente sobre a estrutura. A Figura 62 mostra a distribuição de tensões obtida para um campo gravitacional atuando verticalmente.

Figura 62 – Estrutura deformada com deslocamentos amplificados sob ação do peso próprio e indicação da distribuição de tensões de von Mises



Fonte: Elaboração própria.

Apesar de a força peso não ter sido considerada na modelagem do método de elementos finitos utilizado no código de otimização topológica, nota-se via análise numérica que a tensão máxima devido a esta força representa apenas 8% da tensão de escoamento do material para esta estrutura otimizada. Vale ressaltar, entretanto, que a massa do cubo está inserida no modelo dinâmico do programa OpenFAST adotado na simulação multicorpos da turbina.

Além destas, análises mais completas devem ser feitas a fim de validar a estrutura final e fazer os ajustes necessários. Para análise de fadiga uma prática comum é a realização de um pós-processamento em pontos críticos do componente calculando-se os danos acumulados com a aplicação das séries temporais dos carregamentos atuantes ao longo da vida da máquina e utilizando o princípio da superposição anteriormente comentado. Ainda, como visto, a análise pelo método do plano crítico também pode ser de interesse.

Neste primeiro momento, não foram avaliadas as condições de manufacturabilidade do componente. Além do modelo apresentado, é sugerida a avaliação da topologia obtida como direcionadora para o enrijecimento de estruturas convencionais de paredes finas por meio de nervuras ou reforços, potencial não explorado neste trabalho.

7. CONCLUSÕES

Em uma primeira aproximação ao tema, o trabalho buscou na literatura os fundamentos e o estado da arte na análise do comportamento à fadiga dos materiais e o uso de métodos de otimização topológica no desenvolvimento de componentes mecânicos.

O cubo, componente com geometria de formatos complexos, é fabricado por meio de moldagem em processos de fundição; como vantagem, esta técnica construtiva propicia a construção das estruturas orgânicas obtidas com a otimização topológica. Sabe-se que o ciclo de projeto do cubo é multidisciplinar, envolvendo inúmeras áreas industriais tais como metalurgia, manufatura e logística. Este trabalho não teve, porém, o intuito de cobrir restrições e objetivos impostos por estas partes. Portanto, a estrutura obtida não é considerada ótima envolvendo todos estes aspectos e variáveis.

Como se sabe, os esforços mecânicos atuantes na turbina não crescem de forma linear com o tamanho do rotor. Isto é um indicativo de que cada turbina necessita de um projeto específico de cubo, dificilmente reproduzível apenas com sua variação proporcional.

Em um contexto de expansão do uso de turbinas eólicas e de seu crescimento em tamanho, este trabalho teve como objetivo criar uma metodologia para o projeto inicial de cubos baseada em métodos de otimização topológica e considerando a vida em fadiga como fator preponderante na análise dos esforços.

Ao invés de avaliar o dano à fadiga em todo o domínio e tratá-lo como restrição interna do problema de otimização, as considerações de fadiga foram aplicadas previamente na estimativa dos carregamentos. Assim, métodos simplificados de otimização foram utilizados para direcionar o projeto mecânico do cubo.

Os carregamentos foram baseados nas condições da norma IEC-61400 e obtidos por meio de simulações no software OpenFAST, no qual é avaliado o comportamento da turbina para diferentes velocidades de vento turbulento. As séries temporais de carregamentos são processadas no software MLife, o qual extrapola estes esforços ao longo de toda a vida da turbina, ponderando o tempo de acordo com o perfil de ventos de sua classe. Com isso, são obtidas as contagens de ciclo pelo método *rainflow* e calculadas as cargas DEL em cada direção.

Notou-se que as cargas de maior magnitude e que mais contribuem para a concepção do cubo são os momentos fletores aplicados na raiz da pá. Com isso, para poupar esforço computacional na solução pelo MEF, inicialmente apenas estes momentos foram considerados na otimização. Ao utilizar os momentos fletores em diferentes direções na chamada rosa de carregamentos, observou-se uma leve assimetria na estrutura formada, resultado da assimetria destes carregamentos.

Para contornar a limitação do PETSc de dispor apenas de elementos quadrangulares para suas redes nativamente estruturadas, a otimização topológica utilizando o framework empregou a rede não estruturada DMplex para representar a malha estruturada triangular desejada. O programa implementado pelo autor contou com elementos prismáticos de base triangular na solução pelo MEF. A malha foi previamente gerada no software Gmsh no qual é possível alterar diferentes parâmetros, como tamanho do domínio, quantidade de elementos, diâmetros e localização dos mancais das pás e das condições de contorno. O modelo convergiu satisfatoriamente para todos os casos analisados.

Nas estruturas obtidas verificou-se a influência do raio do filtro de homogeneização para evitar a formação do efeito *checkerboard* e a dependência de malha nas topologias resultantes. Como a fração de volume final é uma das variáveis de entrada do projeto, a estrutura resultante se mostra muito dependente da experiência do usuário, algo que poderia ser evitado em uma otimização com restrições de tensões.

Observou-se que durante a otimização os recursos computacionais da máquina não foram eficientemente utilizados, o que indica uma oportunidade de aprimoramento do código, sobretudo com ajustes em configurações do framework PETSc.

Uma característica do cubo que influencia diretamente na aplicação das técnicas de otimização topológica está relacionada à baixa fração de volume final desejada. É usual que os cubos encontrados em turbinas modernas sejam constituídos por uma espécie de casca que varia sua espessura de acordo com a solicitação mecânica na região. No entanto, o volume necessário para englobar o componente é relativamente grande, de forma que, para se obter com precisão a espessura de sua estrutura utilizando exclusivamente métodos de otimização topológica com malha fixa, seria necessária uma malha extremamente refinada, o que pode vir a inviabilizar a aplicação. Como sugestão, é indicada a aplicação do método de otimização topológica aqui desenvolvido com uma malha mais grosseira, mas suficientemente

apropriada, e frações de volume mais flexíveis para a obtenção de uma primeira localização espacial dos elementos mais significativos para a minimização da função objetivo. Esta primeira estrutura sugere um formato macro do componente com as principais curvas e as regiões que devem ser mais reforçadas, por exemplo, com a aplicação de nervuras. Com esta localização dos elementos, uma segunda etapa seria a aplicação de uma otimização paramétrica para definir a espessura ótima do material em todo o componente. Por fim, seguem as etapas de validação e verificação do componente de forma mais precisa, considerando os critérios de falha apropriados.

7.1. Trabalhos futuros

No código desenvolvido, as equações do MEF são solucionadas para cada direção de esforços para cada uma das pás. Para aprimorar a eficiência do código, é vantajoso solucionar o problema de otimização em apenas uma das pás e rotacionar os resultados para as demais, reduzindo assim em aproximadamente um terço o tempo de cada iteração.

Como sugestão de continuidade deste trabalho, é indicada a implementação de outros problemas de otimização topológica a partir do desenvolvimento feito aqui. Exemplos de problemas seriam a minimização da massa sujeita a restrições de tensões ou sujeita a restrições de dano acumulado, podendo então ser feitas comparações dos diferentes resultados obtidos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AAGE, N., ANDREASSEN, E. e LAZAROV, B. S. Topology optimization using PETSc: An easy-to-use, fully parallel, open-source topology optimization framework. **Structural and Multidisciplinary Optimziation**, v. 51, p. 565-572, 2014.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE ENERGIA EÓLICA. São Paulo: ABEEólica, c2023. Disponível em: <https://abeeolica.org.br/>. Acesso em: 7 de outubro de 2023.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE ENERGIA EÓLICA. **Boletim anual 2022**. ABEEólica, São Paulo, 2023.

BALAY, S. *et al.* **PETSc/TAO Users Manual**. Argonne National Laboratory, Lemont, 2023.

BENDSØE, M. e KIKUCHI, N. Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**. North-Holland, v. 71, p. 197-224. 1988.

BENDSØE, M. P. e SIGMUND, O. Material interpolation schemes in topology optimization. **Applied Mechanics**, v. 69, p. 635-654, 1999.

BENDSØE, M.P. e SIGMUND, O. **Topology Optimization: Theory, Methods and Applications**. 2ª ed. Springer, 2004.

BERGUA, R., JOVÉ, J. e ECHARTE, J. Pure Torque Drivetrain Design: A Proven Solution for Increasing the Wind Turbine Reliability. **Brazil Windpower 2014 Conference and Exhibition**, 2014.

BRAUN. D. **Fatigue Design Review of Offshore Wind Turbine Generator Structures**. Final Report. Kanata: BMT Fleet Technology Limited, 2013.

BURTON, T. *et al.* **Wind Energy Handbook**. Chichester: John Willey & Sons, 2021.

BVG ASSOCIATES. **Guide to an offshore wind farm**. Cricklade: BVG Associates, 2019. 128 p.

CADUFF, M. *et al.* Wind Power Electricity: The Bigger the Turbine, The Greener the Electricity? **Environmental Science & Technology**, v. 46, p. 4725–4733, 2012.

CARPINTERI, A., SPAGNOLI, A. e VANTADORI, S. A review of multiaxial fatigue criteria for random variable amplitude loads. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 40, p. 1007-1036, 2017.

CHARI, M. V. K e SALON, S. J. **Numerial Methods in Electromagnetism**. Academic Press, San Diego, 2000.

COLLET, M., BRUGGI, M. e DUYSINX, P. Topology optimization for minimum weight with compliance and simplified nominal stress constraints for fatigue resistance. **Structural Multidisciplinary Optimization**, v. 55, p. 839-855, 2017.

FASS, M., STÖRZEL, K. e BAUMGARTNER, J. Evaluation of fatigue strength criteria for thick-walled nodular cast iron components from EN-GJS-400 under multiaxial load. **MATEC Web of Conferences**, v. 300, 2019.

FATEMI, A. e SHAMSAEI, N. Multiaxial Fatigue Modelling and Some Simple Approximations. **International Journal of Fatigue**, v. 33, p. 948-958, 2011.

FIUZA, M. F. F. **Análise dos carregamentos atuantes sobre o cubo da turbina eólica WindPACT 5.0-MW**. Monografia (Especialização) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2022.

GUPTA, N. **Structural Study and Parametric Analysis on Fatigue Damage of a Composite Rotor Blade**. Dissertação (Master of Science) – Faculty of Mechanical, Maritime and Materials Engineering, Delft University of Technology, Delft, 2013.

GUTIÉRREZ, N. Sakana fundirá la pieza más grande de España destinada al sector eólico. **Diario de Navarra**, Navarra, 25 de abril de 2013. Disponível em: https://www.diariodenavarra.es/noticias/navarra/zona_norte_occidental/2013/04/26/sakana_fundira_pieza_mas_grande_espana_destinada_sector_eolico_115372_1009.html Acesso em: 8 de março de 2022.

HAU, E. **Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics**. 2nd ed. Krailling, Springer, 2006. 792 p.

HAYMAN, G. J. **Mlife Theory Manual for Version 1.00**. Technical report. National Renewable Energy Laboratory, Golden, 2012.

HERSBØLL, J. E. K. **3D Topology Optimization with fatigue constraints**. Student Report. Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, Aalborg University, Aalborg Øst, 2018.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 61400-1: Wind energy generation systems: Part 1: Design requirements**. Readline version. 4th ed. Geneva, 2019. 354 p.

JONKMAN, B. J. **TurbSim User's Guide v2.00.00**. National Renewable Energy Laboratory, Golden, 2016.

KAA, G. van de et al. Wind turbine technology battles: Gearbox versus direct drive – opening up the back box of technology characteristics. **Technological Forecasting & Social Change**, v. 153, 2020.

KACHIT, M. *et al.* Non-symmetrical fatigue life of nodular graphite cast iron under non-proportional multi-axial cyclic loading. **International Journal of Fatigue**. v. 125, p. 128-137, 2019.

MALCOLM, D. J. e HANSEN, A. C. **WindPACT Turbine Rotor Design Study**. Subcontract Report. National Renewable Energy Laboratory, Golden, 2006.

MILAN, P. *et al.* Chapter 18 – Power Curves for wind turbines. *In*: TONG, W. **Wind Power Generation and Wind Turbine Design**. Witpress, 2010.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Plano Nacional de Energia 2050**. Brasília: MME/EPE, 2020. 243 p.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balço Energético Nacional 2023**. Rio de Janeiro: MME/EPE, 2023. 274 p.

MÜLLER-SPÄTH, J. ECO-FORM a concept for hand moulded no bake castings. *In*: **2^o Metal Casting Conference**, 2017. Joanesburgo, 2017.

OEST, J. e LUND, E. Topology optimization with finite-life fatigue constraints. **Structural and Multidisciplinary Optimization**, v. 56, p. 1045-1059, 2017.

PEDERSEN, F. *et al.* **Optimization of Wind Turbine Operation by Use of Spinner Anemometer**. Risø National Laboratory for Sustainable Energy, Technical University of Denmark, Roskilde, 2008.

PEDERSEN, M. M. **Introduction to Metal Fatigue: Concepts and Engineering Approaches**. Aarhus: Aarhus University, 2018.

PEÑA, A. *et al.* **Remote sensing for wind energy**. DTU Wind Energy Department, Technical University of Denmark, Roskilde, 2013.

QUERIN, O. M. *et al.* **Topology Design Methods for Structural Optimization**. 1st ed. Academic Press, 2017. 204 p.

RATHOD, H. T. *et al.* Gauss Legendre quadrature over a triangle. **Journal of the Indian Institute of Science**, v. 84, p. 183-188, 2004.

RATNAKAR, S. K., SANFUI, S. e SHARMA, D. SIMP-based Structural Topology Optimization using Unstructured Mesh on GPU. *In*: Kumar, N., Tibor, S., Sindhwani, R., Lee, J., Srivastava, P. (eds) **Advances in Interdisciplinary Engineering**. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore, 2021.

RINKER, J. e DYKES, K. **WindPACT Reference Wind Turbines**. National Renewable Energy Laboratory, Golden, 2018.

ROEDTER, H. e GAGNÉ, M. Ductile Iron for Heavy Section Windmill Castings: A European Experience. *In: The Ductile Iron Society's 2003 Keith D. Millis World Symposium on Ductile Iron*, 2003. South Carolina, 2003.

ROZVANY, G. A critical review of established methods of structural topology optimization. **Structural and Multidisciplinary Optimization**, v. 37, p. 217–237, 2008.

SCHAFFARCZYK, A. P. Chapter 3 - Aerodynamics and aeroelastics of wind turbines. *In: TONG, W. Wind Power Generation and Wind Turbine Design*. Witpress, 2010.

SHENG, S. e VEERS, P. **Wind Turbine Drivetrain Condition Monitoring** – An overview. Conference Paper. National Renewable Energy Laboratory, Golden, 2011.

SHIRANI, M. e HÄRKEGÅRD, G. A review on fatigue design of heavy section EN-GJS-400-18-LT ductile iron wind turbine castings. **Energy Equipment and Systems**, v. 2, p. 5-24, 2014.

SIEROS, G. *et al.* Upscaling Wind Turbines: theoretical and practical aspects and their impact on the cost of energy. **Wind Energy**, v. 15(1), p. 3-17, 2012.

SIVAPURAM, R. e PICELLI, R. Topology optimization of binary structures using Integer Linear Programming. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. 139, p. 49-61, 2017.

ŠOLÍN, P., SEGETH, K. e DOLEŽEL, I. **High-order Finite Element Methods**. Chapman & Hall, Boca Raton, 2004.

SVANBERG, K. The method of moving asymptotes – a new method for structural optimization. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v. 24, p. 359-373, 1987.

SVÄRD, H. **Topology Optimization of Fatigue-Constrained Structures**. Tese (Doutorado) – Department of Mathematics, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2015.

VALPY, B. e ENGLISH, P. **Future renewable energy costs: onshore wind**. KIC InnoEnergy. Eindhoven, 2014. 72 p.

WÄCHTER, M. *et al.* On Scaled Normal Stresses in Multiaxial Fatigue and Their Exemplary Application to Ductile Cast Iron. **Applied Mechanics**, v. 3, p. 259–295, 2022.

WILLEY, L. Chapter 6 – Design and development of megawatt wind turbines. *In: TONG, W. Wind Power Generation and Wind Turbine Design*. Witpress, 2010.

YANG, X. **Engineering optimization: an introduction with metaheuristic applications**. John Wiley & Sons, 2010. 376 p.

APÊNDICE A – DESIGN LOAD CASES (DLC) SIMULADOS

DLC 1.2

Tabela 12 - Descrição das simulações feitas para o caso DLC 1.2

	Mean wind speed [m/s]	Longitudinal turbulence intensity	Wind Direction [°]	Hours per year
1.2aa	4	34.4%	-8	423.0
1.2ab			0	423.0
1.2ac			8	423.0
1.2ba	6	26.9%	-8	511.3
1.2bb			0	511.3
1.2bc			8	511.3
1.2ca	8	23.2%	-8	504.0
1.2cb			0	504.0
1.2cc			8	504.0
1.2da	10	21.0%	-8	427.2
1.2db			0	427.2
1.2dc			8	427.2
1.2ea	12	19.5%	-8	318.8
1.2eb			0	318.8
1.2ec			8	318.8
1.2fa	14	18.4%	-8	212.2
1.2fb			0	212.2
1.2fc			8	212.2
1.2ga	16	17.6%	-8	126.9
1.2gb			0	126.9
1.2gc			8	126.9
1.2ha	18	17.0%	-8	68.5
1.2hb			0	68.5
1.2hc			8	68.5
1.2ia	20	16.5%	-8	33.5
1.2ib			0	33.5
1.2ic			8	33.5
1.2ja	22	16.1%	-8	14.9
1.2jb			0	14.9
1.2jc			8	14.9
1.2ka	24	15.7%	-8	6.0
1.2kb			0	6.0
1.2kc			8	6.0

Fonte: Elaboração própria.

DLC 6.4

Tabela 13 - Descrição das simulações feitas para o caso DLC 6.4

	Mean wind speed [m/s]	Longitudinal turbulence intensity	Wind direction [°]	Hours per year
6.4aa	1.5	71.7%	-8	70.6
6.4ab			0	70.6
6.4ac			8	70.6
6.4ba	3	41.9%	-8	201.7
6.4bb			0	201.7
6.4bc			8	201.7
6.4ca	26.5	15,4%	-8	1.9
6.4cb			0	1.9
6.4cc			8	1.9
6.4da	28	15.2%	-8	0.8
6.4db			0	0.8
6.4dc			8	0.8
6.4ea	29.75	15.0%	-8	0.4
6.4eb			0	0.4
6.4ec			8	0.4

Fonte: Elaboração própria.

ANEXO A – PROPRIEDADES DISTRIBUÍDAS DAS PÁS E TORRE DA TURBINA DE REFERÊNCIA WINDPACT 5.0-MW

Tabela 14 - Propriedades estruturais distribuídas da pá.

Radius (m)	BIFract (-)	Aero-Cent (-)	Strc-Twst (°)	BMass-Den (kg/m)	FlpStff (N-m ²)	EdgStff (N-m ²)	GJStff (N-m ²)	EASStff (N)
3.2	0.00000	0.250	11.10	3708.41	6.3721E+10	6.3721E+10	2.2058E+10	4.2583E+10
4.5	0.02105	0.250	11.10	622.32	1.4037E+10	1.4037E+10	4.9050E+09	9.4692E+09
6.4	0.05263	0.229	11.10	632.67	1.2398E+10	1.3799E+10	4.1117E+09	9.4146E+09
9.6	0.10526	0.201	11.10	649.91	9.6664E+09	1.3403E+10	2.7896E+09	9.3235E+09
12.8	0.15790	0.179	11.10	667.16	6.9348E+09	1.3008E+10	1.4674E+09	9.2325E+09
16.0	0.21053	0.160	11.10	684.40	4.2033E+09	1.2612E+10	1.4530E+08	9.1414E+09
19.2	0.26316	0.165	9.50	650.77	3.5661E+09	1.0597E+10	1.2782E+08	8.6929E+09
22.4	0.31579	0.170	7.90	617.15	2.9289E+09	8.5831E+09	1.1033E+08	8.2443E+09
25.6	0.36842	0.176	6.30	583.52	2.2917E+09	6.5688E+09	9.2838E+07	7.7958E+09
28.8	0.42105	0.183	4.70	549.90	1.6545E+09	4.5546E+09	7.5350E+07	7.3472E+09
32.0	0.47368	0.190	3.10	516.27	1.0173E+09	2.5403E+09	5.7861E+07	6.8987E+09
35.2	0.52632	0.194	2.60	458.05	8.4566E+08	2.1543E+09	4.8610E+07	6.1004E+09
38.4	0.57895	0.200	2.10	399.83	6.7405E+08	1.7684E+09	3.9359E+07	5.3021E+09
41.6	0.63158	0.205	1.60	341.60	5.0244E+08	1.3824E+09	3.0108E+07	4.5038E+09
44.8	0.68421	0.212	1.10	283.38	3.3083E+08	9.9640E+08	2.0856E+07	3.7056E+09
48.0	0.73684	0.220	0.60	225.16	1.5922E+08	6.1041E+08	1.1605E+07	2.9073E+09
51.2	0.78947	0.224	0.48	184.52	1.2769E+08	4.9906E+08	9.5317E+06	2.3730E+09
54.4	0.84210	0.229	0.36	143.89	9.6158E+07	3.8770E+08	7.4582E+06	1.8387E+09
57.6	0.89474	0.234	0.24	103.25	6.4625E+07	2.7634E+08	5.3846E+06	1.3044E+09
60.8	0.94737	0.241	0.12	62.62	3.3093E+07	1.6498E+08	3.3111E+06	7.7003E+08
64.0	1.00000	0.250	0.00	21.99	1.5598E+06	5.3624E+07	1.2375E+06	2.3571E+08

Fonte: Rinker e Dykes (2018).

Tabela 15 - Propriedades aerodinâmicas distribuídas da pá.

Node (-)	RNodes (m)	AeroTwst (°)	DRNodes (m)	Chord (m)	Airfoil (-)
1	5.22667	11.10	4.05333	3.564	cylinder.dat
2	9.28000	11.10	4.05333	4.150	s818_2703.dat
3	13.33333	11.10	4.05333	4.735	s818_2703.dat
4	17.38667	10.41	4.05333	5.016	s818_2703.dat
5	21.44000	8.38	4.05333	4.714	s818_2703.dat
6	25.49333	6.35	4.05333	4.411	s818_2703.dat
7	29.54667	4.33	4.05333	4.109	s818_2703.dat
8	33.60000	2.85	4.05333	3.806	s825_2103.dat
9	37.65333	2.22	4.05333	3.504	s825_2103.dat
10	41.70667	1.58	4.05333	3.201	s825_2103.dat
11	45.76000	0.95	4.05333	2.898	s825_2103.dat
12	49.81333	0.53	4.05333	2.609	s825_2103.dat
13	53.86667	0.38	4.05333	2.337	s825_2103.dat
14	57.92000	0.23	4.05333	2.065	s826_1603.dat
15	61.97333	0.08	4.05333	1.793	s826_1603.dat

Fonte: Rinker e Dykes (2018).

Tabela 16 - Propriedades estruturais distribuídas da torre

Elevation	HtFract	TMassDen	TwFASstif	TwSSStif	TwGJStif	TwrEASstif
(m)	(-)	(kg/m)	(N-m ²)	(N-m ²)	(N-m ²)	(N)
0.000	0.00000	9401.518	2.949e+12	2.949e+12	2.269e+12	2.281e+11
16.786	0.11111	8269.715	2.278e+12	2.278e+12	1.752e+12	2.007e+11
33.572	0.22222	7210.463	1.728e+12	1.728e+12	1.330e+12	1.750e+11
50.357	0.33333	6223.762	1.285e+12	1.285e+12	9.883e+11	1.510e+11
67.143	0.44444	5309.611	9.326e+11	9.326e+11	7.174e+11	1.288e+11
83.929	0.55556	4468.012	6.584e+11	6.584e+11	5.064e+11	1.084e+11
100.715	0.66667	3698.963	4.495e+11	4.495e+11	3.458e+11	8.975e+10
117.500	0.77778	3002.465	2.948e+11	2.948e+11	2.268e+11	7.285e+10
134.286	0.88889	2378.518	1.840e+11	1.840e+11	1.415e+11	5.771e+10
151.072	1.00000	1827.121	1.078e+11	1.078e+11	8.291e+10	4.433e+10

Fonte: Rinker e Dykes (2018).

ANEXO B – DESIGN LOAD CASES (DLC)

Tabela 2 da norma IEC 61400-1 Wind energy generation systems – Parte 1: Design requirements.

Tabela 17 - Tabela 2 da norma IEC 61400-1: Design Load Cases (DLC)

(continua)

Design situation	DLC	Wind condition	Other conditions	Type of analysis	Partial safety factors
1) Power production	1.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	For extrapolation of extreme events	U	N
	1.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	*
	1.3	ETM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		U	N
	1.4	ECD $V_{hub} = V_r - 2 \text{ m/s}, V_r, V_r + 2 \text{ m/s}$		U	N
	1.5	EWS $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		U	N
2) Power production plus occurrence of fault	2.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Normal control system fault or loss of electrical network or primary layer control function fault (see 7.4.3)	U	N
	2.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Abnormal control system fault or secondary layer protection function related fault (see 7.4.3)	U	A
	2.3	EOG $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}	External or internal electrical fault including loss of electrical network	U	A
	2.4	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Control system fault, electrical fault or loss of electrical network	F	*
	2.5	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Low voltage ride through	U	N
3) Start-up	3.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	*
	3.2	EOG $V_{hub} = V_{in}, V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}		U	N
	3.3	EDC $V_{hub} = V_{in}, V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}		U	N
4) Normal shutdown	4.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$		F	*
	4.2	EOG $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}		U	N
5) Emergency stop	5.1	NTM $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ and V_{out}		U	N
6) Parked (standing still or idling)	6.1	EWM 50-year return period		U	N
	6.2	EWM 50-year return period	Loss of electrical network connection	U	A
	6.3	EWM 1-year return period	Extreme yaw misalignment	U	N
	6.4	NTM $V_{hub} < 0,7 V_{ref}$		F	*
7) Parked and fault conditions	7.1	EWM 1-year return period		U	A
8) Transport, assembly, maintenance and repair	8.1	NTM V_{maint} to be stated by the manufacturer		U	N
	8.2	EWM 1-year return period		U	A

Tabela 17 - Tabela 2 da norma IEC 61400-1: Design Load Cases (DLC)

(conclusão)

Key	
DLC	Design load case
ECD	Extreme coherent gust with direction change (see 6.3.3.6)
EDC	Extreme direction change (see 6.3.3.5)
EOG	Extreme operating gust (see 6.3.3.3)
EWM	Extreme wind speed model (see 6.3.3.2)
EWS	Extreme wind shear (see 6.3.3.7)
NTM	Normal turbulence model (see 6.3.2.3)
ETM	Extreme turbulence model (see 6.3.3.4)
NWP	Normal wind profile model (see 6.3.2.2)
$V_r \pm 2$ m/s	Sensitivity to all wind speeds in the range shall be analysed
F	Fatigue (see 7.6.3)
U	Ultimate strength (see 7.6.2)
N	Normal
A	Abnormal
*	Partial safety for fatigue (see 7.6.3)

Fonte: International Electrotechnical Commission (2019).

Em tipo de análise, “F” se refere a análise de carregamentos de fadiga e “U” se refere à análise de carregamentos limites. Para os carregamentos do tipo “U”, os fatores parciais de segurança são classificados em normal “N” ou abnormal “A”.

ANEXO C – ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Análise de sensibilidade com a determinação analítica dos gradientes utilizando o método adjunto. Como foi utilizado filtro, a regra da cadeia é aplicada para o cálculo da derivada em relação às variáveis de projeto x_j .

$$\frac{df}{dx_j} = \frac{df}{d\tilde{x}_e} \frac{d\tilde{x}_e}{d\tilde{x}_j}$$

$$\frac{d\tilde{x}_e}{d\tilde{x}_j} = \frac{\omega_j}{\sum_{j=1}^{n_e} \omega_j}$$

Com isso, são calculas as derivadas da função restrição.

$$\frac{dg}{d\tilde{x}_e} = \frac{v_e}{V_0} = \frac{1}{n}$$

E função objetivo, que depende implicitamente dos deslocamentos:

$$\frac{df}{d\tilde{x}_e} = \frac{\partial f}{\partial \tilde{x}_e} + \frac{\partial f}{\partial \mathbf{U}} \frac{d\mathbf{U}}{d\tilde{x}_e}$$

$$\frac{d\mathbf{K}}{d\tilde{x}_e} \mathbf{U} + \mathbf{K} \frac{d\mathbf{U}}{d\tilde{x}_e} = \frac{d\mathbf{F}}{d\tilde{x}_e}$$

Como as forças são independentes das variáveis, sua derivada é nula.

$$\frac{d\mathbf{K}}{d\tilde{x}_e} \mathbf{U} + \mathbf{K} \frac{d\mathbf{U}}{d\tilde{x}_e} = 0$$

$$\frac{d\mathbf{U}}{d\tilde{x}_e} = -\mathbf{K}^{-1} \frac{d\mathbf{K}}{d\tilde{x}_e} \mathbf{U}$$

$$\frac{df}{d\tilde{x}_e} = \frac{\partial f}{\partial \tilde{x}_e} - \frac{\partial f}{\partial \mathbf{U}} \mathbf{K}^{-1} \frac{d\mathbf{K}}{d\tilde{x}_e} \mathbf{U}$$

Tomando o vetor adjunto global λ , de forma a respeitar a relação:

$$\mathbf{K}\lambda = \left(\frac{\partial f}{\partial \mathbf{U}} \right)^T$$

$$\frac{df}{d\tilde{x}_e} = \frac{\partial f}{\partial \tilde{x}_e} - \lambda^T \frac{d\mathbf{K}}{d\tilde{x}_e} \mathbf{U}$$

No nível de elemento, o gradiente é obtido extraindo dos vetores lambda e k apenas os graus de liberdade associados a ele, portanto:

$$\frac{df}{d\tilde{x}_e} = \frac{\partial f}{\partial \tilde{x}_e} - \lambda_e^T \frac{d\mathbf{K}_e}{d\tilde{x}_e} \mathbf{u}_e$$

Para a função objetivo utilizada, $f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^L L_i^2 \mathbf{F}_i^T \mathbf{U}_i(\mathbf{x})$, temos as seguintes relações para os termos internos desta equação:

$$\frac{\partial f}{\partial \tilde{x}_e} = 0$$

pois o vetor F não depende da variável de projeto.

Com relação aos deslocamentos,

$$\frac{\partial f}{\partial \mathbf{u}_e} = \sum_{i=1}^L L_i^2 \mathbf{f}_{i_e}^T$$

logo, o vetor adjunto λ_e se torna:

$$\lambda_e = \sum_{i=1}^L L_i^2 \mathbf{u}_{i_e}$$

E por fim, para a matriz de rigidez:

$$\frac{d\mathbf{K}_e}{d\tilde{x}_e} = \mathbf{K}_0 \left(p(E_0 - E_{min}) \tilde{x}_e^{(p-1)} \right)$$

Logo,

$$\frac{df}{d\tilde{x}_e} = -p(E_0 - E_{min}) \tilde{x}_e^{(p-1)} \sum_{i=1}^L L_i^2 \mathbf{u}_{i_e}^T \mathbf{K}_0 \mathbf{u}_{i_e}$$

Uma maneira facilitada de se calcular as derivadas das funções de forma em relação às coordenadas globais é feito utilizando a inversa matriz jacobiana, uma vez que as derivadas destas funções nas coordenadas isoparamétricas são facilmente obtidas. Para o caso tridimensional, J^{-1} é dada por:

$$J^{-1} = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} \frac{\partial y}{\partial s} \frac{\partial z}{\partial t} - \frac{\partial y}{\partial t} \frac{\partial z}{\partial s} & -\frac{\partial x}{\partial s} \frac{\partial z}{\partial t} + \frac{\partial z}{\partial s} \frac{\partial x}{\partial t} & \frac{\partial x}{\partial s} \frac{\partial y}{\partial t} - \frac{\partial y}{\partial s} \frac{\partial x}{\partial t} \\ -\frac{\partial y}{\partial r} \frac{\partial z}{\partial t} + \frac{\partial z}{\partial r} \frac{\partial y}{\partial t} & \frac{\partial x}{\partial r} \frac{\partial z}{\partial t} - \frac{\partial z}{\partial r} \frac{\partial x}{\partial t} & -\frac{\partial x}{\partial r} \frac{\partial y}{\partial t} + \frac{\partial y}{\partial r} \frac{\partial x}{\partial t} \\ \frac{\partial y}{\partial r} \frac{\partial z}{\partial s} - \frac{\partial z}{\partial r} \frac{\partial y}{\partial s} & -\frac{\partial x}{\partial r} \frac{\partial z}{\partial s} + \frac{\partial z}{\partial r} \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial x}{\partial r} \frac{\partial y}{\partial s} - \frac{\partial y}{\partial r} \frac{\partial x}{\partial s} \end{bmatrix}$$

Por fim, para o cálculo de K_e , a matriz constitutiva D , para materiais homogêneos e isotrópicos, assume a forma:

$$D = \begin{bmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{bmatrix}$$

Em que λ e μ são, respectivamente, o primeiro parâmetro de Lamé e o segundo parâmetro de Lamé, dados por:

$$\lambda = \frac{\nu}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}$$

$$\mu = \frac{1}{2(1 + \nu)}$$