

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO



---

## **Fadiga em pás de turbinas eólicas**

*Estudo de aplicação de extensões*

---

**Tiago André Aparício Vieira**

Orientador:  
Dr. Sérgio M. O. Tavares

Co-Orientador:  
Prof. Dr. Mário A.P. Vaz

Departamento de Engenharia Mecânica  
Faculdade de Engenharia da Universidade de Porto

Porto, julho 2015



---

## Agradecimentos

---

A realização desta tese de mestrado apesar de ser um trabalho individual contou com o importante apoio e ajuda de professores, familiares e amigos. Por isso gostava de agradecer:

- Ao professor Sérgio Tavares, pela orientação, total disponibilidade, pelo saber, pelas críticas e pelas opiniões que ajudaram este trabalho a ir para frente e que sem elas não era possível a realização desta tese;
- Aos meus amigos e familiares, principalmente aos meus pais, por todo o apoio e confiança que me transmitiram;
- À minha namorada por toda a paciência, compreensão e força que me transmitiu durante estes meses.



---

## Resumo

---

Com a progressiva diminuição das reservas naturais dos combustíveis fósseis e devido às leis e regulamentos cada vez mais exigentes e severos acerca da preservação do meio ambiente, tornou-se imprescindível a procura de novas alternativas de produção de energia cujos recursos fossem inesgotáveis e renováveis. Uma dessas alternativas que tem sido desenvolvida e aperfeiçoada ao longo de vários anos é a energia eólica. Este tipo de energia é obtido a partir de turbinas eólicas, onde a energia cinética proveniente do vento é convertida em energia elétrica. A evolução das turbinas eólicas, com o aumento da potência gerada por cada turbina, tem levado a que as dimensões deste tipo de equipamento aumentem de forma significativa e, portanto, os seus componentes estão sujeitos a grandes esforços que são necessários ter em conta no seu dimensionamento. Vários testes realizados indicaram que uma percentagem significativa das falhas por fadiga dão-se nas pás e juntas do rotor, principalmente, devido às tensões alternadas a que estas são sujeitas. Assim, a previsão do tempo de vida em serviço das pás à fadiga tornou-se uma etapa importante no seu processo de dimensionamento e posterior fabrico.

Ao longo deste trabalho é feito uma análise à fadiga de uma pá cujo comprimento é de 26,5 metros e a sua corda de 2,47 metros. Para isso, foi elaborado um modelo de elementos finitos à geometria da pá por meio do software ANSYS, onde as forças a que esta está sujeita, nomeadamente, forças aerodinâmicas, forças centrífugas e forças gravíticas tiveram que ser contabilizadas. Depois de obtida a solução, neste caso a distribuição de deformações normais, foi possível calcular o valor da gama e amplitude de deformação a que a pá está sujeita ao longo de uma rotação. De forma a se poder validar o modelo, comparou-se o valor destes parâmetros com os obtidos experimentalmente, onde se concluiu que os valores obtidos eram relativamente menores. Para contornar esta situação diminui-se a espessura do modelo e, posteriormente, foi calculado, a partir de uma dada curva SN, o número de ciclos até à rotura por fadiga do material, devido às condições de serviço inicialmente impostas.

Vários conceitos têm sido desenvolvidos para melhorar a performance e o seu rendimento de produção de energia elétrica. Um desses conceitos, é a aplicação de extensões de forma a aumentar o comprimento da pá. Assim, para as mesmas condições de serviço, foi aplicada uma extensão de 3 metros ao comprimento do modelo e, de seguida, foi realizado um estudo do efeito desta extensão no número de ciclos até à rotura do material. O resultado obtido foi praticamente 10 vezes menor que aquele obtido sem extensão. Com isto, conclui-se que ape-

---

sar da aplicação de extensões aumentar o rendimento de produção, em termos estruturais tem um enorme impacto negativo, reduzindo drasticamente o número de ciclos que o material da pá aguentará até sofrer rotura devido à fadiga, sendo recomendado monitorizar as tensões e deformações antes e depois da aplicação de extensões de forma a avaliar o seu impacto na integridade estrutural da pá.

---

## Abstract

---

With progressive depletion of natural reserves of fossil fuels and due to laws/regulations increasingly demanding and severe about the preservation of the environment, it has become imperative to search for new alternatives whose resources were inexhaustible and renewable. One of those alternatives that has been developed and refined over several years is wind energy. This energy source is obtained from wind turbine, where kinetic energy from wind is transformed into electrical energy. Usually, the dimensions of such devices are quite large and, therefore, its components are subjected to high loads which need to take into account during the blade design. Several tests showed that most of the failures due to fatigue occur near the rotor blades and gaskets primarily due to the large number of stress cycles to which they are subjected. Thus, lifetime forecast in the service of the blades became an important step in the process of its design and subsequent manufacture, due to fatigue phenomena.

Throughout this work it is done an fatigue analysis of a blade whose length is 26,5 meters and its chord length of 2,47 meters. For this, it was performed a Finite Element Model (FEM) with the blade geometry through ANSYS software, where the loads to which it is subject, namely aerodynamic, centrifugal and gravitational forces had to be accounted for. After the solution obtained, in this case the distribution of normal strains, it was possible to calculate the range and strain amplitude at which the blade is subjected along a rotation. In order to be able to validate the model, the numerical results were compared with those obtained experimentally. From these results, it was also possible to estimate the number of cycles until the failure by fatigue of the material with the imposed operating conditions.

This type of equipment has undergone new concepts and improvements to increase its efficiency and productivity. One of these improvements is the application of blade extensions, increasing its length. Thus, for the same operating conditions, a length of 3 meters was applied to the length of the original model and then it was studied the effect of this extensions in the number of cycles until the failure of the material. The obtained result was almost 10 times smaller than that obtained without extension. Therefore, it is concluded that despite the application of extensions increases the production efficiency, in structural terms have a considerable negative impact, reducing the number of life cycles that the turbine blade will hold until its failure. A structural monitoring should be employed when an extension is installed in order to control the strains and the blade integrity.





---

# Índice

---

<b>Nomenclatura</b>	<b>xv</b>
<b>Lista de acrónimos</b>	<b>xvii</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Motivação . . . . .	1
1.2 Objetivos . . . . .	2
1.3 Estrutura da tese . . . . .	2
<b>2 Turbinas Eólicas</b>	<b>5</b>
2.1 Funcionamento . . . . .	5
2.2 Componentes . . . . .	6
2.3 Estudo das pás de uma turbina eólica . . . . .	6
2.3.1 Esforços atuantes na pá . . . . .	7
2.3.1.1 Forças Estáticas . . . . .	9
2.3.1.2 <i>Momentum Theory</i> . . . . .	9
2.3.1.3 <i>Blade Element Theory</i> . . . . .	10
2.3.1.4 <i>Blade Element Momentum Theory</i> . . . . .	12
2.3.1.5 Outras forças . . . . .	13
<b>3 Fadiga</b>	<b>19</b>
3.1 Introdução . . . . .	19
3.2 Fadiga em Pás de Turbinas Eólicas . . . . .	20
3.2.1 Técnicas de Análise de Fadiga . . . . .	20
<b>4 Modelação em Elementos Finitos</b>	<b>27</b>
4.1 Cálculo das forças locais . . . . .	27
4.2 Implementação da geometria em elementos finitos . . . . .	28
4.3 Resultados obtidos a partir do MEF . . . . .	34
4.3.1 Refinamento da malha . . . . .	36

<b>5</b>	<b>Estudo da vida em fadiga</b>	<b>45</b>
5.1	Variação da deformação ao longo de uma rotação do rotor . . . . .	45
5.1.1	Resultados obtidos . . . . .	46
5.2	Análise à fadiga da pá . . . . .	47
5.3	Aplicação de extensões na pá . . . . .	51
5.3.1	Efeito da velocidade do vento e da força centrífuga . . . . .	52
5.4	Estimativa do dano . . . . .	54
<b>6</b>	<b>Conclusão</b>	<b>57</b>
6.1	Trabalhos futuros . . . . .	58

---

## Lista de Figuras

---

2.1	Volume de controlo do escoamento de uma turbina eólica [4] . . . . .	6
2.2	Exemplo de aerofólios usados em pás de turbinas eólicas [3] . . . . .	7
2.3	Esforços atuantes nas pás devido ao escoamento do vento [6] . . . . .	8
2.4	Volume de controlo angular: notação [7] . . . . .	10
2.5	Esquema dos vários elementos da pá baseados em BET [7] . . . . .	10
2.6	Esquema de forças e velocidades na pá de uma turbina eólica [5] . . . . .	11
2.7	Carregamento devido ao campo gravítico terrestre [9] . . . . .	14
2.8	Força devido à travagem do rotor [9] . . . . .	15
2.9	Aceleração giroscópica de um ponto durante a rotação do rotor ( <i>yawing</i> ) [8] . . . . .	17
3.1	Típica curva S-N em materiais compósitos [3] . . . . .	21
3.2	Tensão alternada com uma tensão média não nula [3] . . . . .	22
3.3	Exemplo de um diagrama de Goodman [12] . . . . .	23
3.4	Diagrama de Goodman para um compósito em fibra de vidro [13] . . . . .	24
3.5	Variação da tensão ao longo do tempo em forma de blocos [3] . . . . .	25
3.6	Variação aleatória da tensão ao longo do tempo [3] . . . . .	25
3.7	Aplicação do algoritmo <i>Rainflow</i> [11] . . . . .	26
4.1	Comprimento da pá divida em 10 elementos . . . . .	27
4.2	Distribuição das pressões ao longo do comprimento da pá . . . . .	30
4.3	Representação da geometria do elemento <i>Shell281</i> . . . . .	31
4.4	Posição do centro aerodinâmico [3] . . . . .	32
4.5	Geometria da secção do perfil da pá importado . . . . .	32
4.7	Linhas curvas presentes na geometria da pá . . . . .	32
4.6	Geometria obtida da pá após o <i>extrude</i> . . . . .	33
4.8	Pré-processamento da geometria da pá . . . . .	33
4.9	Distribuição das deformações normais ao longo do eixo xx na face superior da pá, $\epsilon_{xx}$ . . . . .	34
4.10	Distribuição das deformações normais ao longo do eixo xx na face inferior da pá, $\epsilon_{xx}$ . . . . .	35
4.11	Distribuição das tensões normais ao longo do eixo xx, $\sigma_{xx}$ . . . . .	35
4.12	Distribuição das deformações normais ao longo do eixo yy na face superior da pá, $\epsilon_{yy}$ . . . . .	36

4.13	Distribuição das deformações normais ao longo do eixo yy na face inferior da pá, $\epsilon_{yy}$ . . . . .	37
4.14	Distribuição das tensões normais ao longo do eixo yy na face superior da pá, $\epsilon_{yy}$	37
4.15	Distribuição das deformações ao longo do eixo zz na face superior da pá, $\epsilon_{zz}$ . .	38
4.16	Distribuição das deformações ao longo do eixo zz na face inferior da pá, $\epsilon_{zz}$ . .	38
4.17	Distribuição das tensões normais ao longo do eixo zz, $\sigma_{zz}$ . . . . .	39
4.18	Distribuição das deformações equivalentes na face superior da pá . . . . .	39
4.19	Distribuição das deformações equivalentes na face inferior da pá . . . . .	40
4.20	Distribuição das tensões equivalentes em ambas as faces da pá . . . . .	40
4.21	Refinamento da malha - 20 elementos . . . . .	41
4.22	Refinamento da malha - 30 elementos . . . . .	41
4.23	Refinamento da malha - 40 elementos . . . . .	42
4.24	Convergência dos resultados devido ao refinamento da malha . . . . .	42
4.25	Distribuição das deformações equivalentes na face superior da pá para um refinamento da malha - 40 elementos . . . . .	43
4.26	Distribuição das deformações equivalentes na face inferior da pá para um refinamento da malha - 40 elementos . . . . .	43
5.1	Momentos fletores a que a pá está sujeita [16] . . . . .	45
5.2	Esquema do efeito dos momentos fletores na direção flapwise e edgewise na pá [17] . . . . .	46
5.3	Representação da variação de $\epsilon_{eq}$ ao longo de uma rotação . . . . .	47
5.4	Representação da variação de $\epsilon_{xx}$ ao longo de uma rotação . . . . .	48
5.5	Representação da variação de $\epsilon_{xx}$ obtido experimentalmente ao longo do tempo [16] . . . . .	49
5.6	Efeito da variação da espessura na gama de valores de deformação . . . . .	49
5.7	Representação da curva SN e dos valores experimentais para o caso em que $R = -1$ [16] . . . . .	50
5.8	Representação da curva SN e dos valores experimentais para o caso em que $R = 0.1$ [16] . . . . .	50
5.9	Efeito da extensão na gama de valores de $\epsilon_{xx}$ . . . . .	52
5.10	Efeito do aumento da velocidade no valor da amplitude de $\epsilon_{xx}$ . . . . .	53
5.11	Efeito da força centrífuga no valor da amplitude de $\epsilon_{xx}$ . . . . .	53
5.12	Representação de $\epsilon_{xx}$ ao longo de uma rotação para $n = 13$ rpm . . . . .	54

---

## Lista de Tabelas

---

2.1	Principais componentes de uma turbina eólica [3] . . . . .	7
4.1	Parâmetros definidos [3] . . . . .	28
4.2	Valores obtidos para os fatores de indução e forças ao longo do raio da pá . . . .	29
4.3	Valores obtidos para as pressões ao longo do raio da pá . . . . .	30
4.4	Propriedades da fibra de vidro reforçada utilizada [8] . . . . .	31
5.1	Valores obtidos das deformações equivalentes ao longo de uma rotação num nó	47
5.2	Valores obtidos da deformação normal $\epsilon_{xx}$ ao longo de uma rotação num nó . .	48
5.3	Valores dos parâmetros da expressão 5.2 . . . . .	51
5.4	Valores obtidos de $\epsilon_{xx}$ ao longo de uma rotação para uma extensão da pá de 3 metros . . . . .	51
5.5	Comparação entre o valor da gama e da amplitude para a pá com e sem extensão	52



---

## Nomenclatura

---

$T$	Força de impulso [ $N$ ]
$\rho$	Massa volúmica [ $kg/m^3$ ]
$U$	Velocidade do vento [ $m/s$ ]
$a$	Fator de indução axial
$Q$	Binário transmitido à pá [ $N.m$ ]
$a'$	Fator de indução tangencial
$L$	Força de sustentação [ $N$ ]
$V_{rel}$	Velocidade relativa do vento [ $m/s$ ]
$c$	Comprimento da corda [ $m$ ]
$C_L$	Coefficiente aerodinâmico de sustentação
$D$	Força de arrasto [ $N$ ]
$C_D$	Coefficiente aerodinâmico de arrasto
$F_N$	Força normal ao plano do rotor [ $N$ ]
$F_T$	Força tangencial ao plano do rotor [ $N$ ]
$\phi$	Ângulo relativo do vento [ $^\circ$ ]
$\alpha$	Ângulo de ataque [ $^\circ$ ]
$\theta$	Ângulo de inclinação [ $^\circ$ ]
$\omega$	Velocidade angular do rotor [ $rad/s$ ]
$C_N$	Coefficiente aerodinâmico projetado na direção normal ao plano do rotor
$C_T$	Coefficiente aerodinâmico projetado na direção tangencial ao plano do rotor

## Nomenclatura

---

$B$	Número de pás do rotor
$r$	Raio do centro do rotor até uma dada seção [ $m$ ]
$\sigma'$	Coefficiente de solidez
$R$	Raio do rotor [ $m$ ]
$m$	Massa por comprimento da pá [ $kg/m$ ]
$n$	Velocidade de rotação do rotor [ $rpm$ ]
$T'$	Momento de travagem [ $N.m$ ]
$I$	Momento de inércia do rotor [ $kg.m^2$ ]
$n_L$	Número total de ciclos
$H_{op}$	Horas de serviço durante um ano
$k$	Número de contabilização de ciclos por rotação
$Y$	Anos de serviço
$\sigma$	Tensão [ $Pa$ ]
$\epsilon$	Deformação [ $\mu\epsilon$ ]
$N$	Número de ciclos
$R$	Razão de tensões
$\sigma_{f0}$	Tensão limite de fadiga [ $MPa$ ]
$\sigma_a$	Amplitude de tensão alternada [ $MPa$ ]
$\sigma_m$	Tensão média [ $MPa$ ]
$r_h$	Raio do cubo [ $m$ ]
$E$	Módulo de Elasticidade [ $GPa$ ]
$t$	Espessura [ $mm$ ]
$\epsilon_{xx}$	Deformação normal segundo a direção $xx$ [ $\mu\epsilon$ ]
$\epsilon_{yy}$	Deformação normal segundo a direção $yy$ [ $\mu\epsilon$ ]
$\epsilon_{zz}$	Deformação normal segundo a direção $zz$ [ $\mu\epsilon$ ]
$\epsilon_{eq}$	Deformação equivalente segundo o critério de von Mises [ $\mu\epsilon$ ]
$\sigma_{xx}$	Tensão normal segundo a direção $xx$ [ $MPa$ ]
$\sigma_{yy}$	Tensão normal segundo a direção $yy$ [ $MPa$ ]
$\sigma_{zz}$	Tensão normal segundo a direção $zz$ [ $MPa$ ]



---

## Lista de acrónimos

---

**NACA** National Advisory Committee for Aeronautics

**BET** Blade Element Method

**BEMT** Blade Element Momentum Theory

**IGES** Initial Graphics Exchange Specification

**MEF** Método de Elementos Finitos



# Capítulo 1

---

## Introdução

---

### 1.1 Motivação

Ao longo desta tese é feita uma análise estrutural de uma turbina eólica, nomeadamente, o estudo à fadiga das pás do rotor com e sem extensão do seu comprimento. O funcionamento deste tipo de equipamento baseia-se na ação do vento, onde esta faz girar as pás do rotor fazendo girar um veio que está ligado um gerador, produzindo-se assim energia elétrica.

Devido às cargas cíclicas ao longo da rotação do rotor, os componentes mecânicos, principalmente as pás, são sujeitas a danos progressivos, o que implica uma rotura por fadiga após um certo número de ciclos. Assim, o limite de fadiga é usado na análise de componentes sujeito a cargas alternadas, encontrando-se o valor da tensão limite de fadiga abaixo do da tensão de cedência e de rotura do material. Quanto mais baixa for a amplitude maior é o número de ciclos que o material aguenta até à rotura por fadiga.

Como já referido em cima, uma turbina eólica é um equipamento, constantemente, sujeito a fadiga, em que os seus componentes estão repetidamente a sofrer flexão. Devido a estas cargas podem surgir fendas que em casos extremos pode levar à rotura do material. Em muitos casos de estudo, a pá é tratada como uma viga em que uma das secções extremas é encastrada, de forma a simular a ligação da pá ao cubo do rotor. A natureza das forças a que a pá está sujeita varia, sendo as principais as forças aerodinâmicas (força de impulso ou força normal e força tangencial), força gravítica e força centrífuga.

Hoje em dia, existem vários métodos para estimar as forças aerodinâmicas, sendo o mais utilizado e preciso o *Blade Element Momentum Theory*. Esta teoria resulta da combinação de outras duas teorias: *Momentum Theory* e *Blade Element Theory*. A primeira baseia-se na teoria da quantidade de movimento, onde é assumido que existe conservação da quantidade de movimento linear e angular. A segunda assume que a geometria da pá pode ser dividida em vários elementos ao longo do seu comprimento, em que cada um recebe fluxos de ar com características diferentes. Combinando estas duas teorias obtém-se as expressões respetivas para a força normal e tangencial cuja solução é obtida por um processo iterativo.

A maioria das turbinas eólicas apresentam, nos dias de hoje, um sistema de orientação do rotor relativamente ao vento denominado por *yaw system*. Apesar da velocidade de rotação (*yawing*) ser bastante baixa, este tipo de movimento cria momentos fora do plano do rotor designados por momentos giroscópicos. Uma rotação rápida leva a grandes momentos giroscópicos que atuam segundo o eixo do rotor. Na prática, existe um controlador que é programado para que este movimento de rotação seja lento suficiente para que o efeito destes momentos não seja significativo.

Um estudo feito, pela empresa projetista *Energiekontor*, a algumas turbinas eólicas de um parque situado na Alemanha revelou que o rendimento destas não estava a ser o esperado. Assim, surgiu a questão de qual seria a melhor solução para aumentar a produção de energia com custos de investimento relativamente baixos. A conclusão a que chegou a *Energiekontor* foi que as turbinas deviam ser melhoradas ou a sua potência devia ser reajustada (sendo necessário reconstruir muitas delas). Esta última foi facilmente descartada pois os custos associados eram bastante elevados. Com isto, a solução economicamente viável encontrada foi aumentar o diâmetro do rotor aplicando extensões nas pás. Estas extensões permitem aumentar a produção de energia sem que seja necessário trocar as pás do rotor ou até mesmo a turbina completa. Além disto, reduz-se ao mínimo o impacto ambiental, em que todas as infraestruturas existentes, com um rendimento de produção abaixo do esperado, podem ser alvo de melhoramento. A extensão é aplicada com a pá instalada no rotor e é fixada na sua ponta e, por isso, o tempo associado à montagem é bastante reduzido.

## 1.2 Objetivos

Os principais objetivos deste trabalho são:

- Simular um modelo em elementos finitos da geometria da pá do rotor;
- Calcular as forças aerodinâmicas a partir do método BEMT;
- Obter a distribuição de tensões e deformações ao longo do comprimento da pá;
- Fazer uma análise à fadiga do modelo devido às condições de serviço impostas;
- Estudar o efeito da aplicação de extensão na pá em termos de fadiga;
- Estudar o efeito da variação de alguns parâmetro na amplitude de deformação.

## 1.3 Estrutura da tese

A seguinte tese está estruturada em seis capítulos sendo este primeiro a introdução, do segundo ao quinto o desenvolvimento e o último a conclusão. Resumidamente:

1. Neste presente capítulo está brevemente descrito a motivação da realização desta tese, os principais objetivos e a sua estrutura;
2. No segundo capítulo é abordado o funcionamento das turbinas eólicas, os seus componentes e os esforços a que estas estão sujeitos, nomeadamente, as pás do rotor;

3. No terceiro capítulo é feita uma abordagem teórica ao tema da fadiga e a sua aplicação no caso de turbinas eólicas;
4. No quarto capítulo é modelada a geometria da pá em elementos finitos e demonstrados/comentados os resultados das distribuições de tensão e deformação devido às forças aerodinâmicas;
5. No último capítulo são apresentadas conclusões acerca do trabalho e sugeridos alguns trabalhos futuros.



# Capítulo 2

---

## Turbinas Eólicas

---

### 2.1 Funcionamento

Uma turbina eólica é um equipamento, como já referido em cima, concebido para extrair a energia cinética do vento e convertê-la em energia elétrica. O vento escoar pelas pás onde as forças aerodinâmicas fazem girar o rotor que, por sua vez, fazem girar um veio acoplado a um gerador, produzindo-se assim energia elétrica, [1]. Apesar do objetivo ser a extração da energia cinética, uma variação abrupta de velocidade não é desejada, devido às grandes acelerações e forças que isso pode acarretar, [2].

Assumindo a forma de um disco à área percorrida pelas pás do rotor (Figura 2.1), idealmente, as turbinas eólicas são mecanismos que afetam apenas a massa de ar que passa por esse disco, fazendo com que esta massa desacelere. Se agora se considerar que esta massa de ar permanece separada do ar que não passa pelo rotor, é possível estabelecer uma região de contorno (contendo esta massa afetada) que se expande de montante a jusante formando um volume de controlo de seção circular. O ar é desacelerado mas não é comprimido e, portanto, a área da seção do volume de controlo tem que, necessariamente, aumentar para se realizar o escoamento. Como o ar não escoar pelas fronteiras, o caudal mássico permanece constante, [3].

A presença das pás faz com que a velocidade do ar a montante diminua lentamente fazendo com que a velocidade no disco do rotor seja mais baixa que a velocidade de corrente livre. Como já dito acima, o volume de controlo é expandido como resultado da desaceleração e, já que não existe nenhum trabalho realizado a montante, a pressão estática sobe para balançar o decréscimo de energia cinética.

À medida que o ar passa pelo disco, há uma queda na pressão estática sendo que a jusante o valor desta pressão é mais baixo que a pressão atmosférica. Assim, a massa de ar a jusante encontra-se com velocidade e pressão reduzidas chamando-se a esta zona de região de esteira. A partir de uma certa distância, a pressão do ar retorna à pressão atmosférica e, portanto, à entrada e saída do volume de controlo não há nenhuma mudança de pressão mas sim uma variação da energia cinética, [2].

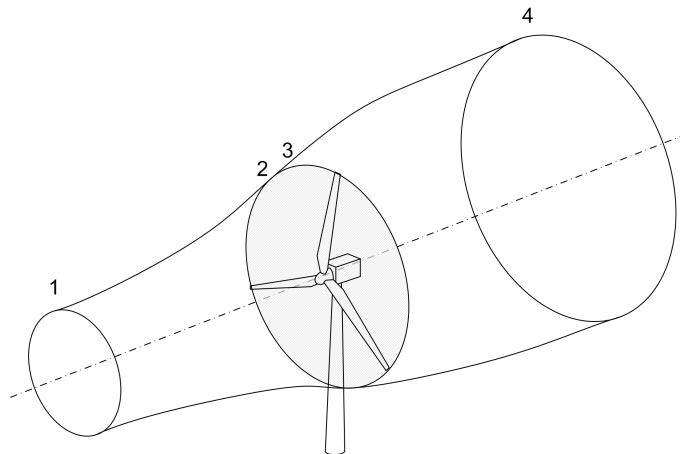


Figura 2.1: Volume de controlo do escoamento de uma turbina eólica [4]

## 2.2 Componentes

De uma forma geral, uma turbina eólica é formada, principalmente, por: um rotor, uma nacela, um multiplicador, um gerador e uma torre (tabela 2.1).

O investimento inicial da implementação de turbinas eólicas de grande potência é muito alto sendo que o fabrico das respetivas pás abrange entre 15 a 20% do custo total da implementação. Assim, é essencial maximizar a vida em serviço destas pás nomeadamente em termos de vida em fadiga, [1].

## 2.3 Estudo das pás de uma turbina eólica

As turbinas eólicas são projetadas para extrair o máximo de potência proveniente das correntes de ar ou vento. A pá tem uma seção transversal em forma de aerofólio cuja extração de potência é devido a uma força de sustentação causada pela diferença de pressões nos dois lados da pá. Para uma máxima eficiência, as pás apresentam uma certa curvatura e uma redução de seção (afunilamento), [5].

Em termos de materiais, a madeira é um composto natural que pode ser usado para o fabrico das pás, apresentando uma baixa densidade e uma boa resistência à fadiga. No entanto, apresenta alguns inconvenientes como a sensibilidade à humidade e o elevado custo de mão-de-obra que lhe é associado. As pás de maior dimensão são, normalmente, fabricadas em fibra de vidro reforçadas por resinas de polyester ou epoxy, [3].

Ao longo dos tempos, o uso de duas e três pás tem sido o mais utilizado sendo, nestes últimos anos, mais corrente a utilização de três pás. Estas são dinamicamente mais simples e mais eficientes e, por isso, mais caras tanto ao nível de fabrico como de manutenção quando comparadas às de duas pás.

Inicialmente, a maioria dos perfis das pás das turbinas eólicas eram adaptações de aerofólios desenvolvidos para a indústria aeronáutica, não sendo efetuado qual quer tipo de otimização. Hoje em dia, já existem perfis próprios para a implementação destes em turbinas eólicas. Os perfis mais usados pelos fabricantes são os "NACA" (Figura 2.2), originalmente desenvolvidos para a indústria aeronáutica, sujeitos a modificações de tal ordem que permitam a



Tabela 2.1: Principais componentes de uma turbina eólica [3]

Principais componentes	Descrição	Constituição
Nacele	Compartimento principal que protege os componentes das condições meteorológicas	Cadeia de acionamento, veios e sistemas de travagem
Rotor	Parte mais importante e com maiores custos de uma turbina (análise detalhada em 2.3)	Pás e cubo
Cadeia de Acionamento	Elemento mais pesado que converte a rotação baixa do rotor a uma mais alta para que o gerador possa produzir energia	Multiplicadores e veios
Torre e Fundação	Base de uma turbina eólica, posicionando o rotor a uma altura onde o vento é mais “forte”	Estrutura da torre e fundação de suporte

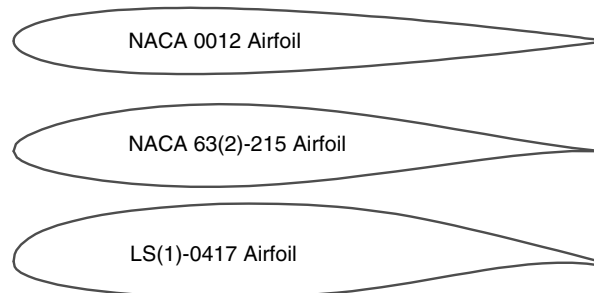


Figura 2.2: Exemplo de aerofólios usados em pás de turbinas eólicas [3]

maximização da “captura” de energia cinética proveniente do vento, [3].

Em termos de modelação, propriedades como o peso e a rigidez são de grande importância para o comportamento dinâmico da turbina eólica. Para a análise estrutural, as pás são consideradas vigas sendo possível, assim, aplicar a teoria de vigas, [5].

### 2.3.1 Esforços atuantes na pá

As turbinas eólicas são expostas a uma grande diversidade de esforços e tensões. Devido à natureza do vento, as cargas são variáveis. Ao haver esta variação, o material da pá é sujeita a fadiga sendo, então, necessário ter em conta no seu dimensionamento, [1].

Devido à baixa densidade do ar, as pás necessitam de ter uma maior área de forma a capturar de forma mais eficiente a energia cinética do vento [5]. No entanto, este aumento de tamanho faz com que a estrutura tenha um comportamento mais elástico que combinado com

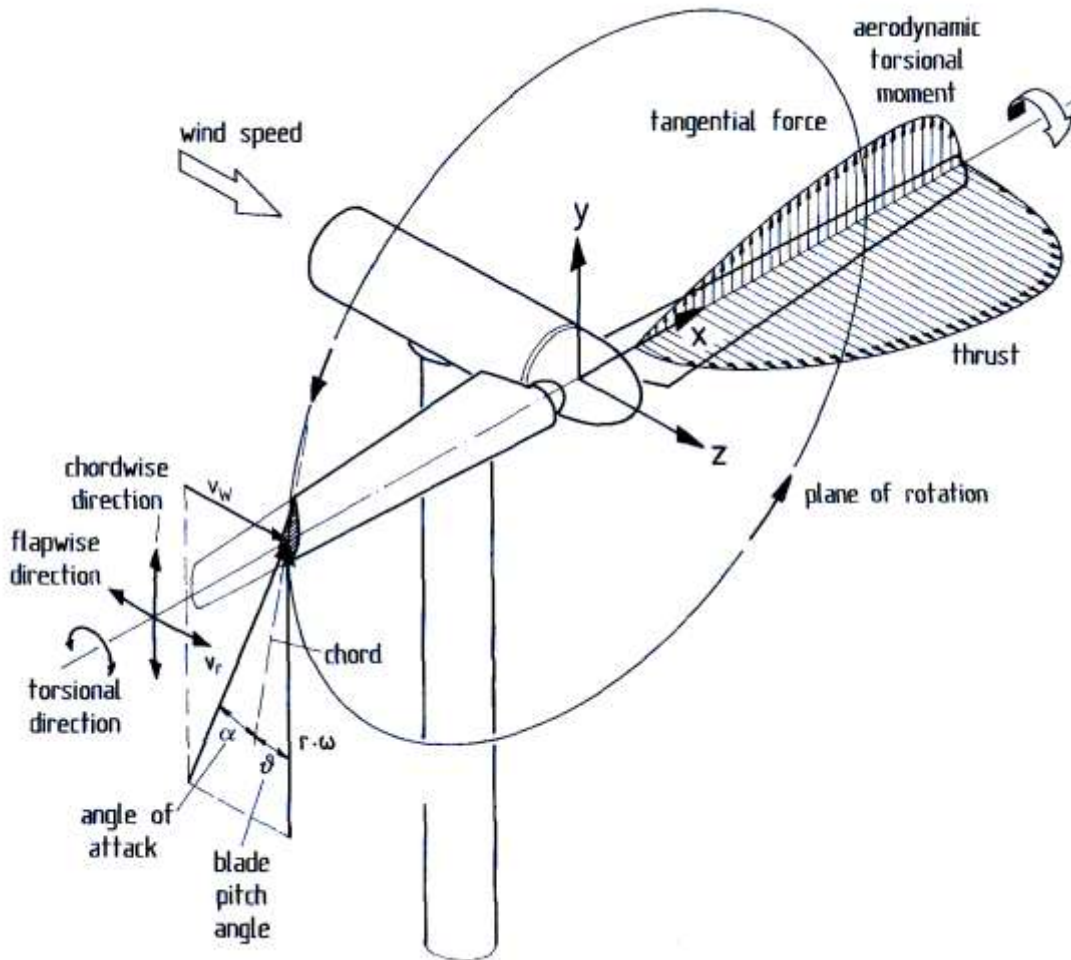


Figura 2.3: Esforços atuantes nas pás devido ao escoamento do vento [6]

a variação de cargas provoca uma interação bastante complexa, podendo provocar problemas de instabilidade, nomeadamente, originando vibrações elevadas, [6].

Em termos de dimensionamento de uma turbina eólica, é necessário ter em conta três diferentes aspetos:

1. Primeiramente, deve-se assegurar que, em termos de rotura, os componentes são projetados para casos extremos de carregamentos. Na prática significa que a turbina tem que resistir às velocidades mais altas do vento que possam ocorrer.
2. Em segundo, a vida em fadiga dos componentes tem que ser garantida durante o seu tempo de serviço, sendo esta vida, regularmente, definida entre 20 a 30 anos.
3. O terceiro aspeto centra-se na rigidez dos componentes. Se por um lado, estruturas com propriedades elásticas fazem reduzir os efeitos de fadiga, por outro, excitações externas produzem vibrações nesses mesmos componentes elásticos. O comportamento vibracional de uma turbina eólica pode ser mantido sob controlo apenas quando os parâmetros de rigidez de todos os componentes forem de tal forma que evitem vibrações e adição de cargas dinâmicas.

O ponto inicial de todo o espectro de carga de uma turbina eólica são as cargas que atuam no rotor que, posteriormente, são transmitidas aos outros componentes. Comparadas com estas, as cargas originadas depois do vento passar pelo rotor são menos significantes. Portanto, para se estudarem as cargas atuantes numa turbina eólica é possível concentrá-las no rotor passando este a representar todo o sistema (todos os componentes).

Para se projetar uma pá é necessário ter em conta a análise estática, dinâmica e, como já referido anteriormente, de fadiga. As forças a serem consideradas numa análise estática são a a força de impulso (thrust), a força gravítica e as forças tangenciais que, por sua vez, provocam momentos na estrutura (Figura 2.3). Além destes, existem também os momentos devido às forças aerodinâmicas. Na análise dinâmica é necessário estudar o efeito das forças giroscópicas na estrutura, fazendo-se uma análise modal da mesma, [5].

### 2.3.1.1 Forças Estáticas

O caso mais simples em termos de forças é considerar que o escoamento do vento é uniforme e constante. Esta hipótese é puramente teórica já que na atmosfera não é possível encontrar-se este tipo de escoamentos. Apesar disso, é uma ferramenta bastante útil para se calcular o nível médio de carga durante um longo período de tempo. As cargas devido ao vento, assumindo este tipo de escoamento, dependem, principalmente, do aumento da velocidade do vento ao longo do comprimento da pá. Os momentos fletores na direção da corda (“chordwise” ou “edgewise” direction) resultam das forças tangenciais enquanto os momentos fletores na direção “flapwise” são devidos à força de impulso ou força normal, Figura 2.3, [6].

Diversos métodos podem ser utilizados para calcular as forças aerodinâmicas atuantes nas pás de uma turbina eólica. O método que é, geralmente, utilizado é baseado em duas teorias: Teoria da Quantidade de Movimento (*Momentum Theory*) e Teoria do Elemento de Pá (*Blade Element Theory*) e é denominado por *Blade Element Momentum Theory*, [3].

### 2.3.1.2 Momentum Theory

As forças nas pás podem ser deduzidas considerando que existe conservação da quantidade de movimento linear e angular. Assumindo um volume de controlo angular de raio  $r$  e espessura  $dr$  (Figura 2.4) e aplicando a conservação da quantidade de movimento linear obtém-se a contribuição da força do vento em forma de equação diferencial, [3]:

$$dT = \rho U^2 4a(1-a)\pi r dr \quad (2.1)$$

onde  $\rho$  representa a massa volúmica do ar,  $U$  a velocidade do vento e  $a$  o fator de indução axial (indica o decréscimo de velocidade entre o início do escoamento e o plano do rotor).

Aplicando agora a conservação da quantidade de movimento angular obtém-se a equação diferencial do binário transmitido às pás:

$$dQ = 4a'(1-a)\rho U \pi r^3 \Omega dr \quad (2.2)$$

onde  $\Omega$  representa a velocidade angular da pá e  $a'$  o fator de indução tangencial (razão entre as velocidades angulares do escoamento e do rotor).

Assim, a partir desta teoria obtém-se duas equações que definem a força e o binário exercido pelo vento numa seção anular e que são função de dois fatores de indução: axial e tangencial, isto é, das condições do escoamento do vento, [3].

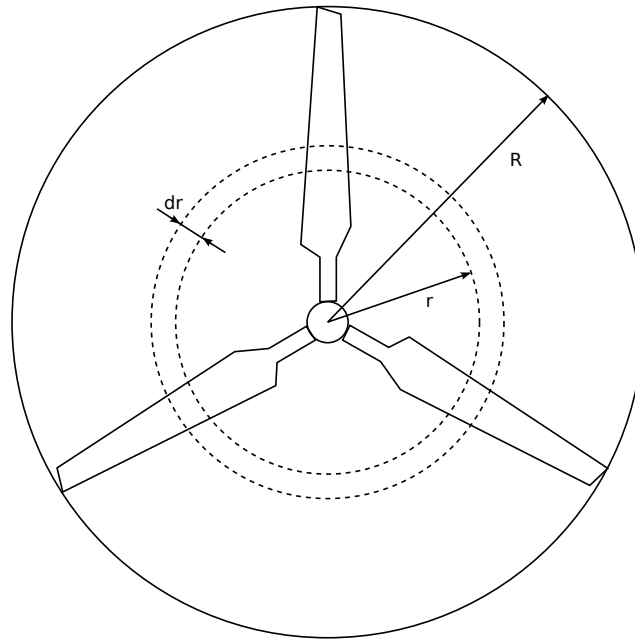


Figura 2.4: Volume de controle angular: notação [7]

### 2.3.1.3 Blade Element Theory

A teoria do elemento de pá é um método que assume que as pás podem ser divididas em frações elementares ao longo do comprimento da pá de forma que cada uma delas receba fluxos de ar com características diferentes. A força associada a cada elemento de pá é a única responsável pela mudança de quantidade de movimento do vento que passa pelo anel percorrido pelo elemento assumindo-se assim uma não interação radial entre os escoamentos de elementos diferentes (condição válida se o fator de indução axial não variar radialmente), [3].

Em cada seção é feito um balanço de forças envolvendo as forças aerodinâmicas e a força de impulso e binário provocado pelo vento.

A força de sustentação por unidade de comprimento é perpendicular à velocidade relativa

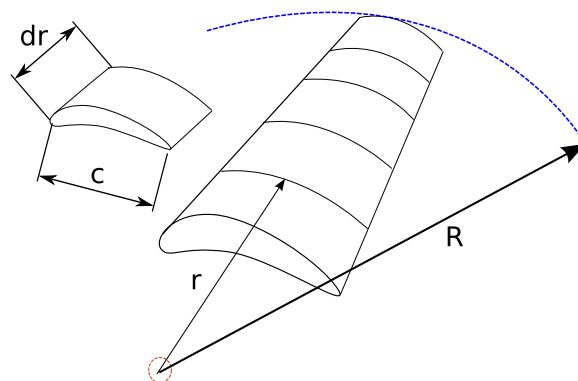


Figura 2.5: Esquema dos vários elementos da pá baseados em BET [7]

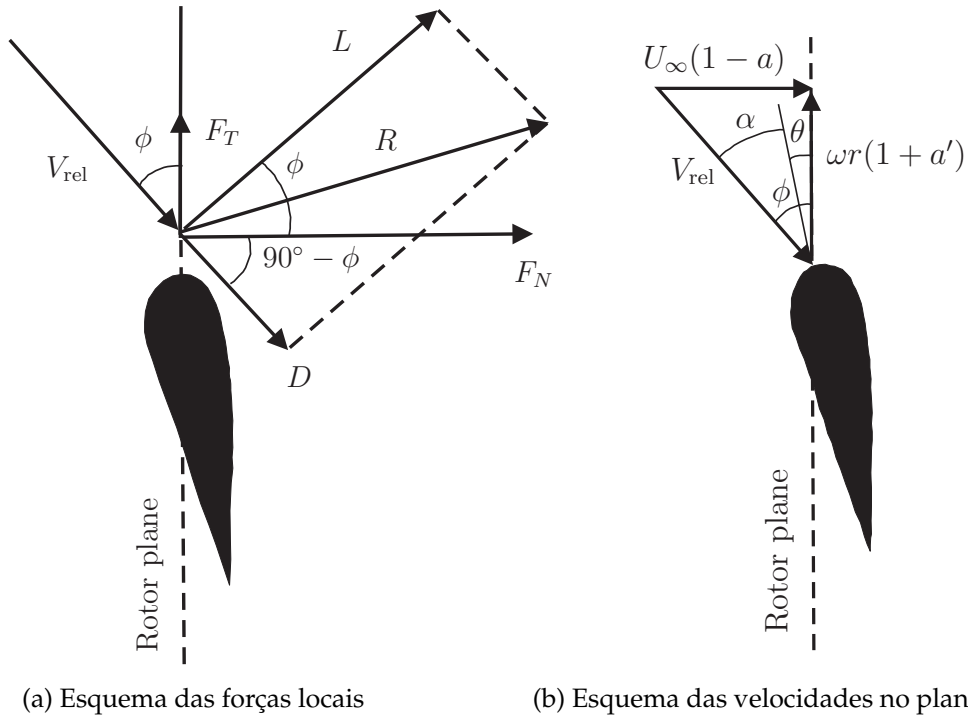


Figura 2.6: Esquema de forças e velocidades na pá de uma turbina eólica [5]

do vento (Figura 2.6a) e é dada por:

$$L = \frac{\rho c}{2} V_{rel}^2 C_L \quad (2.3)$$

onde  $c$  é o comprimento da corda do perfil da pá,  $V_{rel}$  a velocidade relativa do vento e  $C_L$  o coeficiente aerodinâmico de sustentação. A força de arrasto por unidade de comprimento, que é a paralela à velocidade relativa (Figura 2.6a), é dada por:

$$D = \frac{\rho c}{2} V_{rel}^2 C_D \quad (2.4)$$

onde  $C_D$  representa o coeficiente aerodinâmico de arrasto. Depois de expressas as forças aerodinâmicas é necessário projetá-las de forma a obter a força tangencial e normal ao plano do rotor (forças que realmente interessam para o dimensionamento), Figura 2.6a.

$$F_N = L \cos(\phi) + D \sin(\phi) \quad (2.5)$$

$$F_T = L \sin(\phi) - D \cos(\phi) \quad (2.6)$$

Esta teoria requer que se conheçam à partida os coeficientes aerodinâmicos de arrasto e de sustentação. Estes são, geralmente, fornecidos em função do ângulo de ataque, Figura 2.6b, sendo expresso:

$$\alpha = \phi - \theta \quad (2.7)$$

em que  $\phi$  é definido (Figura 2.6b):

$$\tan(\phi) = \frac{(1-a)U_\infty}{(1+a')\omega r} \quad (2.8)$$

Na prática, estes coeficientes são obtidos a partir de testes em túneis de vento. Se  $\alpha$  for maior que 15° a pá não terá um bom funcionamento pois a camada limite na superfície de cima irá apresentar um regime turbulento, que resultará num acréscimo abrupto da força de arrasto e, em contrapartida, um decréscimo da força de sustentação, [5].

Depois de definidos os coeficientes é necessário também projectá-los:

$$C_N = C_L \cos(\phi) + C_D \sin(\phi) \quad (2.9)$$

$$C_T = C_L \sin(\phi) - C_D \cos(\phi) \quad (2.10)$$

Se o rotor tiver B pás e se se considerar, de novo, um volume de controlo anular de espessura  $dr$ , a força normal total numa dada secção a uma distância  $r$  do centro é dada:

$$dT = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_L \cos(\phi) + C_D \sin(\phi)) c dr \quad (2.11)$$

e o binário devido à força tangencial também a uma distância  $r$  do centro é dado:

$$dQ = B \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 (C_L \sin(\phi) - C_D \cos(\phi)) cr dr \quad (2.12)$$

#### 2.3.1.4 Blade Element Momentum Theory

Se se igualar as expressões, 2.1 a 2.11 e 2.2 a 2.12 e se definir o *coeficiente de solidez* como o rácio entre a área das pás, projetada no plano do rotor, e a área varrida pelo rotor no seu movimento de rotação, expresso por:

$$\sigma'(r) = \frac{c(r)B}{2\pi r} \quad (2.13)$$

obtém-se para a força normal e para o binário as seguintes expressões:

$$dT = BF_N dr = \frac{1}{2} \rho B \frac{U_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2(\phi)} c C_N dr \quad (2.14)$$

$$dQ = rBF_T dr = \frac{1}{2} \rho B \frac{U_\infty (1-a)\omega r (1+a')}{\sin(\phi)\cos(\phi)} c C_T r dr \quad (2.15)$$

Por fim, obtém-se também as expressões para cada um dos fatores de indução:

$$a = \frac{1}{\frac{4\sin^2(\phi)}{\sigma' C_N} + 1} \quad (2.16)$$

$$a' = \frac{1}{\frac{4\sin(\phi)\cos(\phi)}{\sigma' C_T} - 1} \quad (2.17)$$

Como cada volume de controlo é independente, cada elemento é tratado separadamente. Para cada elemento, o algoritmo para se obterem as forças locais pode ser dividido em, [5] :

1. Assumir um valor para  $a$  e  $a'$ , tipicamente  $a = a' = 0$ ;
2. Calcular o ângulo relativo do vento,  $\phi$ , usando (2.8);
3. Calcular o ângulo de ataque,  $\alpha$ , recorrendo a (2.7);
4. Introduzir os valores de  $C_L(\alpha)$  e  $C_D(\alpha)$  para o tipo de perfil (aerofólio) usado;
5. Calcular os coeficientes aerodinâmicos projetados  $C_N(\alpha)$  e  $C_T(\alpha)$  a partir de (2.9) e (2.10);
6. Calcular  $a$  e  $a'$  usando (2.16) e (2.17);
7. Se o valor de  $a'$  e  $a$  tiver uma mudança muito brusca ou não convergir deve-se voltar ao passo 2, se não deve-se continuar o procedimento;
8. Por fim, calcular as forças locais para cada elemento da pá.

Numa implementação em elementos finitos, as cargas em cada elemento da pá são transformadas para o respetivo nó no modelo estrutural. É possível também usar mais elementos na teoria *BET* do que no modelo de elementos finitos, sendo preciso integrar essas forças para os nós disponíveis nesse mesmo modelo [5]. Rigorosamente, esta teoria só é aplicável se as pás tiverem um escoamento uniforme, isto é, se  $a$  for uniforme. No caso de este o não ser, há uma interação radial e troca de quantidade de movimento entre os escoamentos passando por elementos de pás vizinhos, não sendo assim, a força axial unicamente devida à queda de pressão no rotor. No entanto, na prática, o erro de se utilizar a teoria *BET* em escoamentos não uniformes é muito pequeno.

Este modelo apresentado, anteriormente, pode ser alvo de modificações de forma a melhorar a solução obtida. Normalmente, as modificações feitas partem dos seguintes pressupostos, [5]:

- Modelação instável do escoamento: carregamentos da pá e ventos instáveis;
- Acréscimo de escoamentos inclinados em relação ao rotor (*yaw model*);
- Aerodinâmica da pá instável: modelos semi-empíricos para o efeito *stall* (redução da força de sustentação com o aumento do ângulo de ataque).

Apesar das suas limitações, é bastante útil e é, sem dúvida, a melhor ferramenta disponível para se obter uma primeira aproximação da força de impulso, do binário e da eficiência para uma vasta gama de condições de serviço.

### 2.3.1.5 Outras forças

Se o valor da massa for conhecido então torna-se bastante direto calcular as forças devido ao peso e as forças centrífugas e giroscópicas. No entanto, como a massa introduz cargas que só podem ser calculadas se for conhecido o espectro total de forças, é necessário fazer várias iterações no dimensionamento da estrutura, [5].

- **Força Gravítica**

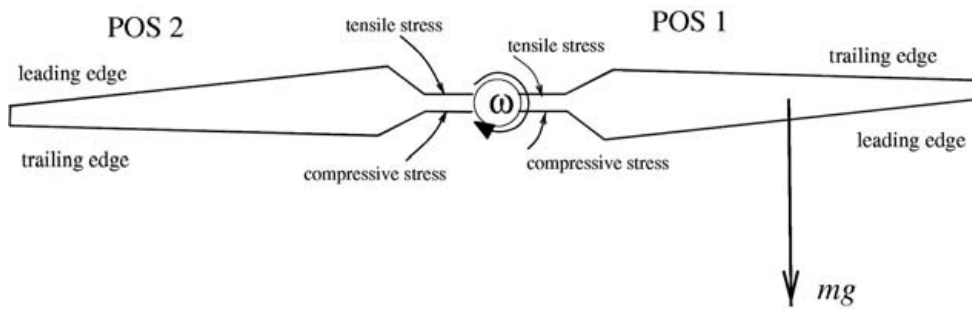


Figura 2.7: Carregamento devido ao campo gravítico terrestre [9]

Naturalmente, o peso de todos os diferentes componentes tem que ser tomado em consideração para ser feita uma correta análise. No caso do rotor e das pás, além do peso destas ser bastante significativa, é preciso também ter em conta o peso dos componentes de ligação. Devido à rotação do rotor, o peso da pá provoca uma variação sinusoidal das forças de tração e compressão ao longo do comprimento desta (Figura 2.7) mas, principalmente, uma variação do momento em torno da direção da corda (*chordwise*) que é definido por  $\int_0^R m(r)r dr$  [8]. Como em qualquer outro tipo de estrutura, quando há um aumento de dimensões, maior é a força gravítica associada, sendo que os efeitos destas forças tornam-se ainda mais evidentes no caso do rotor em rotação onde ocorre alternância de cargas, [6].

Este carregamento alternado ocorre entre  $10^7$  a  $10^8$  ciclos durante a vida em serviço da turbina eólica, assumindo que a velocidade do rotor varia entre 20 e 50 rpm e a vida em serviço, como já referido, é estipulada entre 20 a 30 anos. Para se ter uma noção, um número de  $10^6$  ciclos de carregamento é atingido passado, apenas, 1000 horas de tempo de serviço, sendo que a partir deste valor o material, por exemplo aço, pode ser apenas sujeito a tensões do nível da sua tensão limite de fadiga. Assim, conjuntamente com a turbulência do vento, a influência da força gravítica torna-se num dos principais fatores em termos de fadiga das pás de uma turbina eólica, [6].

Como em qualquer outro tipo de estrutura, quando há um aumento de dimensões, maior é a força gravítica associada, sendo que os efeitos destas forças tornam-se ainda mais evidentes no caso do rotor em rotação (alternância de cargas), [5].

Para tentar compensar estes momentos fletores alternados, tentou-se instalar uma espécie de articulação na raiz de cada pá. Contudo, esta implementação não foi bem-sucedida já que além de ser bastante cara e dispendiosa, traz problemas dinâmicos adicionais. Se o diâmetro do rotor for bastante grande, esta implementação pode ser uma solução apesar de que, hoje em dia, o mais comum é reduzir o peso natural de cada uma das pás usando materiais com maior resistência específica mas com um custo mais elevado, como as fibras de carbono e de vidro, [6].

- **Forças de Inércia**

A força de inércia ocorre, por exemplo, quando o rotor sofre uma aceleração/desacelera-



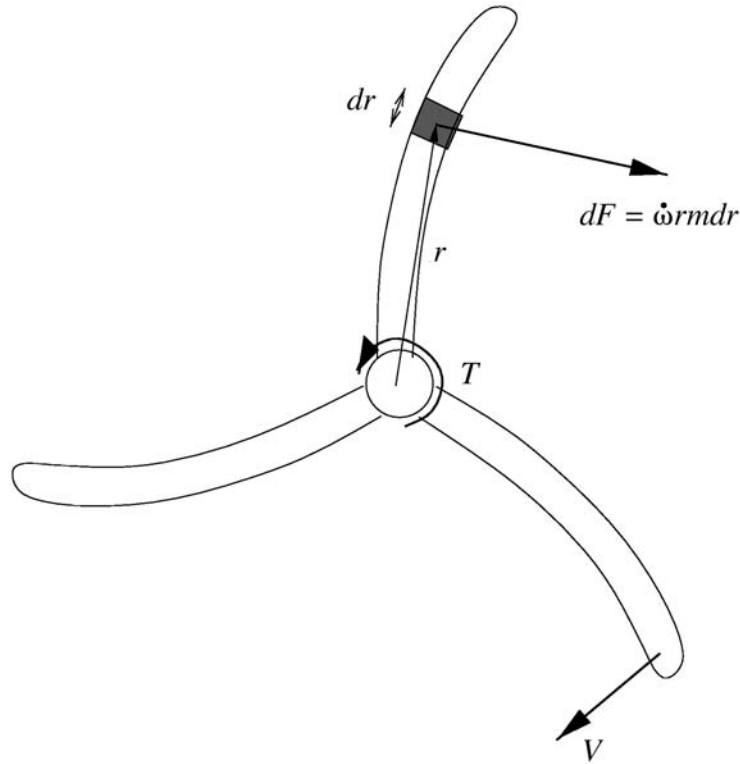


Figura 2.8: Força devido à travagem do rotor [9]

ção. Um caso prático é quando este sofre uma travagem, onde um momento de travagem  $T'$  é aplicado ao veio do rotor. Assim, numa pequena seção da pá irá ser aplicada uma força  $dF$  no sentido da rotação como é indicado na figura 2.8 e que é expressa por:

$$dF = \dot{\omega} r m dr \quad (2.18)$$

onde  $m$  representa a massa por comprimento da pá,  $r$  o raio desde o eixo de rotação à seção em análise,  $dr$  o comprimento dessa mesma seção e  $\dot{\omega} = \frac{d\omega}{dt}$  a aceleração angular. Esta última pode ser definida a partir de:

$$T' = I \frac{d\omega}{dt} \quad (2.19)$$

onde  $I$  representa o momento de inércia do rotor.

Outro tipo de força de inércia decorre da existência de força centrífuga: para uma estrutura rígida da pá em rotação com o seu eixo perpendicular ao eixo de rotação, as forças centrífugas irão provocar uma força de tração nessa mesma pá que para um raio  $r^*$  é dada pela expressão  $\Omega^2 \int_{r^*}^R m(r)r dr$ , em que  $\Omega$  representa a velocidade angular da pá do rotor, [8].

A velocidade relativa em relação à rotação do rotor é baixa e, por isso, as forças centrífugas não são significativas. Contudo, se for necessário contabilizar este tipo de forças

é preciso ter em conta que a força de impulso provoca deflexão nas pás na direção do vento e, com isso, as forças centrífugas geram momentos fora do plano, opostos aos gerados pela força de impulso. Esta redução é conhecida por *centrifugal relief*. O efeito destas forças é mais evidente em casos em que a pá é flexível. Em termos de modelação, as forças centrífugas são calculadas com base nos deslocamentos para que o efeito descrito em cima seja tido em conta, [5].

- **Forças Giroscópicas**

Quando o rotor da turbina roda para se orientar segundo o vento (*yawing*), as pás são sujeitas a cargas giroscópicas perpendiculares ao plano de rotação. A título de exemplo, considera-se o ponto A, a uma altura  $z$  e rodando no sentido dos ponteiros do relógio a uma velocidade  $\Omega$  rad/s como ilustrado na figura 2.9. A componente horizontal da velocidade instantânea do ponto devido à rotação do rotor é  $\Omega z$ .

Supondo agora que o rotor roda no plano (para se orientar segundo o vento) a uma velocidade  $\Lambda$  rad/s então, é possível demonstrar que a aceleração desse mesmo ponto relativamente ao vento é  $2\Omega\Lambda z$ , supondo que o rotor é rígido. Integrando a força de inércia resultante ao longo do comprimento da pá obtém-se a seguinte expressão para o momento fletor fora do plano:

$$M_Y = \int_0^R 2\Omega\Lambda z r m(r) dr = 2\Omega\Lambda \cos(\psi) \int_0^R r^2 m(r) dr = 2\Omega\Lambda \cos(\psi) I_B \quad (2.20)$$

onde  $I_B$  representa o momento de inércia da pá em relação à sua raiz. Uma rotação rápida leva a grandes momentos giroscópicos que atuam segundo o eixo do rotor. Na prática, o controlador é programado para que esta rotação do rotor seja lenta para que o efeito destes momentos sejam desprezáveis, [8].

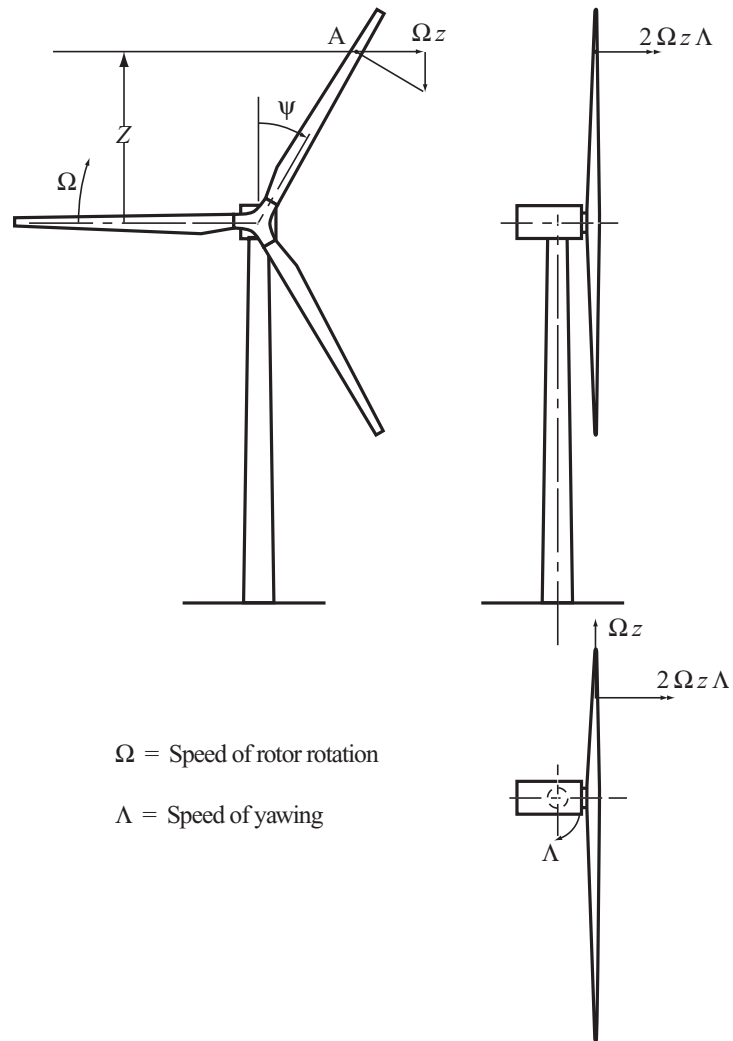


Figura 2.9: Aceleração giroscópica de um ponto durante a rotação do rotor (*yawing*) [8]



# Capítulo 3

---

## Fadiga

---

### 3.1 Introdução

Maioritariamente, os componentes e estruturas utilizados em Engenharia são construídos em materiais com comportamento elástico. Na presença de uma sollicitação exterior sofrem deformações que são eliminadas após esta ser retirada. Contudo, na vizinhança de singularidades geométricas ou em situações de sobrecarga é possível atingir níveis de tensão superiores à tensão limite de elasticidade dos materiais. Nestes casos não será possível recuperar a situação inicial, ficando o componente com uma deformação residual permanente a que corresponde uma distribuição das tensões internas diferente do inicial. Assim, o carregamento posterior irá gerar estados de tensão que se adicionam aos existentes gerando tensões que poderão exceder os limites do material mesmo que a carga se mantenha abaixo do seu limite de projeto.

Na presença de singularidades geométricas e/ou materiais com aplicação repetida de cargas cíclicas, mesmo sendo de baixa amplitude, poderá provocar deformações permanentes. Estas deformações alteram localmente a distribuição de tensões e as propriedades dos materiais e podem, ao fim de algum tempo, conduzir ao colapso do componente ou estrutura sendo este fenómeno conhecido por *fadiga*, [10].

Um componente apresenta uma falha por fadiga quando é sujeito a uma tensão cíclica ou variável no tempo, sofrendo rotura para níveis de tensão inferiores aos valores limites do material. Este fenómeno resulta, portanto, de uma repetição de sollicitações suficientemente pequenas para que, de uma forma isolada, não provoquem a rotura mas sim a diminuição da resistência dos componentes. A importância deste fenómeno aumentou de tal forma que 80 a 90% das falhas em serviço observadas em peças ou estruturas são devidas a fadiga com tensões nominais inferiores à tensão de cedência do material. O processo de fadiga envolve quatro fases distintas:

1. Nucleação da fenda;
2. Crescimento microscópico da fenda;
3. Propagação macroscópica;
4. Rotura final.

Em termos de duração, as duas primeiras fases constituem o período de iniciação de uma fenda numa determinada região do material enquanto a fase de propagação macroscópica constitui grande parte do período de vida do componente. Para se verificar o processo de fadiga é necessário que exista ou se inicie uma fenda numa dada região do material, havendo propagação desta podendo conduzir à rotura final, [10].

## 3.2 Fadiga em Pás de Turbinas Eólicas

Devido à sua própria natureza, uma turbina eólica é sujeita a um grande número de cargas cíclicas. O limite inferior do número de ciclos de tensão que produzem fadiga em vários componentes é proporcional ao número de rotações da pá durante o tempo em serviço da turbina. O número total de ciclos,  $n_L$ , é dado por:

$$n_L = 60 \times k \times n_{rotor} \times H_{op} \times Y \quad (3.1)$$

onde  $k$  é o número de contabilização de ciclos por rotação,  $n$  a velocidade de rotação do rotor,  $H_{op}$  as horas em serviço durante um ano e  $Y$  os anos de serviço da turbina. O valor de  $k$  varia consoante o componente analisado: para a pá o valor deverá ser, pelo menos, igual a 1 enquanto para a caixa de acionamento ou a torre deve ser igual ao número de pás existentes. Para se ter uma noção, um rotor com uma velocidade de rotação de, aproximadamente, 30 rpm operando durante 4000 horas por ano deve sofrer mais de  $10^8$  ciclos em 20 anos de serviço, [3].

### 3.2.1 Técnicas de Análise de Fadiga

Ao longo do tempo, várias técnicas foram desenvolvidas para estimar o dano feito pelo fenómeno de fadiga. A maior parte destas técnicas desenvolvidas eram apenas aplicáveis a materiais metálicos tendo sido, no entanto, estendidas para outro tipo de materiais, tais como os compósitos, [3].

Para se estimar a vida em fadiga de uma turbina eólica são necessários três aspetos:

1. Propriedades da vida em fadiga apropriadas ao material em estudo;
2. Um modelo ou teoria que possa ser usada para determinar o dano sofrido pelo material devido às cargas aplicadas;
3. Um método para caracterizar as forças a que o componente está sujeito durante a sua vida em serviço.

#### *Caraterização da vida em fadiga*

A resistência à fadiga de um material é testada sujeitando, sucessivamente, provetes com um carregamento (usualmente sinusoidal) até à rotura. Depois de realizados os ensaios, os resultados dos dados são, normalmente, representados numa curva  $S-N$ , onde  $S$  se refere à tensão e  $N$  ao número de ciclos até à rotura, isto é, uma curva tensão *vs.* número de ciclos. Na Figura 3.1 é ilustrada uma típica curva  $S-N$ .

Para além desta, existem as curvas  $S-N-P$  que se baseiam numa representação  $\epsilon - N$  sendo, essencialmente, uma representação  $\log\text{-}\log$  das curvas  $S-N$  intercetada com uma distribuição de Weibull, isto é:

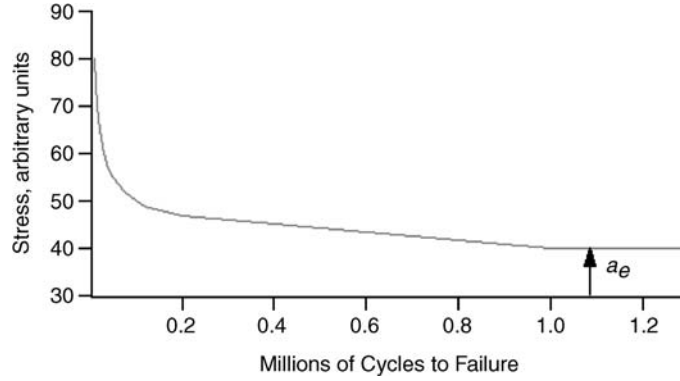


Figura 3.1: Típica curva S-N em materiais compósitos [3]

$$\epsilon = \beta \frac{(-\ln P(N))^{\frac{1}{\alpha}}}{((N - A)C)^S} \quad (3.2)$$

onde  $\alpha$  e  $\beta$  são parâmetros de Weibull,  $P$  a probabilidade de rotura e  $A$  e  $C$  são o declive e interceção com a curva log-log  $S-N$ .

O número de ciclos de aplicação da carga até à rotura ( $N_r$ ) ou, simplesmente, duração ou tempo de vida de um dado componente corresponde à soma do número de ciclos para a iniciação da fenda ( $N_i$ ) com o número de ciclos de propagação ( $N_p$ ):

$$N_r = N_i + N_p \quad (3.3)$$

em que  $N_i$  está fortemente condicionado por fatores como o acabamento superficial, concentração de tensões ou até mesmo pelo nível de tensões instalado. Se este nível for elevado e houver concentração de tensões significativas, o período de iniciação é curto. Por outro lado, se for reduzido e, praticamente, não houver concentração de tensões, então o período de iniciação fica mais longo, podendo até ser mais longo que o período de propagação, [10].

Como já foi referido anteriormente, outro conceito importante é o de ciclo de tensão. Este é entendido como a variação da tensão aplicada com o tempo ou com o número de ciclos de aplicação da carga. Os principais tipos de ciclos de tensão de fadiga podem dividir-se em dois grandes grupos:

- Ciclos com amplitude de tensão constante;
- Ciclos com amplitude de tensão variável.

Num ciclo de tensão, a amplitude da tensão ou tensão alternada ( $\sigma_a$ ) é definida como a diferença entre a tensão máxima ( $\sigma_{max}$ ) ou mínima ( $\sigma_{min}$ ) e a tensão média ( $\sigma_m$ ), isto é:

$$\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_m \quad (3.4)$$

Por outro lado, a tensão média define-se como a semi-soma da tensão máxima com a tensão mínima:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.5)$$

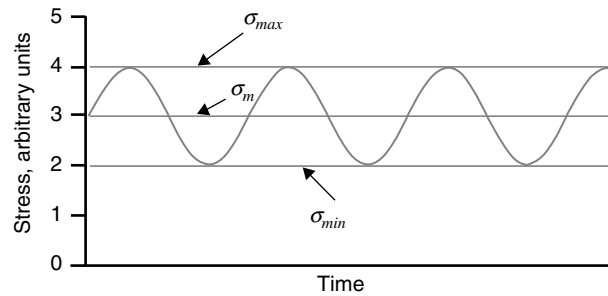


Figura 3.2: Tensão alternada com uma tensão média não nula [3]

Assim, é possível reescrever a amplitude de tensão alternada como:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.6)$$

Na Figura 3.2 estão representadas estas grandezas para o caso onde a tensão média é não nula.

De forma a facilitar, geralmente, quantifica-se a tensão média pela razão de tensões,  $R$ , [3]:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (3.7)$$

Quando a amplitude de tensão é variável podem considerar-se duas situações distintas:

1. Considerar a tensão variável por blocos, isto é, considerar uma sucessão de ciclos de tensão cuja amplitude é constante em cada bloco e é caracterizado por um determinado número de ciclos, tensão máxima e mínima;
2. Considerar o ciclo irregular ou aleatório, ou seja, não existe uma lei definida entre as tensões e o tempo. Geralmente, este é o tipo de ciclo que mais frequentemente provoca fadiga sendo, também, o mais difícil de se analisar (muitas vezes para simplificar são considerados ciclos de amplitude de tensão constante definida com uma certa margem de segurança).

Na maioria dos casos, o ciclo de vida de uma pá de uma turbina eólica é controlado pela sua resistência à fadiga. Embora seja relativamente fácil quantificar esta resistência de materiais presentes em estruturas (como materiais compósitos), em caso de carregamentos de amplitude constante relacionar a resistência à fadiga do material ao componente em estudo (neste caso a pá) torna-se bastante complexo. Isto deve-se ao facto de a variação do carregamento ao longo do tempo ter uma amplitude variável. Em outras palavras, a variação no tempo da carga causada pelo vento é irregular e estocástica, afetando assim a vida em fadiga do componente. O procedimento usado para relacionar a resistência à fadiga do material com a vida do componente é baseado num método de contagem de ciclos, geralmente o algoritmo Rainflow, num diagrama de Goodman capaz de ter em conta o efeito da tensão/deformação média na vida à fadiga do material e, por fim, numa lei de acumulação de dano, nomeadamente, a lei de Miner, [11].



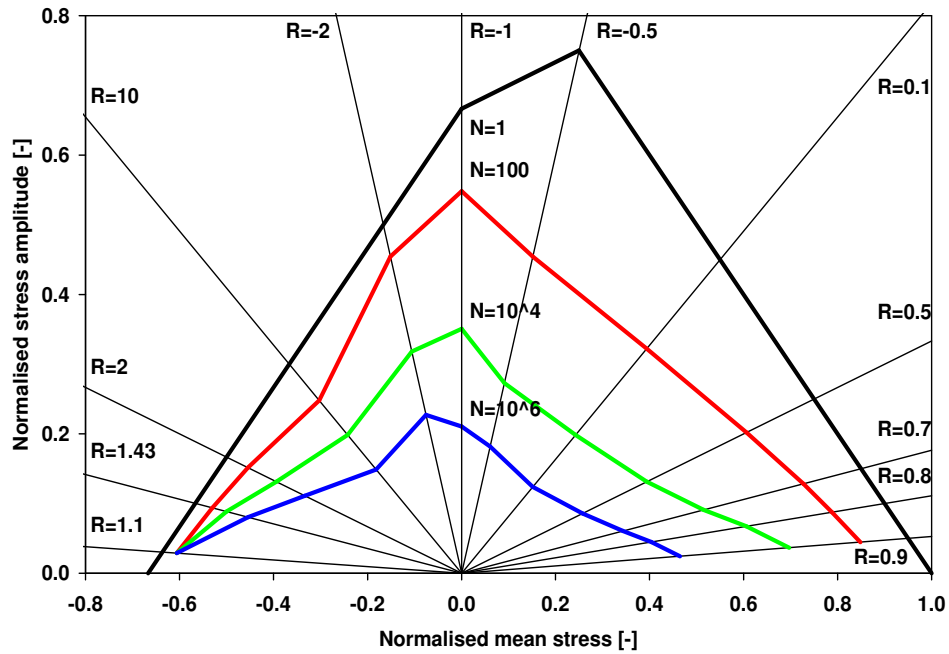


Figura 3.3: Exemplo de um diagrama de Goodman [12]

**Diagrama de Goodman**

Os testes de fadiga podem também ser realizados segundo uma variação da tensão média e da amplitude (ou o valor de R). Os resultados podem ser apresentados por uma curva S-N, como já referido anteriormente, ou por um diagrama de *Goodman*. Este tipo de diagrama representa curvas do tipo amplitude de tensão *vs.* tensão média (Figura 3.3), sendo que, por vezes, estas são normalizadas pela tensão de rotura do material.

Todos os pontos com um valor de R constante encontram-se numa reta que passa pela origem, isto é, por um ponto onde a amplitude e tensão média são nulas. A solitação alternada pura (R = -1) corresponde ao eixo vertical. Do lado esquerdo e direito deste eixo, a vida em fadiga é limitada pela tensão de rotura correspondente à compressão e tração, respetivamente. Na Figura 3.3 as curvas são representadas para 10<sup>5</sup>, 10<sup>6</sup> e 10<sup>7</sup> ciclos, tendo este material um diagrama simétrico, ao contrário dos compósitos em fibra de vidro que tipicamente apresentam um assimétrico como se pode observar na Figura 3.4 (baseado na deformação em vez de tensão).

Como já referido, a vida em fadiga para uma dada tensão alternada depende do valor de R e à medida que a tensão média aumenta, o valor desta diminui. Esta relação é pode ser descrita pelo critério de Goodman dado por:

$$\sigma_a = \sigma_{f0} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_r}\right)^c \tag{3.8}$$

onde  $\sigma_{f0}$  representa a tensão limite de fadiga e c um expoente que depende do material mas que, geralmente, é assumido como 1, [3].

**Modelo de Dano em Fadiga - Lei de Miner**

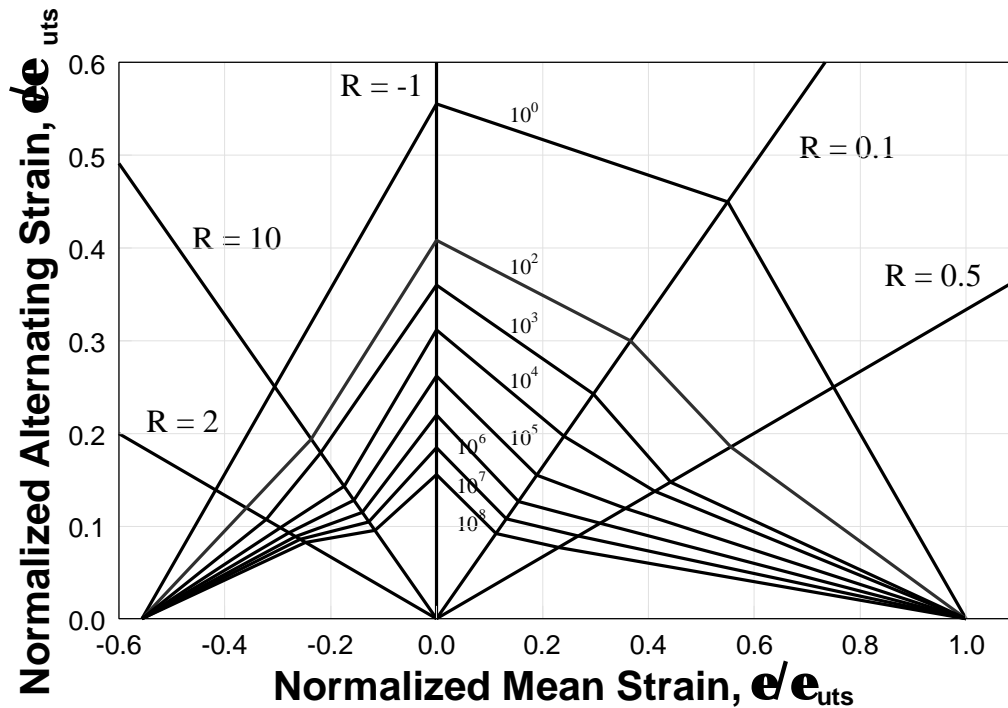


Figura 3.4: Diagrama de Goodman para um compósito em fibra de vidro [13]

Se um material é sujeito a um número de ciclos de solicitação  $\sigma_a$  inferior ao número necessário para causar a rotura então o material irá sofrer uma deterioração da sua resistência sem que, no entanto, este fracture. Posto isto, interessa saber qual o número de ciclos de uma outra solicitação a que o material ainda pode resistir sendo que, este número é necessariamente menor que a vida à fadiga, já que este se encontra danificado.

Estudos realizados por Palmgren e, posteriormente, por Miner demonstraram que os danos se acumulam de modo linear e a rotura final da peça é verificada quando:

$$\sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} > 1 \quad (3.9)$$

onde  $n_i$  é o número de ciclos aplicado e  $N_i$  o número de ciclos para causar rotura devido a uma solicitação "i". Exemplificando, supondo que um material é sujeito a quatro ciclos cada um com magnitude de 1, 2 e 3 unidades de tensão que, em termos de vida, correspondem a 20, 16 e 10 ciclos, respetivamente. O dano acumulado devido a estes 12 ciclos é:

$$D = \frac{4}{20} + \frac{4}{16} + \frac{4}{10} = 0,85 \quad (3.10)$$

Ou seja, a rotura por fadiga não se verifica pois:

$$\sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = D < 1 \quad (3.11)$$

Sendo a margem de segurança igual a  $1 - D$ .

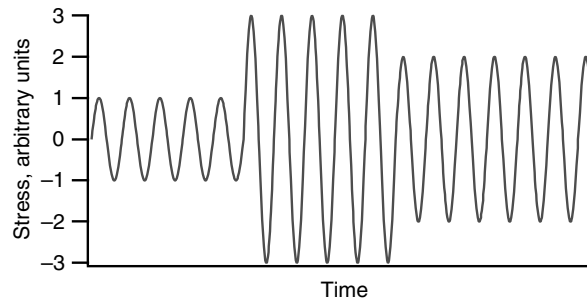


Figura 3.5: Variação da tensão ao longo do tempo em forma de blocos [3]

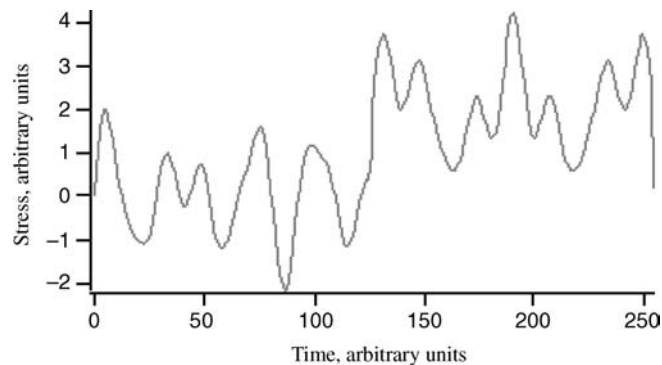


Figura 3.6: Variação aleatória da tensão ao longo do tempo [3]

### *Método de Contagem de Ciclos - Algoritmo Rainflow*

Quando as cargas não são aplicadas em blocos, Figura 3.5 mas sim de uma forma mais aleatória, torna-se mais difícil identificar os ciclos, Figura 3.6, [6].

Na literatura é possível encontrar-se várias definições de contagem de ciclos, tais como: ciclo *Rainflow*, ciclo *peak-valley*, ciclo *mean-crossing*, ciclo *peak*. Depois de comparados, conclui-se que o método de *Rainflow* é aquele que leva a previsões mais próximas dos valores reais. Este foi criado para registar as variações (rápidas e lentas) da carga formando ciclos constituídos por pares ordenados com o menor mínimo e o maior máximo (mesmo se entre eles existirem extremos intermédios).

O sinal de tensão, para se trabalhar com o método de *Rainflow*, deve ser expresso, unicamente, por mínimos e máximos, isto é, o processo de carga deve ser caracterizado apenas por uma sequência de extremos locais, denominado por *turning points* ou pontos de viragem, combinando máximos e mínimos, formando meios ciclos.

Assim, o gráfico da história da tensão ou deformação em função do tempo, aparece com o eixo deste último orientado verticalmente, sendo o sentido positivo para baixo (rotação de 90 no sentido dos ponteiros do relógio). Às linhas que fazem a união dos picos de tensão assume-se que são telhados de pagodes, Figura 3.7, [10].

Posto isto, a este método são impostas algumas regras capazes de definir meios ciclos. Sucessivamente, o fluxo começa no interior de cada pico de tensão, seja máximo ou mínimo. Àquele que começa em cada pico é-lhe permitido escorrer "gota a gota" e continuar, exceto:

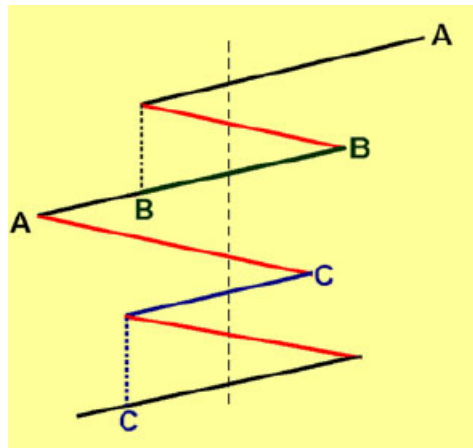


Figura 3.7: Aplicação do algoritmo *Rainflow* [11]

- Iniciando num mínimo, deve parar quando encontrar outro mínimo menor em relação àquele de onde partiu;
- Iniciando num máximo, deve parar quando encontrar outro máximo maior em relação àquele de onde partiu;

Além disto, o fluxo de chuva deve parar quando encontra chuva vinda de um telhado superior e um percurso novo não é iniciado enquanto o anterior não for concluído. Por fim, as extremidades da metade de um ciclo são definidas pelo o início e o fim de cada caminho, onde para se formar ciclos completos se combinam os meios ciclos com variação de tensão igual, [10].

Resumindo, o método de contagem de ciclos Rainflow foi desenvolvido para identificar ciclos de tensão alternada e tensão média ao longo do tempo devido a um carregamento aleatório e variável. Uma vez que estas tensões sejam definidas, é possível convertê-las para um caso de tensão alternada com uma tensão média nula, sendo que o dano pode ser estimado usando a lei de Miner, como já referido anteriormente. Este método é mais utilizado em casos em que os dados são baseados em deformação do que em tensão e, é aplicável tanto para a zona elástica e plástica do material. Para a maioria das aplicações das turbinas eólicas, o material situa-se na sua região elástica e, portanto, tanto os valores em deformação como em tensão podem ser utilizados, [3].

# Capítulo 4

---

## Modelação em Elementos Finitos

---

### 4.1 Cálculo das forças locais

No capítulo 2 é abordado um dos métodos mais utilizados para o cálculo das forças aerodinâmicas na pá do rotor de uma turbina eólica, o BEMT. Este é o resultado da junção de dois outros métodos e a sua resolução numérica não é direta: inicialmente é preciso calcular os fatores de indução recorrendo a um processo iterativo (descrito na secção 2.3.1) e só, posteriormente, é realizado o cálculo das respetivas forças aerodinâmicas ao longo do raio da pá. Com isto, para se obterem estas grandezas é necessário definir-se alguns parâmetros que se encontram na tabela 4.1.

Depois da definição destes parâmetros e da divisão da pá em 10 elementos (figura 4.1) é possível então, recorrendo às expressões 2.7, 2.8, 2.9, 2.10, 2.13, resolver o processo iterativo de onde saiem os dois fatores de indução dados pela expressão 2.16 e 2.17. Por fim, resolvem-se as equações diferenciais 2.14 e 2.15 para cada intervalo de cada elemento, isto é, por exemplo para o primeiro elemento:

$$T = \int_{r_h}^{r_1} BF_N dr = \int_{r_h}^{r_1} \frac{1}{2} \rho B \frac{U_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2(\phi)} cC_N dr \quad (4.1)$$

$$Q = \int_{r_h}^{r_1} rBF_T dr = \int_{r_h}^{r_1} \frac{1}{2} \rho B \frac{U_\infty (1-a) \omega r (1+a')}{\sin(\phi) \cos(\phi)} cC_T r dr \quad (4.2)$$

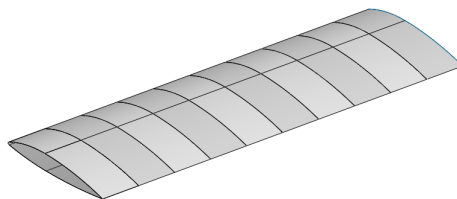


Figura 4.1: Comprimento da pá dividida em 10 elementos

Tabela 4.1: Parâmetros definidos [3]

Parâmetro	Descrição/Valor
Perfil da secção da pá	NACA 63.4XX series
$D$	62 m
$n_{max}$	19 rpm
$B$	3
$v_{max}$	55 m/s
$v$	10 m/s
$L$	26,5 m
$C_L(\alpha)^*$	0,6
$C_D(\alpha)^*$	0,45
$c$	2,47 m
$\theta$	0°
$\rho$	1,28 kg/m <sup>3</sup>

\*Obtidos a partir da representação gráfica  $C_L/C_D(\alpha)$ [14]

em que  $r_h$  é o raio do cubo e  $r_1$  é o raio relativo ao primeiro elemento. Os valores obtidos tanto para os fatores de indução como para as forças encontram-se na tabela 4.2 para os diversos raios ao longo do comprimento da pá.

De forma a simplificar a implementação destas forças no modelo em elementos finitos, assumiu-se que a área de cada elemento é, aproximadamente, retangular e dada por:

$$A_{elemento} = c.dr \quad (4.3)$$

Assim, se se dividir as forças obtidas pela área de cada elemento obtêm-se as pressões exercidas em cada elemento ao longo do comprimento da pá, figura 4.2 e tabela 4.3, tornando a sua implementação no software de MEF mais simples.

## 4.2 Implementação da geometria em elementos finitos

O software utilizado para a modelação em elementos finitos foi o ANSYS comercial. O primeiro passo do pré-processamento é importar a geometria (em formato *IGES*) e, de seguida, fazer um *extrude* das linhas de forma a se obter a pá com um comprimento de 26.5 metros, figura 4.5 e figura 4.6.

Depois de obtida a pá é necessário definir o tipo de elemento a ser utilizado. Como já foi referido anteriormente, o desempenho das pás da turbina eólica está, diretamente, ligada às propriedades do material presente na estrutura. Melhores desempenhos levam ao uso de materiais com maior resistência específica (mais leves) e, por isso, a maioria das estruturas das pás são fabricadas ocas. Com esta exigência estrutural, o elemento que melhor aproxima este tipo de realidade é o elemento do tipo *Shell*. Para este caso foi escolhido o elemento *Shell281* de 8 nós (figura 4.3) em vez do de 4 nós com o intuito de melhor aproximar as linhas curvas presentes no perfil da secção, figura 4.7, [15].

Mais detalhadamente, este tipo de elemento utiliza-se para estruturas com cascas finas e moderadamente finas. Apresenta 8 nós cada um com 6 graus de liberdade: translações segundo  $x$ ,  $y$  e  $z$  e rotações também segundo  $x$ ,  $y$  e  $z$ . É adequado para aplicações lineares, com grandes

Tabela 4.2: Valores obtidos para os fatores de indução e forças ao longo do raio da pá

<b>Raio</b> /m	<b>Fatores de Indução</b>	<b>Forças</b> /kN
$r = 5,825$	$a = 0,0057$ $a' = 0,0049$	$F_n = 0,7353$ $F_t = 0,0473$
$r = 8,475$	$a = -0,0100$ $a' = -0,0059$	$F_n = 1,1971$ $F_t = -0,1226$
$r = 11,125$	$a = -0,0233$ $a' = -0,0105$	$F_n = 1,7972$ $F_t = -0,3782$
$r = 13,775$	$a = -0,0357$ $a' = -0,0130$	$F_n = 2,5350$ $F_t = -0,7253$
$r = 16,425$	$a = -0,0476$ $a' = -0,0146$	$F_n = 3,4100$ $F_t = -1,1667$
$r = 19,075$	$a = -0,0593$ $a' = -0,0156$	$F_n = 4,4220$ $F_t = -1,7038$
$r = 21,725$	$a = -0,0706$ $a' = -0,0163$	$F_n = 5,5709$ $F_t = -2,3374$
$r = 24,375$	$a = -0,0818$ $a' = -0,0169$	$F_n = 6,8564$ $F_t = -3,0681$
$r = 27,025$	$a = -0,0928$ $a' = -0,0173$	$F_n = 8,2787$ $F_t = -3,8963$
$r = 29,675$	$a = -0,1036$ $a' = -0,0175$	$F_n = 9,8377$ $F_t = -4,8223$

Tabela 4.3: Valores obtidos para as pressões ao longo do raio da pá

<b>Raio</b> /m	<b>Pressão - Normal</b> /Pa	<b>Pressão - Tangencial</b> /Pa
5,825	112,3406	7,2302
8,475	182,8950	-18,7277
11,125	274,5676	-57,7730
13,775	387,2836	-110,8086
16,425	520,9702	-178,2457
19,075	675,5832	-260,3008
21,725	851,0984	-357,1030
24,375	1,0475e + 003	-468,7379
27,025	1,2648e + 003	-595,2670
29,675	1,5030e + 003	-736,7377

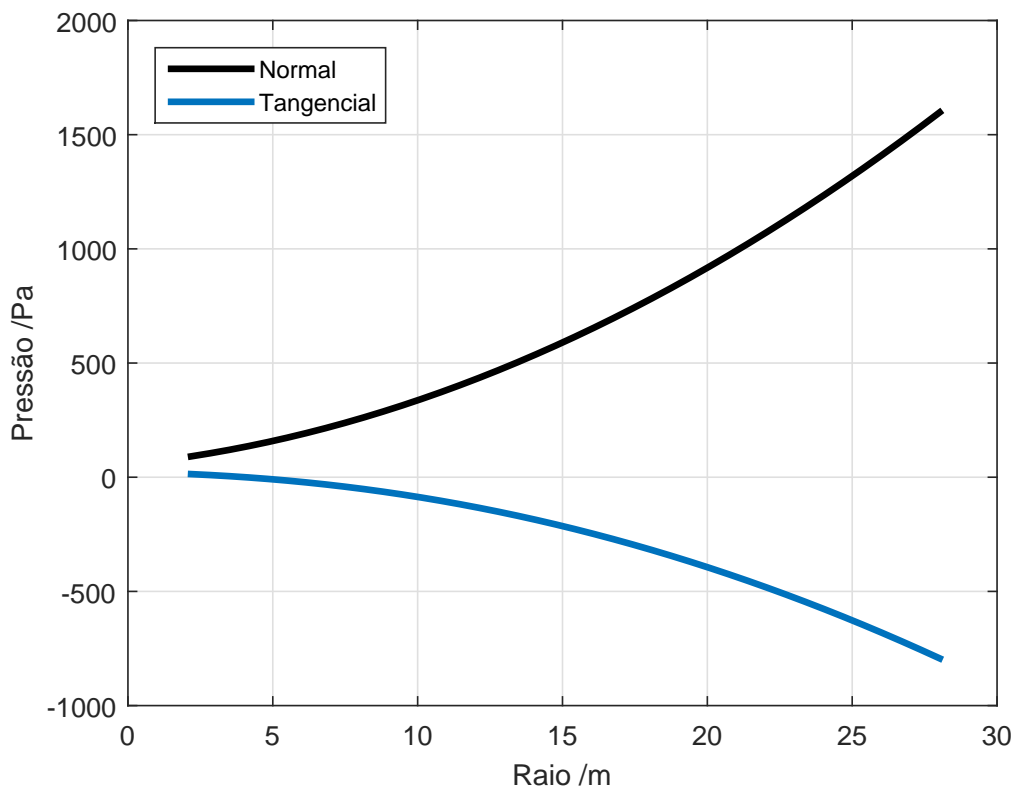


Figura 4.2: Distribuição das pressões ao longo do comprimento da pá



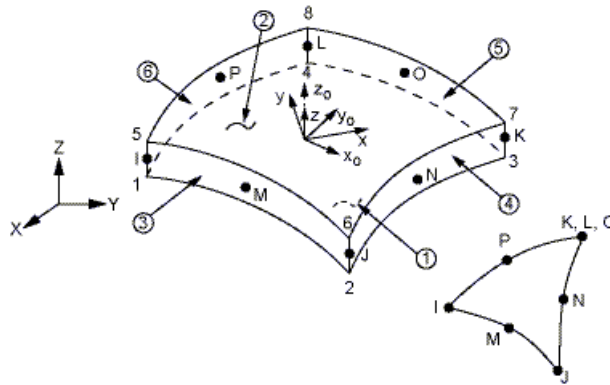


Figura 4.3: Representação da geometria do elemento *Shell281*

rotações e/ou grandes deformações não lineares. Também pode ser usado para modelação de cascas compósitas em camadas ou *sandwich*, sendo governada pela teoria de deformação de corte transversal de ordem superior (HSDT).

A seguir é necessário definir as propriedades e a espessura do material utilizado, neste caso um compósito de fibra de vidro reforçada [8], descrito na tabela 4.4. De referir que as fibras deste compósito são consideradas unidireccionais e, por isso, apenas se consideram as propriedades nessa direcção (material isotrópico).

Tabela 4.4: Propriedades da fibra de vidro reforçada utilizada [8]

Propriedade/Dimensão	Valor
Módulo de Elasticidade / <i>GPa</i>	38
Coefficiente de Poisson	0,3
Massa Volúmica / <i>kg.m<sup>-3</sup></i>	1850
Espessura / <i>mm</i>	5

Por fim, o último passo engloba:

- **Definir a malha:** foram definidos ao longo do comprimento da pá os 10 elementos já acima referidos, ao longo da largura definidos 4 e nas linhas curvas 5 elementos;
- **Aplicação das pressões nos devidos elementos:** para os perfis NACA está definido que para velocidades sub-sónicas de escoamento, o centro de aplicação das forças aerodinâmicas ou, simplesmente, centro aerodinâmico se encontra a um quarto do comprimento da corda como é ilustrado na figura 4.4. Recorrendo à Teoria dos Vetores Deslizantes é possível deslocar estas forças para a superfície permitindo, assim, aplicar as pressões nos elementos existentes à superfície;
- **Impor as condições fronteira:** para este tipo de análise, a única condição fronteira é a fixação da pá no cubo do rotor que se traduz num encastramento dos nós da face ilustrada na figura 4.8.

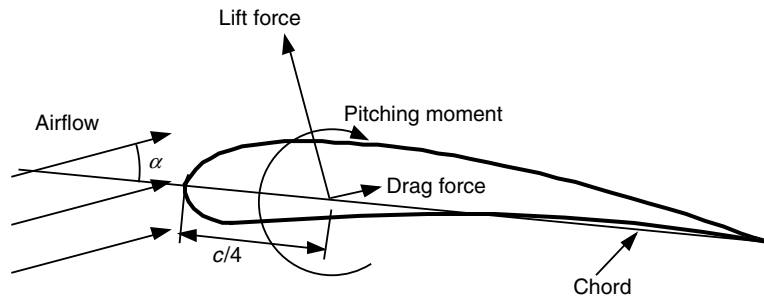


Figura 4.4: Posição do centro aerodinâmico [3]

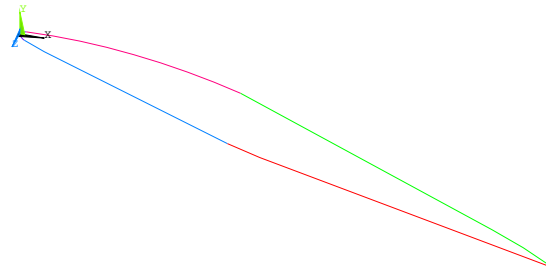


Figura 4.5: Geometria da secção do perfil da pá importado

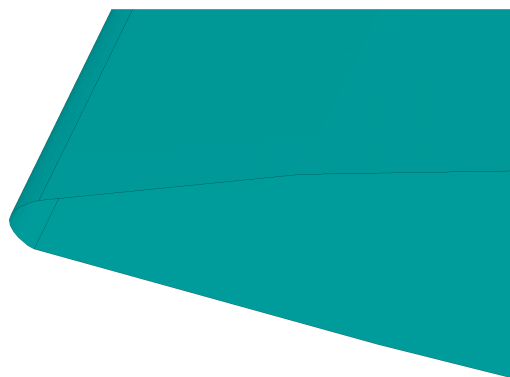


Figura 4.7: Linhas curvas presentes na geometria da pá

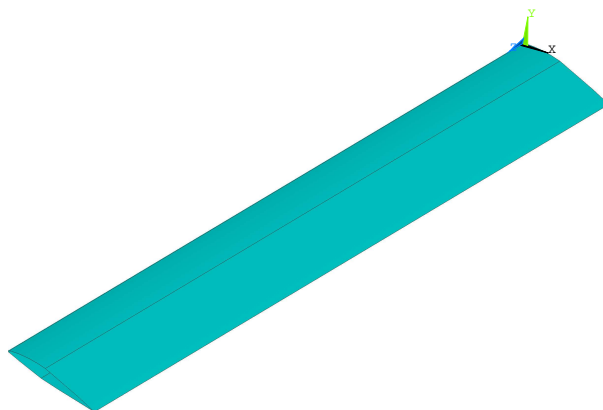


Figura 4.6: Geometria obtida da pá após o *extrude*

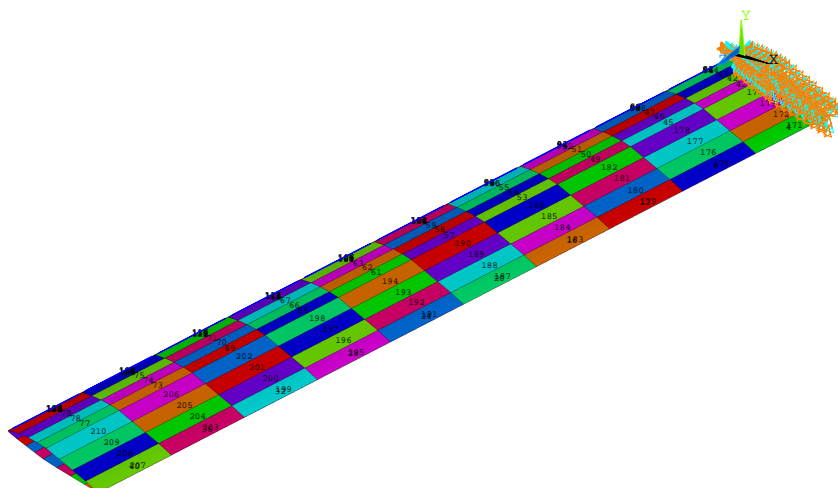


Figura 4.8: Pré-processamento da geometria da pá

### 4.3 Resultados obtidos a partir do MEF

Após o pré-processamento e recorrendo ao *solve* do software ANSYS é possível obter a solução, isto é, a distribuição de tensões e deformações devido, para já, só ao efeito da aplicação das pressões aerodinâmicas nos diversos elementos da pá.

Nas figuras 4.9/4.10, 4.12/4.13 e 4.15/4.16 estão representadas as distribuições das deformações normais segundo a direção  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respetivamente. As respetivas distribuições das tensões normais para essas mesmas direções encontram-se representadas nas figuras 4.11a/4.11b, 4.14 e 4.17a/4.17b.

Analisando a distribuição das deformações normais  $\epsilon_{xx}$  conclui-se que os valores máximos se encontram numa região perto da seção encastrada sendo esta distribuição praticamente simétrica na face superior e inferior da pá. O valor máximo tem um valor de  $518000 \mu\epsilon$  e na face inferior  $-377000 \mu\epsilon$ . Em termos de tensões, os valores máximos encontram-se também na zona de encastramento onde a face superior se encontra à compressão e a inferior à tração, ambas de intensidade máxima de, aproximadamente, 8.72 MPa.

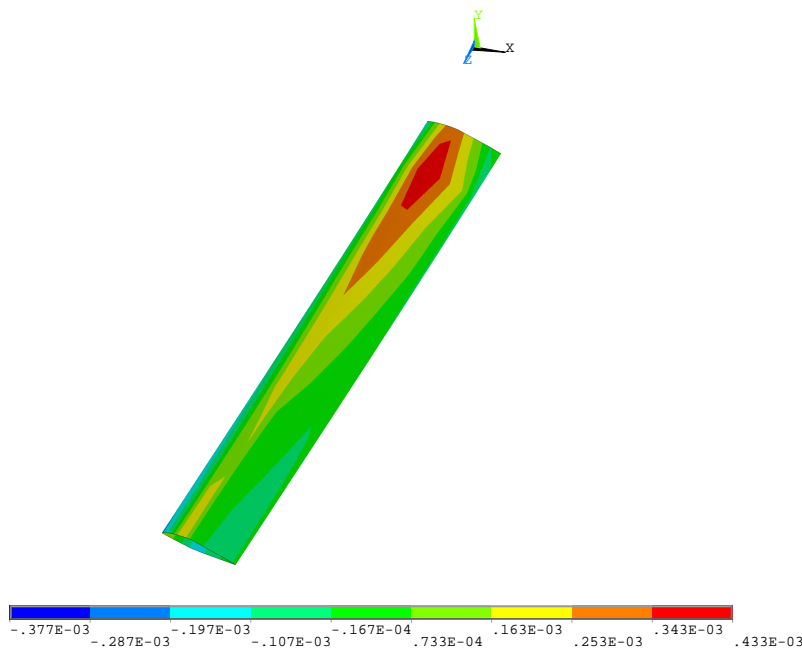


Figura 4.9: Distribuição das deformações normais ao longo do eixo  $xx$  na face superior da pá,  $\epsilon_{xx}$

A distribuição das deformações normais  $\epsilon_{yy}$  diferem da distribuição das tensões normais  $\epsilon_{yy}$  devido ao efeito do coeficiente de Poisson ao longo da espessura da pá. A máxima intensidade obtida tem um valor de  $518000 \mu\epsilon$  para a deformação enquanto para a tensão, o valor é praticamente constante ao longo da placa e tem um valor de aproximadamente  $-1,10$  MPa

Fazendo a análise agora da distribuição das deformações  $\epsilon_{zz}$  é possível concluir que esta

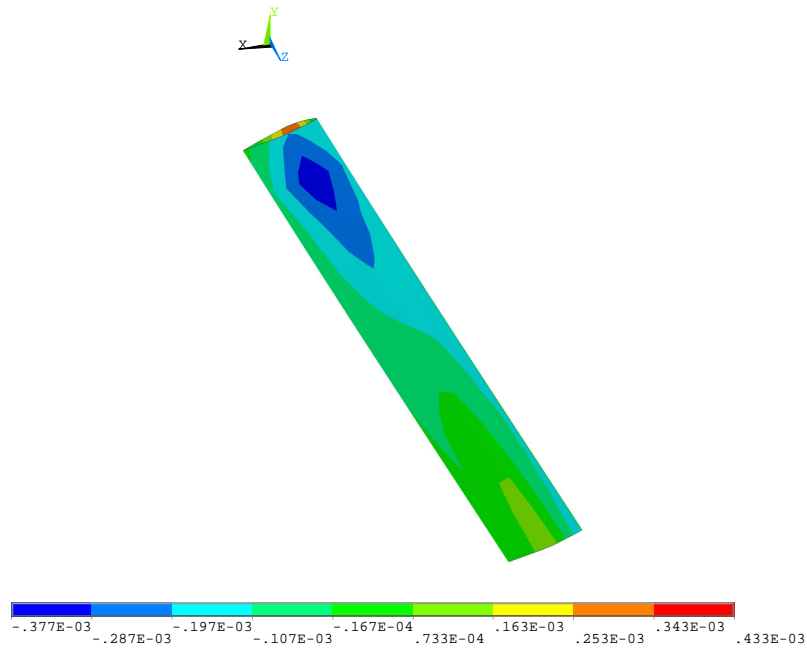
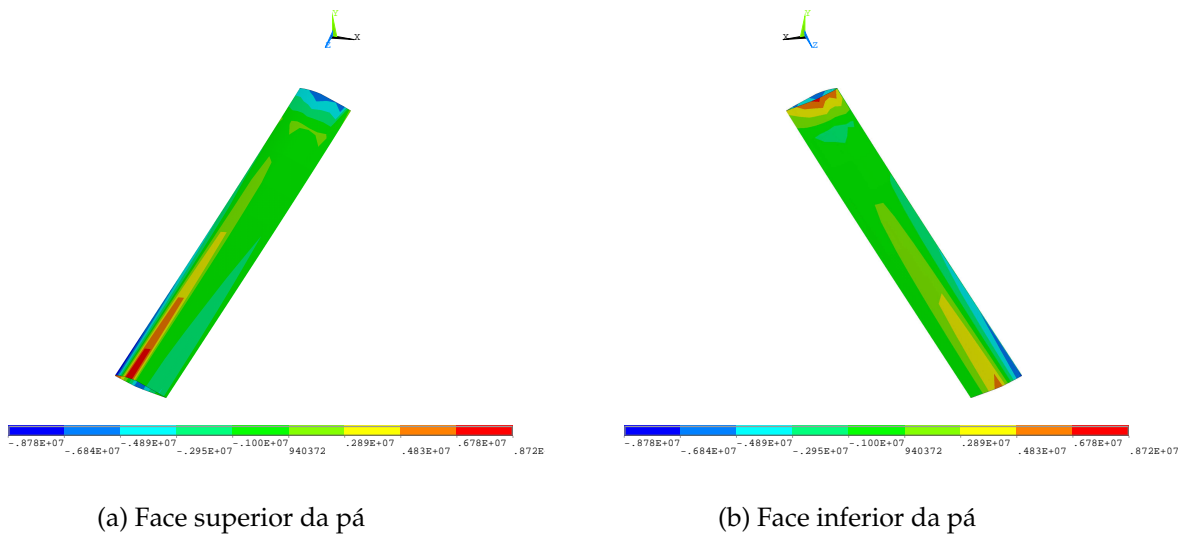


Figura 4.10: Distribuição das deformações normais ao longo do eixo  $xx$  na face inferior da pá,  $\epsilon_{xx}$



(a) Face superior da pá

(b) Face inferior da pá

Figura 4.11: Distribuição das tensões normais ao longo do eixo  $xx$ ,  $\sigma_{xx}$

apresenta também uma distribuição praticamente simétrica ao longo da face superior e inferior, existindo uma troca de sinal relativamente à distribuição de  $\epsilon_{xx}$ . O valor máximo encontrado na face superior é de  $-1566 \mu\epsilon$  e na face inferior  $1244 \mu\epsilon$ . Relativamente às respetivas tensões, a face superior encontra-se à compressão e a face inferior à tração cujos valores máximos são de, aproximadamente,  $-61,8$  e  $49,8$  MPa, respetivamente.

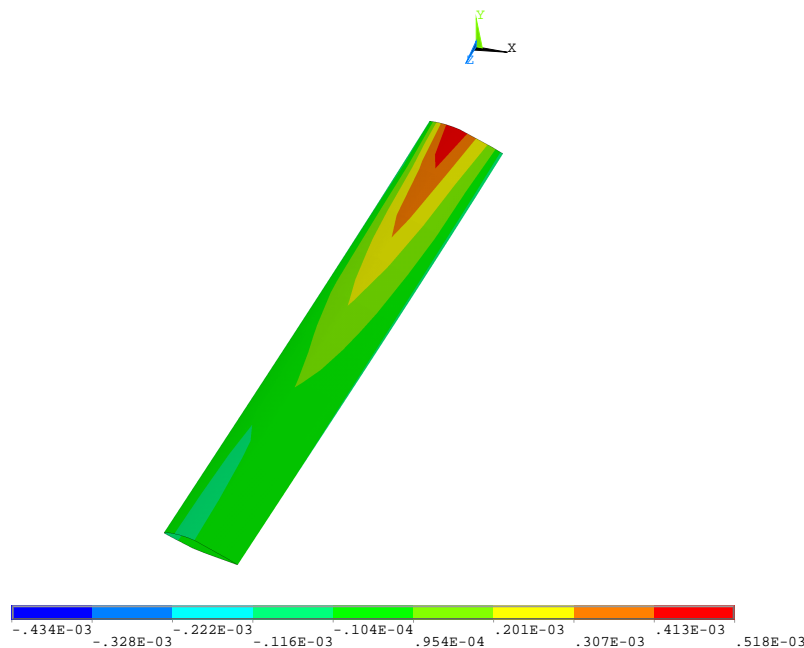


Figura 4.12: Distribuição das deformações normais ao longo do eixo yy na face superior da pá,  $\epsilon_{yy}$

Por fim, observando as distribuições das deformações e tensões equivalentes segundo von Mises deduz-se que os valores máximos se encontram na região de encastramento e vão diminuindo ao longo do comprimento da pá. Mais detalhadamente, a deformação e tensão equivalente máxima encontram-se na face superior, cujos valores são, aproximadamente,  $1541 \mu\epsilon$  e  $58,5 \text{ MPa}$ .

#### 4.3.1 Refinamento da malha

Os resultados anteriormente ilustrados foram obtidos, pelo MEF, usando uma malha com 10 elementos ao longo do comprimento da pá. Se se aumentar o número de elementos, isto é, se for feito um refinamento da malha conclui-se que os valores, neste caso das deformações equivalentes, convergem para um dado valor à medida que o número de elementos aumenta. Nas figuras 4.21, 4.22 e 4.23 estão representados os refinamentos para 20, 30 e 40 elementos ao longo do comprimento da pá enquanto na figura 4.24 está representada a evolução dos valores para esses refinamentos para um dado nó da malha. De referir, que o número de elementos utilizados para o refinamento é limitado pois como a introdução das forças é feita manualmente, torna-se cada vez mais trabalhoso implementá-las.

Tal como referido anteriormente, os valores para as deformações equivalentes segundo o critério de von Mises, à medida que o número de elementos aumenta, convergem para uma dada solução cujo valor é de aproximadamente  $400 \mu\epsilon$ . Nas figuras 4.25 e 4.26 encontra-se repre-

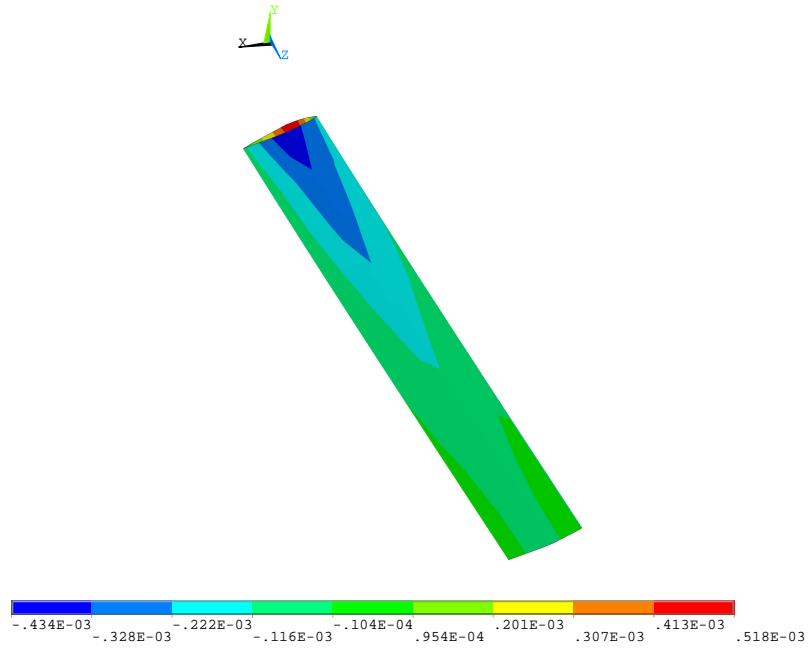


Figura 4.13: Distribuição das deformações normais ao longo do eixo yy na face inferior da pá,  $\epsilon_{yy}$

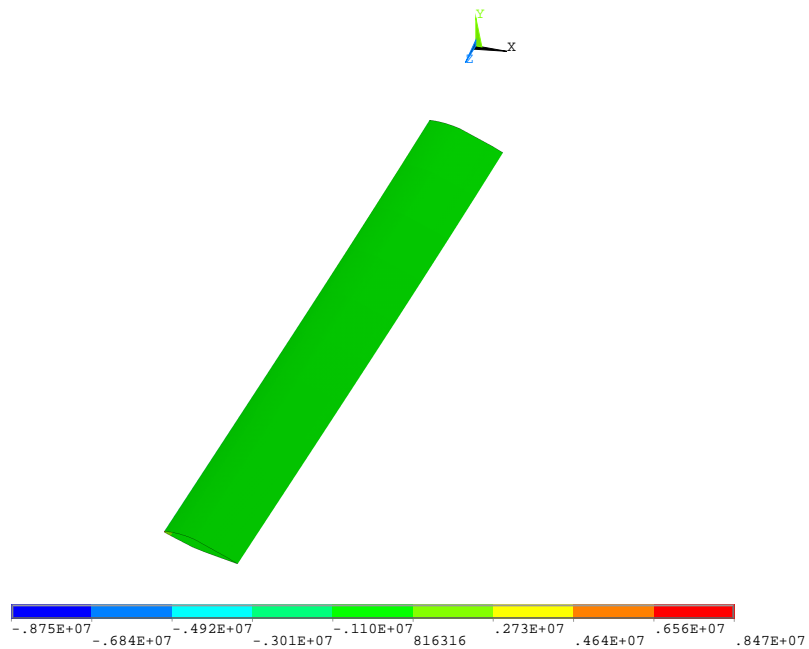


Figura 4.14: Distribuição das tensões normais ao longo do eixo yy na face superior da pá,  $\sigma_{yy}$

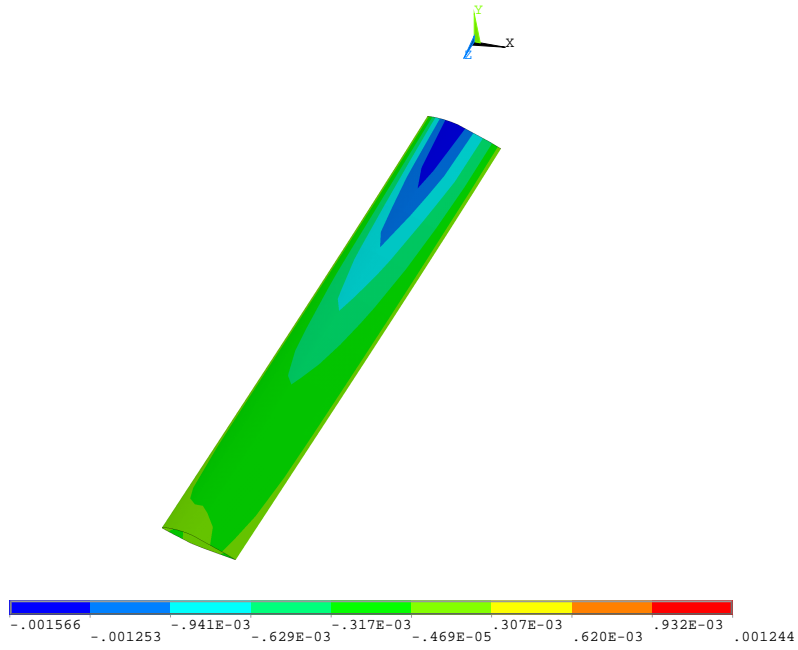


Figura 4.15: Distribuição das deformações ao longo do eixo zz na face superior da pá,  $\epsilon_{zz}$

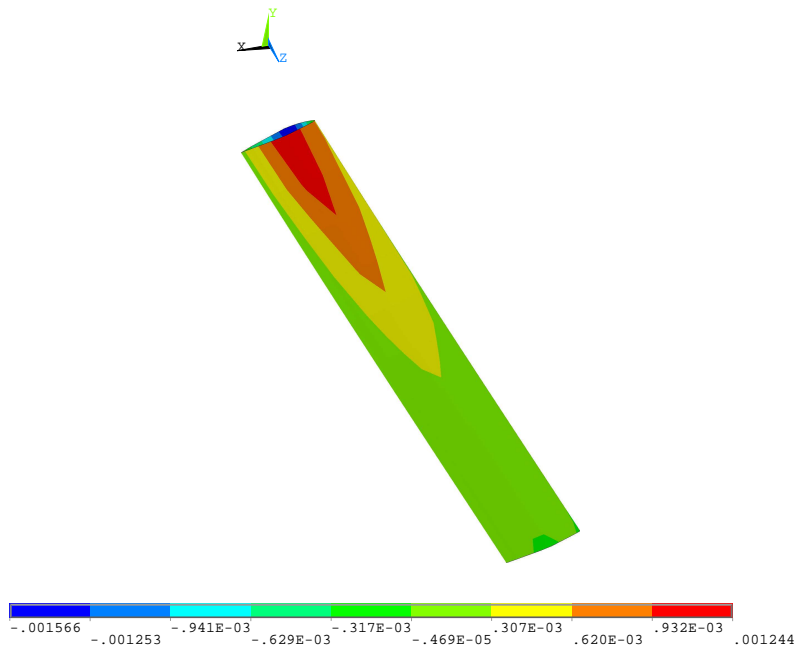


Figura 4.16: Distribuição das deformações ao longo do eixo zz na face inferior da pá,  $\epsilon_{zz}$



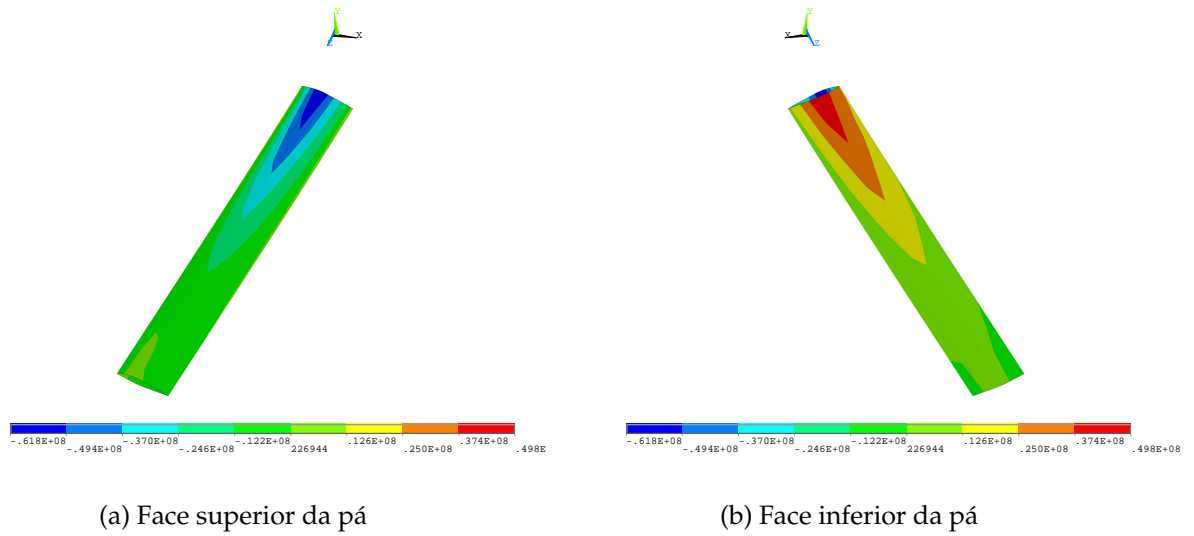


Figura 4.17: Distribuição das tensões normais ao longo do eixo  $zz$ ,  $\sigma_{zz}$

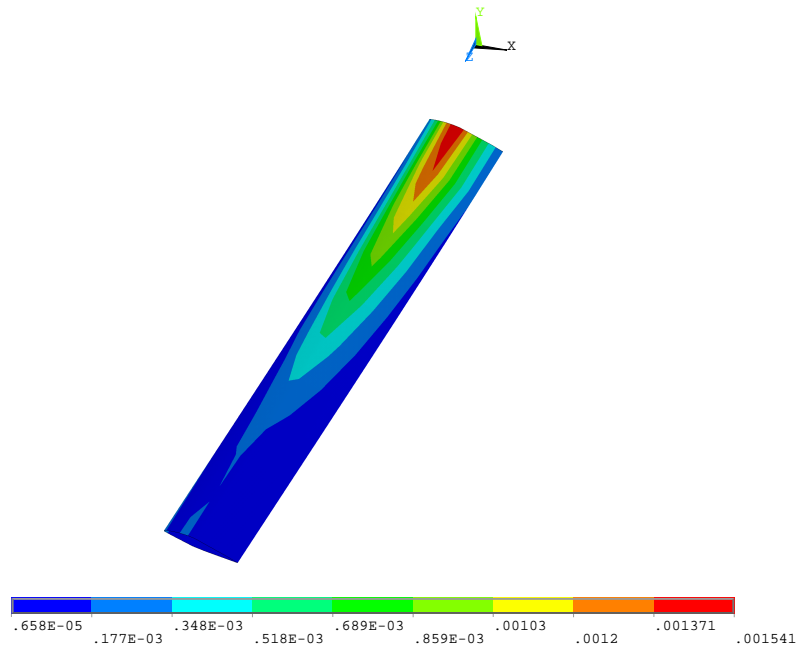


Figura 4.18: Distribuição das deformações equivalentes na face superior da pá

sentada a distribuição das deformações principais depois do refinamento da malha, neste caso para 40 elementos ao longo do comprimento da pá. Para aumentar a precisão dos resultados, a análise em termos de fadiga da pá será feita a partir dos resultados obtidos após o aumento do número de elementos da malha (40 elementos).

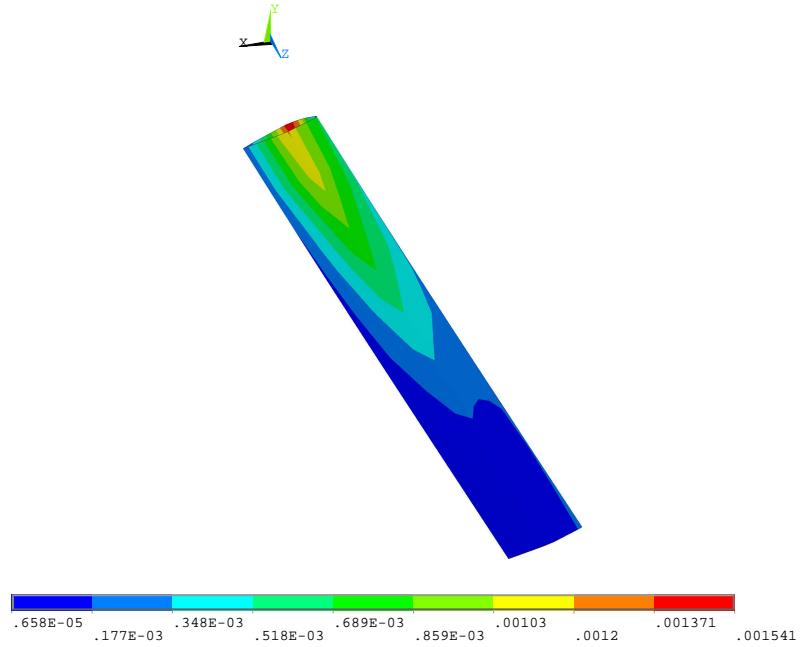
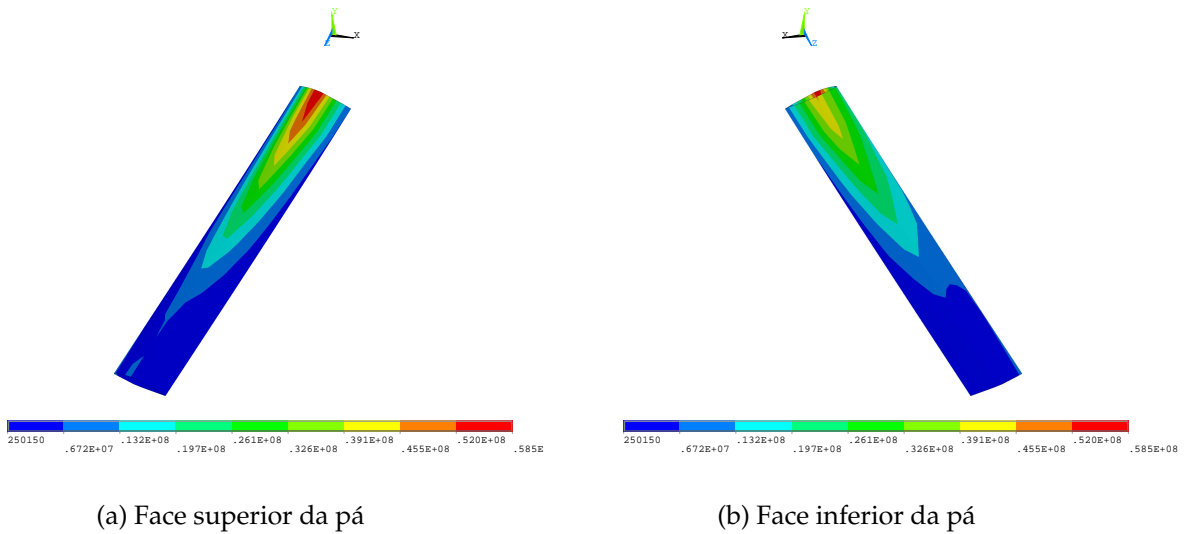


Figura 4.19: Distribuição das deformações equivalentes na face inferior da pá



(a) Face superior da pá

(b) Face inferior da pá

Figura 4.20: Distribuição das tensões equivalentes em ambas as faces da pá

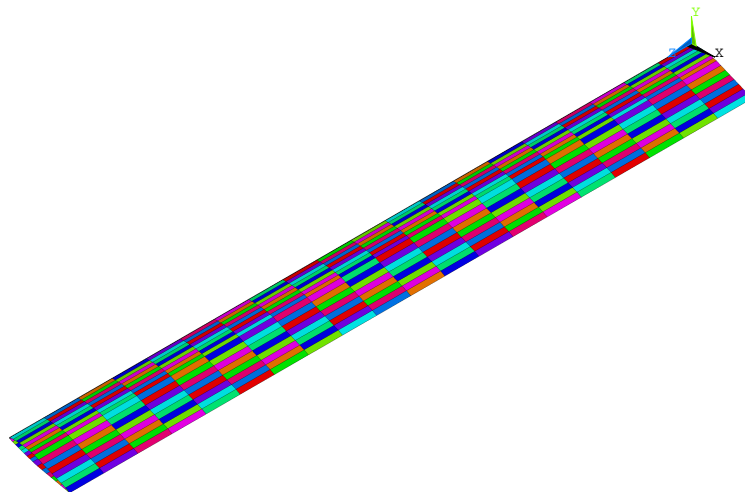


Figura 4.21: Refinamento da malha - 20 elementos

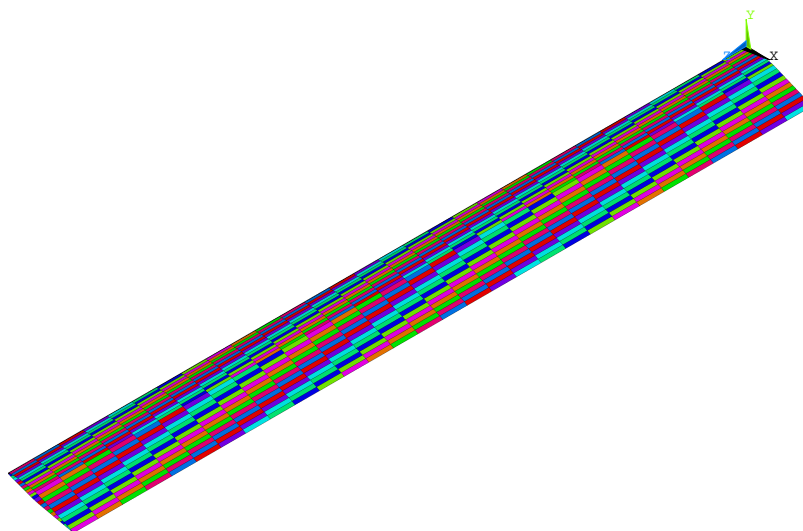


Figura 4.22: Refinamento da malha - 30 elementos

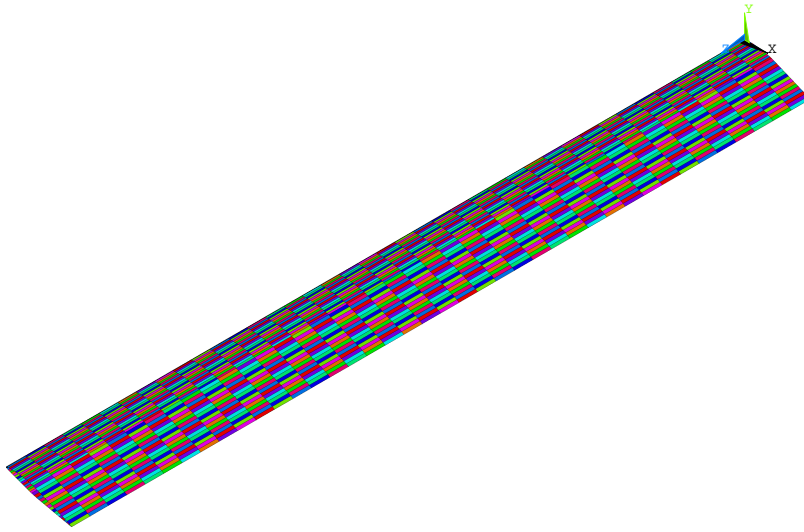


Figura 4.23: Refinamento da malha - 40 elementos

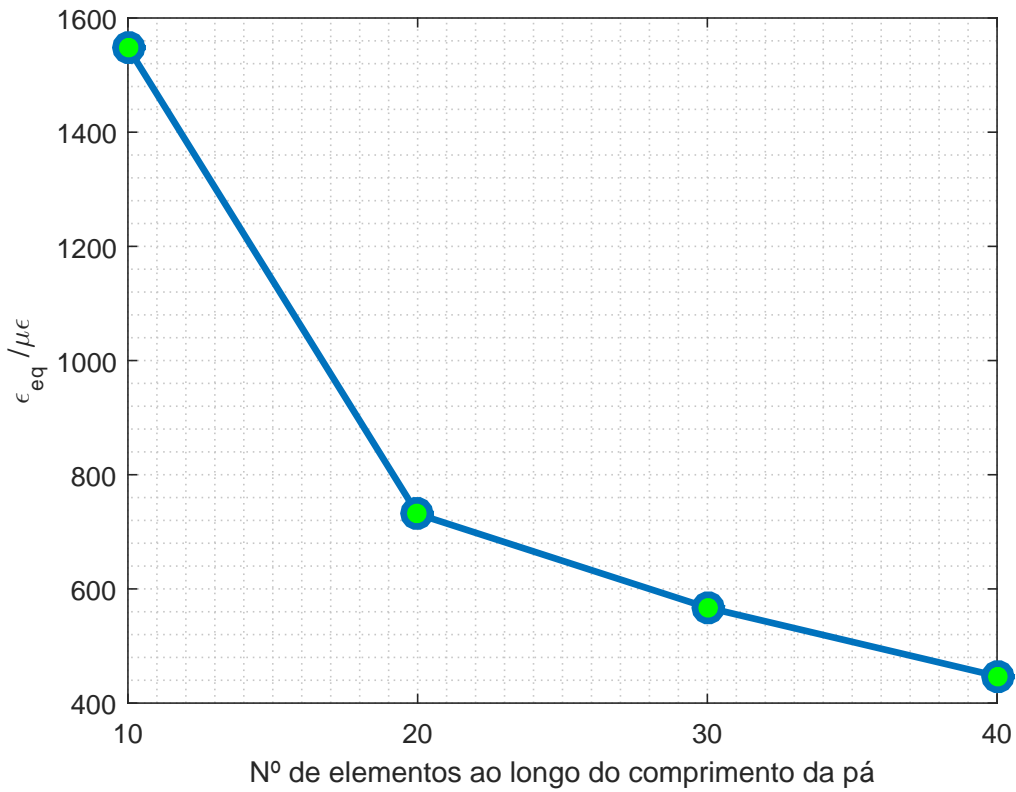


Figura 4.24: Convergência dos resultados devido ao refinamento da malha

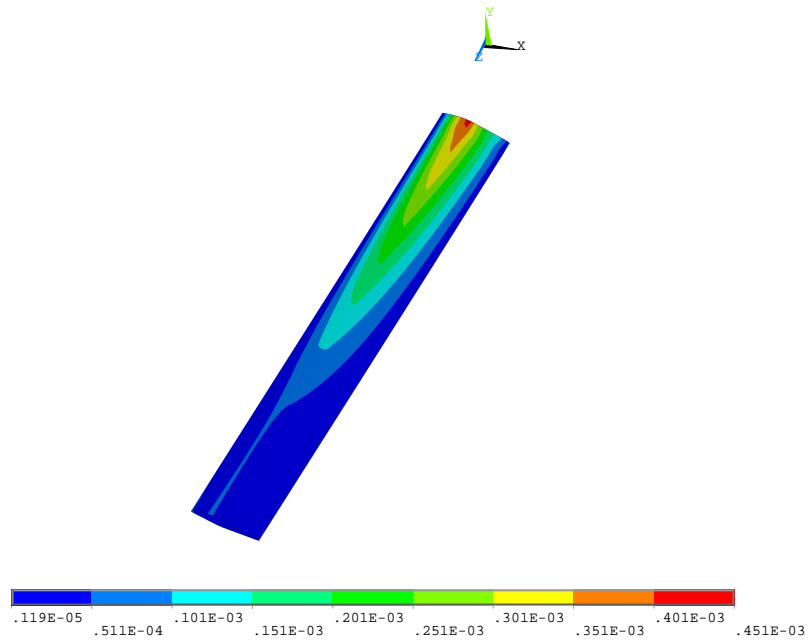


Figura 4.25: Distribuição das deformações equivalentes na face superior da pá para um refinamento da malha - 40 elementos

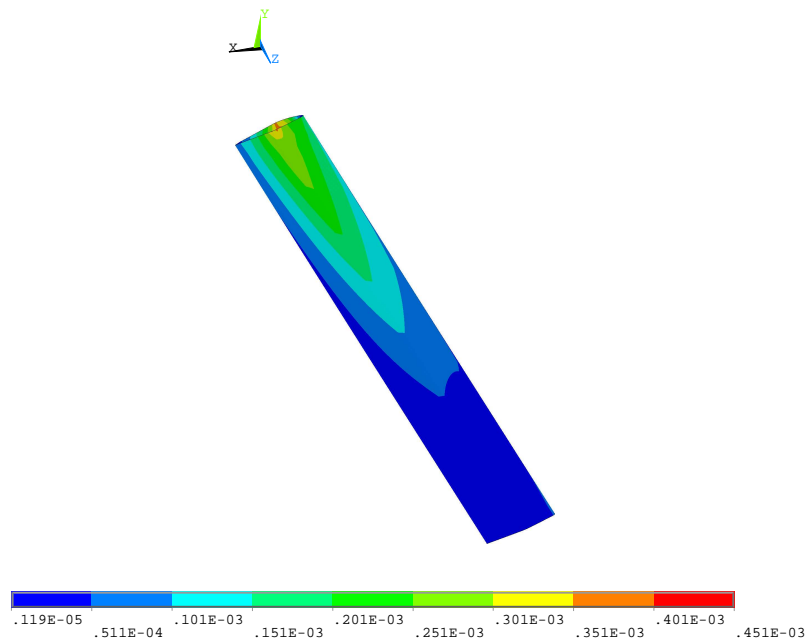


Figura 4.26: Distribuição das deformações equivalentes na face inferior da pá para um refinamento da malha - 40 elementos



# Capítulo 5

---

## Estudo da vida em fadiga

---

### 5.1 Variação da deformação ao longo de uma rotação do rotor

Até agora, para a obtenção das deformações e tensões ao longo da pá, foram apenas tomados em consideração as pressões devidas à ação do vento e à aerodinâmica do aerofólio. Na seção 2.3.1.5 do capítulo 2 são referidos e descritos outros tipos de forças que também é necessário ter em conta durante a rotação das pás do rotor. Em termos práticos, as forças giroscópicas não foram tidas em conta devida à falta de informação relativamente ao processo de orientação do rotor segundo o vento (*yawing*).

Tal como é referido em [16], este conjunto de forças está associado a duas direções de flexão: *flap* e *lead-lag* (figura 5.1 e 5.2), onde os momentos flectores mais significantes são os devido ao efeito do vento que ocorrem na direção *flapwise*. Assim, para a seguinte análise à fadiga da pá será analisado o nó onde o efeito deste momento fletor é maior, sendo neste caso o ponto a que está associado o maior valor de tensão/deformação equivalente de von Mises.

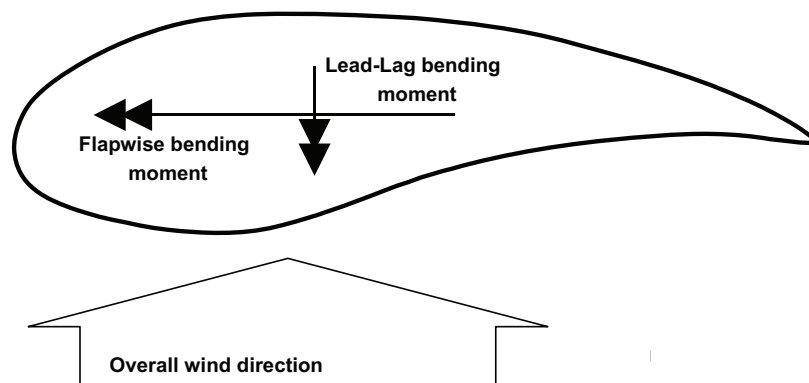


Figura 5.1: Momentos flectores a que a pá está sujeita [16]

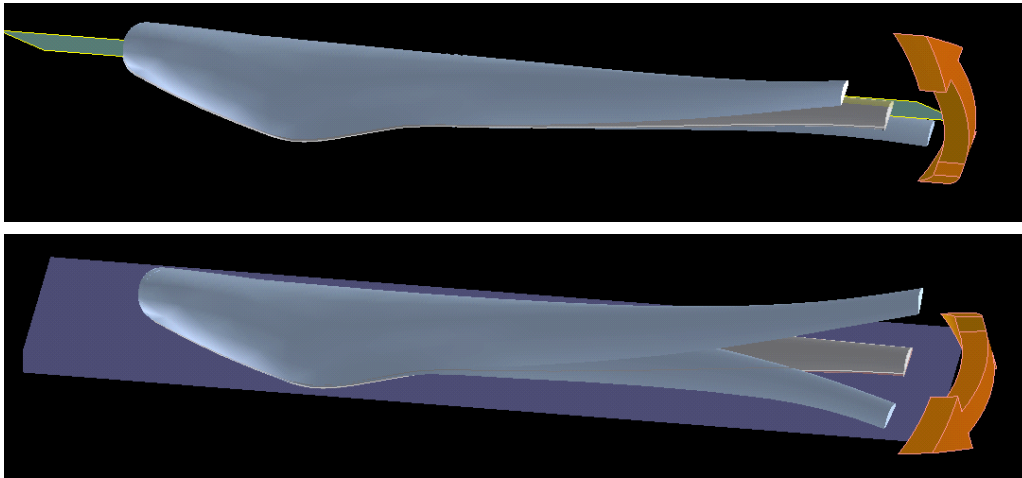


Figura 5.2: Esquema do efeito dos momentos fletores na direção flapwise e edgewise na pá [17]

### 5.1.1 Resultados obtidos

Ao longo de uma rotação das pás do rotor, a posição destas vai mudando e, conseqüentemente, as componentes da força gravítica e centrífuga no referencial local de cada pá também vão variando. Considerando que a posição mais baixa da pá equivale ao início de uma rotação e analisando o nó já mencionado anteriormente ao longo dessa mesma rotação, obtém-se para cada posição do rotor os valores da deformação equivalente representados na tabela 5.1 e na figura 5.3 a sua representação gráfica. Analisando estas é possível observar que a variação do valor da deformação ao longo de uma rotação toma a forma de uma onda sinusoidal, à exceção da posição correspondente a um ângulo de  $270^\circ$ . Este fenómeno deve-se ao facto de o cálculo da deformação equivalente ser feito a partir do critério de von Mises, equação 5.1, onde a presença da raiz quadrada não permite a obtenção de valores negativos.

$$\epsilon_{eq} = \frac{1}{1 + \nu} \sqrt{\frac{1}{2} [(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_2 - \epsilon_3)^2 + (\epsilon_3 - \epsilon_1)^2]} \quad (5.1)$$

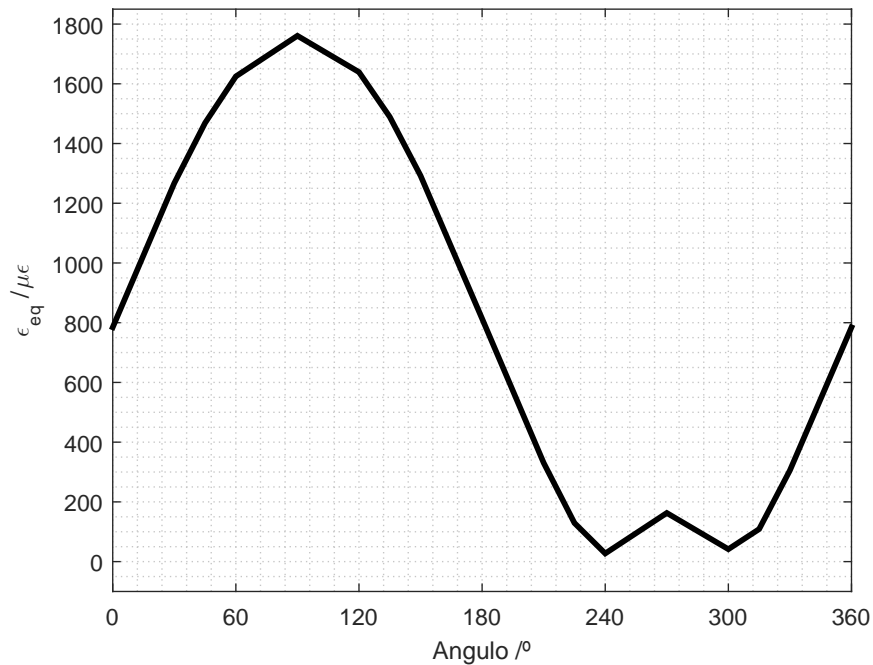
onde  $\epsilon_1$ ,  $\epsilon_2$  e  $\epsilon_3$  representam as deformações principais. Ora, como para se fazer um estudo à fadiga é necessário o cálculo da amplitude da onda esta curva não é apropriada. Assim, uma maneira de evitar esta situação é recorrer ao critério de Tresca para o cálculo da deformação equivalente. No entanto, neste caso para se conseguir validar o modelo realizado em elementos finitos, irão ser usados os valores da deformação normal  $\epsilon_{xx}$ , sendo possível assim fazer uma comparação com os valores medidos experimentalmente em [16]. Na tabela 5.2 encontram-se os valores obtidos para esta deformação e na figura 5.4 a sua representação gráfica.

Comparando a gama de valores da variação da deformação obtidos teoricamente e representados na figura 5.4 com os obtidos experimentalmente ilustrados na figura 5.5 conclui-se que a gama de valores experimentais é, aproximadamente,  $350 \mu\epsilon$  enquanto o teórico é de, aproximadamente,  $260 \mu\epsilon$ . De forma a aproximar o valor desta gama à obtida experimentalmente, é necessário variar o valor da espessura usada na casca da pá.



Tabela 5.1: Valores obtidos das deformações equivalentes ao longo de uma rotação num nó

Posição /°	Deformação equivalente / $\mu\epsilon$	Posição /°	Deformação equivalente / $\mu\epsilon$
0	785	180	813
30	1270	210	331
45	1470	225	129
60	1620	240	272
90	1760	270	163
120	1640	300	41.5
135	1490	315	109
150	1290	330	306

Figura 5.3: Representação da variação de  $\epsilon_{eq}$  ao longo de uma rotação

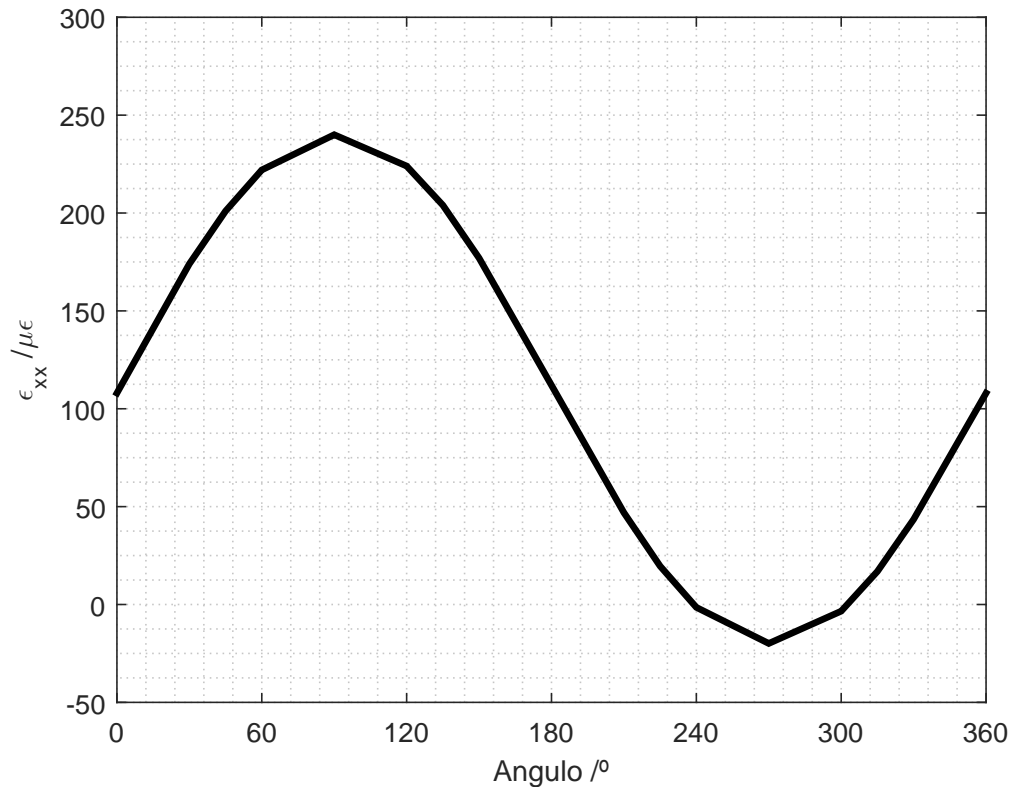
Na figura 5.6 encontra-se o efeito da variação da espessura na gama de valores de deformação. À medida que o valor da espessura diminuiu o valor da gama aumenta, em que o valor de 1,3 mm é aquele que melhor faz a aproximação para os 350  $\mu\epsilon$ . Assim, obtém-se a representação da variação de  $\epsilon_{xx}$  com a gama pretendida, sendo possível calcular a sua amplitude e, posteriormente, efetuar o estudo à fadiga da pá devido a estas deformações.

## 5.2 Análise à fadiga da pá

Para se fazer a análise à fadiga da pá, isto é, calcular o número de ciclos que a pá aguenta até à rotura por fadiga durante a sua vida em serviço, é necessário recorrer a uma curva SN dada pela expressão 5.2, onde a partir do valor da amplitude de deformação é possível calcular

Tabela 5.2: Valores obtidos da deformação normal  $\epsilon_{xx}$  ao longo de uma rotação num nó

Posição /°	Deformação normal - $\epsilon_{xx}$ / $\mu\epsilon$	Posição /°	Deformação normal - $\epsilon_{xx}$ / $\mu\epsilon$
0	108	180	112
30	174	210	46,9
45	201	225	19,6
60	222	240	-1,46
90	240	270	-19,9
120	224	300	-3,40
135	204	315	16,9
150	177	330	43,5

Figura 5.4: Representação da variação de  $\epsilon_{xx}$  ao longo de uma rotação

esse número de ciclos. Tal como já foi referido anteriormente, existem duas direções críticas: *flapwise* e *edgewise*. A primeira corresponde a uma situação de fadiga em que  $R = 0, 1$  e a segunda em que  $R = -1$ . Os valores dos parâmetros presentes na expressão 5.2 variam para estes dois casos e encontram-se definidos na tabela 5.3 (para mais detalhes acerca destas curvas e dos parâmetros consultar [16]).

$$\epsilon_a = \beta \frac{(-\ln P(N))^{\frac{1}{\alpha}}}{((N - A)C)^S} e^{\left(\frac{-U_\gamma(P(N))}{\sqrt{n\alpha}}\right)} \quad (5.2)$$

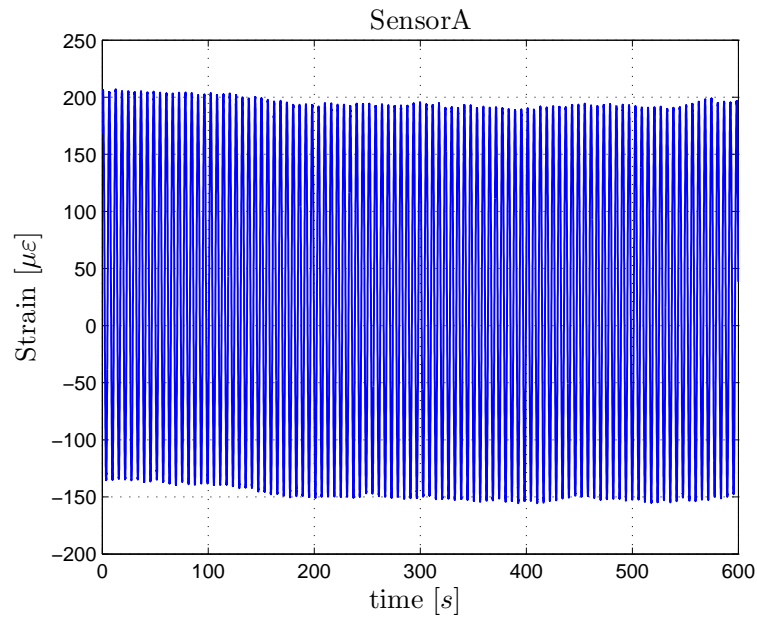


Figura 5.5: Representação da variação de  $\epsilon_{xx}$  obtido experimentalmente ao longo do tempo [16]

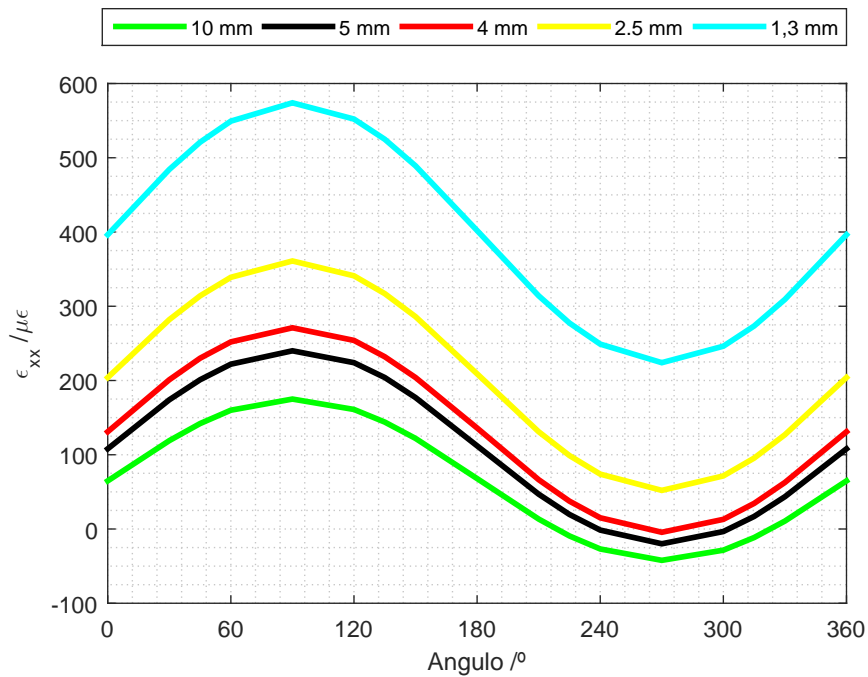


Figura 5.6: Efeito da variação da espessura na gama de valores de deformação

A representação gráfica para os dois casos encontram-se nas figuras 5.7 e 5.8. Em ambos os casos estão representados os valores para um intervalo de confiança de 95% e os respetivos

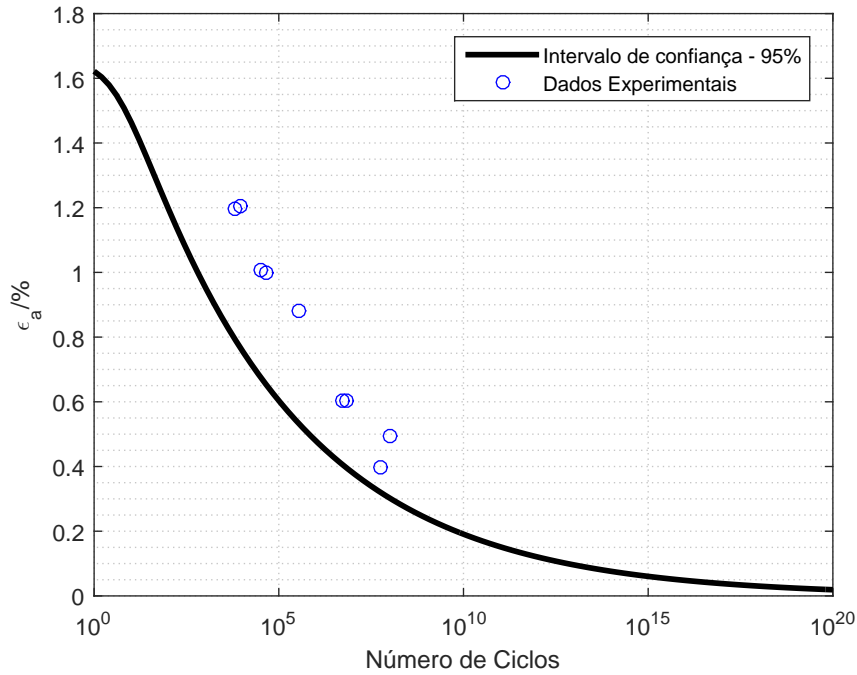


Figura 5.7: Representação da curva SN e dos valores experimentais para o caso em que  $R = -1$  [16]

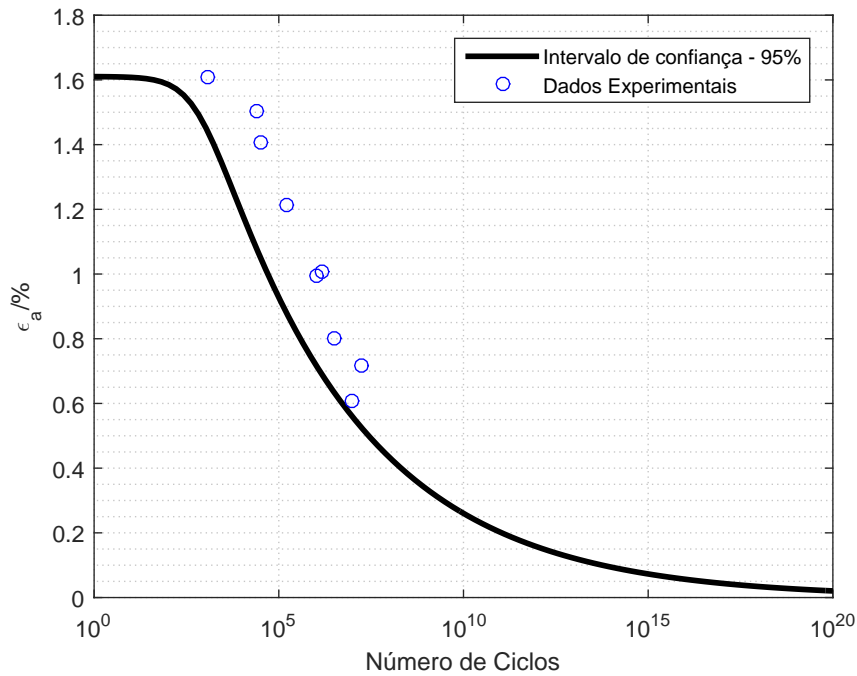


Figura 5.8: Representação da curva SN e dos valores experimentais para o caso em que  $R = 0.1$  [16]

Tabela 5.3: Valores dos parâmetros da expressão 5.2

Parâmetro	$R = -1$	$R = 0,1$
$\alpha$	13,405	16,482
$\beta$	2,447	2,250
$n$	10	10
$U_\gamma$	8,468	8,468
S	0,1	0,1105
P(N)	0,95	0,95
C	0,196	0,00146
A	-4,1020	-683,9315

valores obtidos experimentalmente. Neste caso, como a situação crítica se encontra na direção *flapwise*,  $R = 0,1$ , é a partir desta curva que será calculado o número de ciclos até à rotura. Assim, para uma amplitude de deformação de 0,0175% obtém-se um número de ciclos até à rotura de 4,0555e+20.

### 5.3 Aplicação de extensões na pá

Uma das formas de se aumentar o rendimento e, conseqüentemente, a produção de energia é aumentar o comprimento da pá. Com isto, torna-se importante estudar qual o efeito e impacto destas extensões na vida à fadiga da pá do rotor. Para este caso será considerado uma extensão de três metros, passando a pá de um comprimento de 26,5 para 29,5 metros.

Tabela 5.4: Valores obtidos de  $\epsilon_{xx}$  ao longo de uma rotação para uma extensão da pá de 3 metros

Posição /°	Deformação normal - $\epsilon_{xx}$ /μ€	Posição /°	Deformação normal - $\epsilon_{xx}$ /μ€
0	590	180	596
30	702	210	483
45	750	225	436
60	786	240	400
90	818	270	368
120	789	300	396
135	754	315	431
150	708	330	478

Na tabela 5.4 encontram-se os valores obtidos para  $\epsilon_{xx}$  ao longo de uma rotação da pá, para as mesmas condições do modelo da pá sem extensão. A comparação entre a representação gráfica dos valores obtidos para a pá com e sem extensão encontra-se ilustrado na figura 5.9 e os respetivos valores da gama e amplitude na tabela 5.5. A este novo valor de amplitude de deformação corresponde um número de ciclos de 4,1876e+19. Portanto, devido à extensão de 3 metros da pá, em termos de fadiga, o número de ciclos que o material aguenta até à rotura diminui, praticamente, 10 vezes.

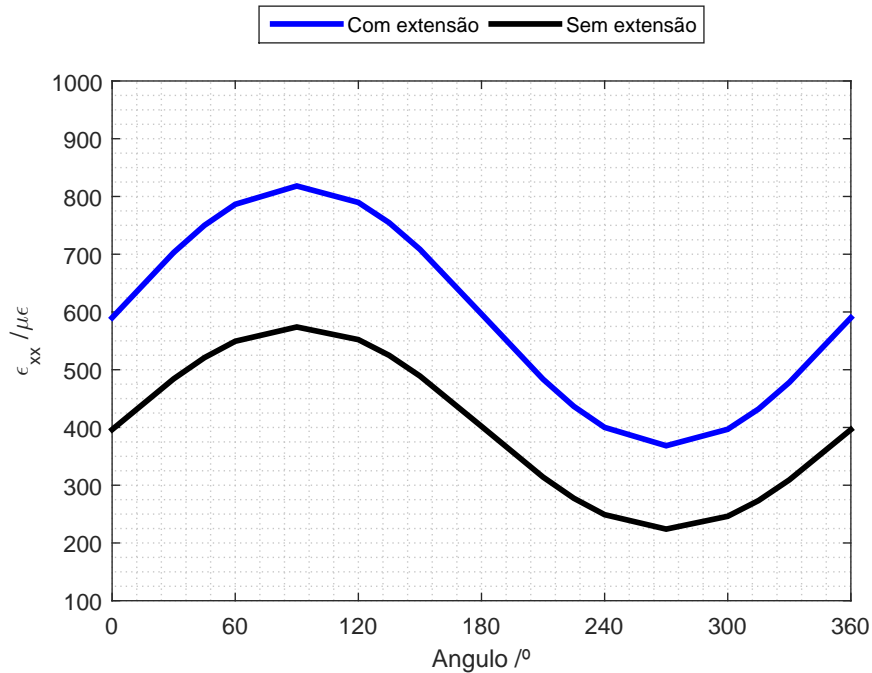


Figura 5.9: Efeito da extensão na gama de valores de  $\epsilon_{xx}$

Tabela 5.5: Comparação entre o valor da gama e da amplitude para a pá com e sem extensão

Sem extensão	Com extensão
Gama = 350 $\mu\epsilon$	Gama = 450 $\mu\epsilon$
Amplitude = 175 $\mu\epsilon$	Amplitude = 225 $\mu\epsilon$

### 5.3.1 Efeito da velocidade do vento e da força centrífuga

O valor da velocidade do vento influencia diretamente o valor das forças aerodinâmicas ao longo do comprimento da pá. Assim, torna-se importante estudar o efeito da variação desta em termos de amplitude de deformação. Até agora, para a simulação do modelo, foi utilizada uma velocidade de 10 m/s. Na figura 5.10 encontra-se a representação das deformações para as várias posições da pá para a velocidade de 10 m/s e para o dobro dessa velocidade, 20 m/s.

De facto, o aumento da velocidade praticamente não influenciou o valor da amplitude da deformação e, conseqüentemente, o valor de número de ciclos. Como a velocidade de *cut-out* (velocidade máxima para o qual o funcionamento da turbina eólica foi projetado) é de 25 m/s, conclui-se que a velocidade do vento, em termos de vida à fadiga, não terá uma influência significativa.

Outro aspecto que é interessante analisar é o efeito da força centrífuga também no valor da amplitude de deformação. Na figura 5.11 encontra-se representada o valor da amplitude apenas, além da pressão aerodinâmica, da força gravítica e desta mais a força centrífuga.

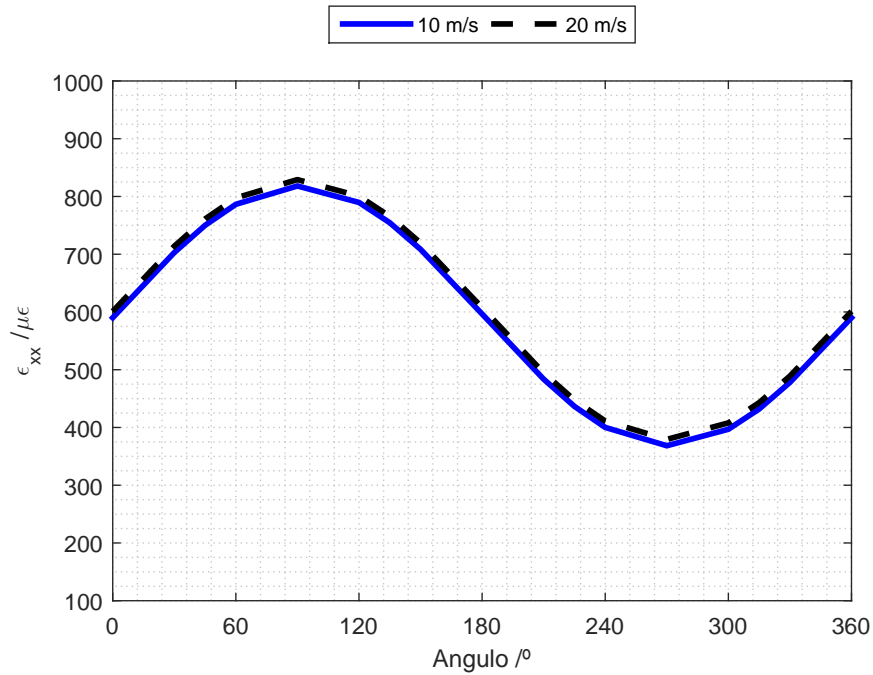


Figura 5.10: Efeito do aumento da velocidade no valor da amplitude de  $\epsilon_{xx}$

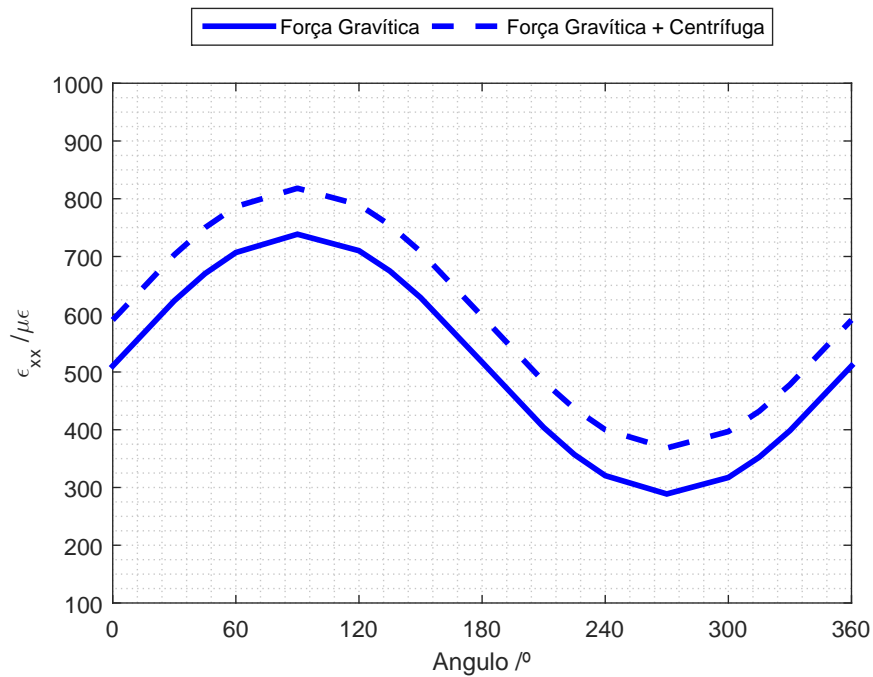


Figura 5.11: Efeito da força centrífuga no valor da amplitude de  $\epsilon_{xx}$

Mais uma vez, a influência na amplitude de deformação é praticamente nula. A introdução da força centrífuga apenas faz aumentar a deformação média de, aproximadamente, 500  $\mu\epsilon$  para 600  $\mu\epsilon$  fazendo com que exista uma translação vertical da onda sinusoidal. Este fenómeno

deve-se ao facto de a velocidade angular, ao longo da rotação da pá, ser constante e de não haver variação da seção e, conseqüentemente, de massa ao longo do comprimento da pá, fazendo com que o valor desta força seja constante. Portanto, como não há mudança da amplitude de deformação, a força centrífuga para este modelo não tem qualquer influência no número de ciclos até à rotura por fadiga.

## 5.4 Estimativa do dano

Até agora a estimativa do número de ciclos até rotura foi feito para a velocidade de rotação máxima do rotor (19 rpm). Analisando as deformações  $\epsilon_{xx}$  ao longo de uma rotação para a velocidade mínima (13 rpm), obtém-se a variação representada na figura 5.4.

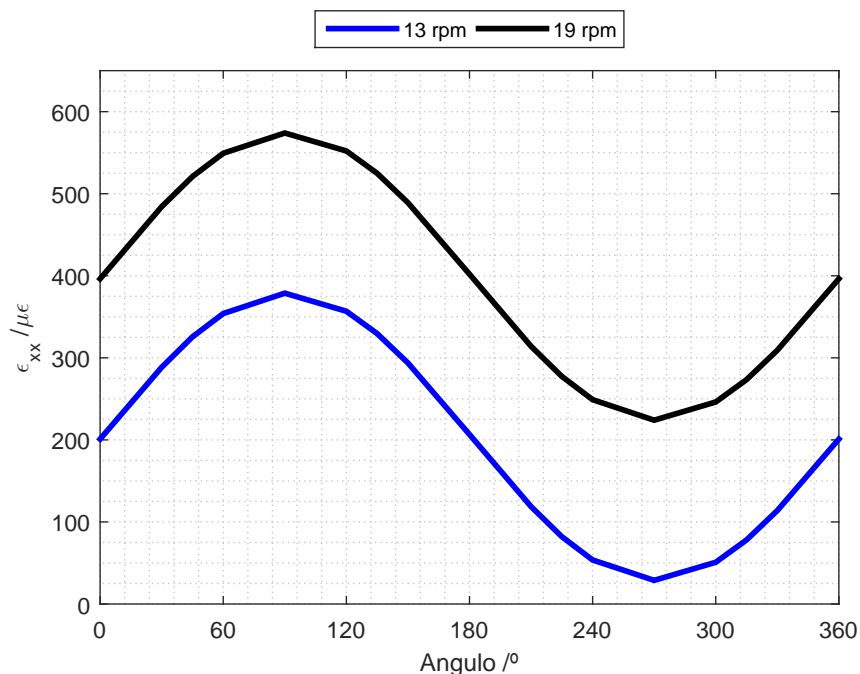


Figura 5.12: Representação de  $\epsilon_{xx}$  ao longo de uma rotação para  $n = 13$  rpm

Apesar da deformação média ter passado de  $400 \mu\epsilon$  para  $200 \mu\epsilon$ , o valor da amplitude permaneceu inalterável e, por isso, o número de ciclos até à rotura por fadiga é o mesmo. O número de ciclos para o tempo estimado de serviço do rotor:

$$N_{50\%} = 60 \times 24 \times 365 \times Y \times n \quad (5.3)$$

onde 60 é o número de minutos numa hora, 24 é o número de horas num dia, 365 é o número de dias num ano,  $Y$  é o número de anos de serviço e  $n$  representa a velocidade de rotação do rotor. Para se estimar o dano, assume-se que o rotor da turbina eólica irá trabalhar 50% do seu tempo em serviço a uma velocidade de rotação de 13 rpm e os outros 50% irá estar parado. Assim, recorrendo à expressão 5.3 e substituindo  $Y$  e  $n$  por 10 anos e 13 rpm respetivamente, obtém-se um número de ciclos de 68328000. Aplicando agora a lei de Miner é possível calcular o dano cujo valor:



$$D = \frac{68328000}{4,0555e + 20} = 1,6848e - 13 \quad (5.4)$$

Para o caso de aplicação de extensões na pá e para as mesmas condições de serviço, o valor da amplitude para uma velocidade de rotação de 13 rpm é de  $225 \mu\epsilon$  a que corresponde um número de ciclos de  $4,1876e+19$ . O número de ciclos obtido pela expressão 5.3 continua a ser 68328000 pois não houve mudança nem da velocidade de rotação nem nos anos em serviço. Aplicando a lei de Miner obtém-se um valor do dano de:

$$D = \frac{68328000}{4,1876e + 19} = 1,6317e - 12 \quad (5.5)$$

Comparando os valores dos danos obtidos conclui-se que a aplicação de extensões de 3 metros na pá fez com que o valor do dano aumentasse  $1,4632e-12$ , a que corresponde um aumento de praticamente 10 vezes.



# Capítulo 6

---

## Conclusão

---

Com o intuito de estudar a vida à fadiga das pás de turbinas eólicas, foi criado um modelo em elementos finitos recorrendo ao software ANSYS. O perfil da secção da pá utilizado foi um aerofólio NACA 63.4XX series, em que a dimensão da corda é de 2,47 metros e o comprimento da pá de 26,5 metros.

Tal como esperado, utilizando o método BEMT foi possível calcular as forças/pressões aerodinâmicas a que a pá está sujeita devida à ação do vento. A partir dos valores e das representações obtidas a partir deste método foi possível concluir que:

- Ao longo do comprimento da pá, o valor da pressão normal vai aumentando e o da pressão tangencial vai diminuindo;
- Para cada valor do raio e para um ângulo de inclinação de  $0^\circ$ , a pressão normal é sempre superior à pressão tangencial;
- A pressão tangencial varia de tal maneira que, a partir de um raio de aproximadamente 5 metros passa a ter uma distribuição de valores negativos.

Implementando estas pressões no modelo em elementos finitos foi possível obter tanto a distribuição de deformações e tensões normais  $\epsilon_{xx}/\sigma_{xx}$ ,  $\epsilon_{yy}/\sigma_{yy}$  e  $\epsilon_{zz}/\sigma_{zz}$  como das deformações equivalente pelo critério de von Mises. A partir destas distribuições é possível reter:

1. O valor máximo encontra-se na região da secção encastrada;
2. A distribuição das deformações na face superior e inferior são, praticamente, simétricas;
3. Para a distribuição de deformações,  $\epsilon_{xx}$ , a face superior encontra-se à tração e a inferior à compressão enquanto que para a distribuição de deformações  $\epsilon_{zz}$  é exatamente o contrário;
4. A distribuição de deformações e tensões normais segundo  $yy$  não são idênticas devido ao efeito do coeficiente de Poisson ao longo da espessura da pá.

No estudo do dano devido à fadiga na pá da turbina eólica verificou-se que a utilização de deformações equivalentes obtidas pelo critério von Mises não seria o mais apropriado devido às deformações negativas e respectivas amplitudes. Por isso, optou-se por utilizar as deformações normais à direção transversa da pá ( $\epsilon_{xx}$ ) de forma, a se poder validar e comparar os resultados obtidos com os resultados experimentais medidos e apresentados em [16].

Depois de calcular os campos de tensões/deformações e calibrados através dos resultados experimentais, foi obtida a variação da deformação ao longo de uma rotação do rotor. Calculou-se o valor da amplitude e através da curva SN usada em [16] conseguiu-se estimar o número de ciclos que a pá irá aguentar até à rotura por fadiga. De referir que, a curva SN utilizada corresponde à situação em que a razão entre a deformação mínima e máxima,  $R$ , é igual a 0,1, isto é, para a direção crítica *flapwise*.

Para estudar o efeito da extensão na pá, aumentou-se o comprimento da pá em 3 metros para estudar o seu efeito no número de ciclos até à rotura por fadiga. Os resultados após a simulação do modelo, permitiram perceber que a aplicação desta extensão teve um impacto negativo na vida à fadiga, ou seja, o valor do número de ciclos diminui cerca de  $3,6367e + 20$ , praticamente 10 vezes menos. Além disto, após o estudo do efeito da velocidade do vento na amplitude de deformação, detetou-se que esta praticamente não tem influência no seu valor e, consequentemente, no número de ciclos até à rotura. Foi feita também a análise do efeito da força centrífuga na amplitude de deformação: esta apenas afeta o valor da deformação média, impondo uma translação vertical à curva dos valores de deformação não interferindo, assim para este caso, no número de ciclos. Por fim, foi realizada uma estimativa do dano para o caso de com e sem extensão da pá, assumindo que o rotor da pá irá trabalhar 50% do seu tempo em serviço a uma velocidade de rotação de 13 rpm e os outros 50% estará parado. Os valores obtidos permitiram concluir que a aplicação de extensões fez aumentar a estimativa do valor do dano de  $1,6848e-13$  para  $1,6317e-12$ , a que corresponde um aumento de praticamente 10 vezes.

De salientar que não foi contemplado o efeito da turbulência do vento e as paragens do rotor em condições limite. Estes eventos contribuem para acumulação de dano que devem ser contabilizados em estudos futuros, de forma a medir o impacto total da aplicação das extensões.

## 6.1 Trabalhos futuros

Para se fazer um estudo mais pormenorizado da vida à fadiga da pá recomenda-se para trabalhos futuros:

- Melhorar a geometria da pá, impondo uma redução de secção ao longo do seu comprimento;
- Acrescentar ao modelo a ligação entre a pá e o cubo do rotor para tentar perceber o seu comportamento em termos de fadiga;
- Simular um modelo em que o valor da velocidade angular varie ao longo de uma rotação do rotor, de forma a perceber o impacto na força centrífuga e desta no número de ciclos até à rotura;

- Estudar o efeito do uso de reforços na estrutura da pá em termos de vida à fadiga;
- Incluir o efeito das forças giroscópicas devido ao sistema de orientação do rotor em relação ao vento;
- Estudar o efeito de travagem quando a velocidade do vento ultrapassa o valor de velocidade de *cut-out* da turbina eólica.



---

## Bibliografia

---

- [1] Satishkumar V Tawade, Sachin B Todkar, and Ashwinikumar S Hade. FATIGUE LIFE OPTIMIZATION OF WIND TURBINE BLADE. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 2014.
- [2] Amanda Briggs da Silva. Projecto Aerodinâmico de Turbinas Eólicas. Master's thesis, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2013.
- [3] James F Manwell, Jon G McGowan, and Anthony L Rogers. *Wind energy explained: theory, design and application*. John Wiley & Sons, 2010.
- [4] Christoffer Järpner and Jonas Norlin. Fluid structure interaction on wind turbine blades. Master's thesis, Department of Applied Mechanics, Division of Dynamics And Division of Fluid Dynamics, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, 2012.
- [5] Anders Ahlström. *Aeroelastic simulation of wind turbine dynamics*. PhD thesis, Department of Mechanics, Royal Institute of Technology Stockholm, 2005.
- [6] Erich Hau and Horst Von Renouard. *Wind turbines: fundamentals, technologies, application, economics*. Springer Science & Business Media, 2013.
- [7] Grant Ingram. Wind turbine blade analysis using the blade element momentum method version 1.0. *School of Engineering, Durham University, UK*, 2005.
- [8] Burton, Tony and Sharpe, David and Jenkins, Nick and Bossanyi, Ervin. *Wind energy handbook*. John Wiley & Sons, 2001.
- [9] Martin OL Hansen. *Aerodynamics of wind turbines*. Routledge, 2013.
- [10] Isabel Maria Perdigão Figueiredo. Tempo efectivo de um sistema: Ciclos Rainflow e ciclos Min-max. Master's thesis, Departamento de Engenharia Civil, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2004.
- [11] M Grujicic, G Arakere, E Subramanian, V Sellappan, A Vallejo, and M Ozen. Structural-response analysis, fatigue-life prediction, and material selection for 1 MW horizontal-axis wind-turbine blades. *Journal of materials engineering and performance*, 19(6):790–801, 2010.
- [12] Herman Frederik Veldkamp. *Chances in wind energy: a probabilistic approach to wind turbine fatigue design*. TU Delft, Delft University of Technology, 2006.

- [13] Herbert J Sutherland and John F Mandell. Application of the US high cycle fatigue data base to wind turbine blade lifetime predictions. *Energy Week 1996, Book VIII: Wind Energy*, 1996.
- [14] Angus C.W. Creech. Myres Hill study: A comparison between the Heriot-Watt wind farm model and LIDAR data. *School of Engineering and Physical Sciences, Heriot-Watt University*, 2009.
- [15] Afolabi Akingbe Wei Cheng, Wenyu Zhou. Wind turbine blade design using FEM. 2014.
- [16] Ricardo Emanuel da Rocha Teixeira. Fatigue analysis of wind turbine blades. Master's thesis, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2014.
- [17] Hans-Gerd Busmann, Christoph Kensche, Antje Berg-Pollack, Falko Bürkner, Florian Sayer, and Kristina Wiemann. Testing of rotor blades. *Dewi Magazin*, (30):5–9, 2007.
- [18] Rogier Pieter Louis Nijssen. *Fatigue life prediction and strength degradation of wind turbine rotor blade composites*. TU Delft, Delft University of Technology, 2006.
- [19] Adam Chehouri. A Comparative Study of Static and Fatigue Behaviors for Various Composite Orthotropic Properties for a Wind Turbine Using a Coupled FEM BEM Method. Master's thesis, Ecole Doctorale Des Sciences Et De Technologie, Université Libanaise, 2013.
- [20] Peter Jamieson. *Innovation in wind turbine design*. John Wiley & Sons, 2011.