

Verificação e validação de cálculo estrutural por análise de tensões em equipamento de elevação na manutenção de turbinas eólicas

Verification and validation of the stress analysis in the lifting equipment for maintenance of wind turbines

F. de Melo
A. Ramos
X. Parra
A. Orthous
S. Santos
C. Arroyo

Resumo

Este estudo refere-se à análise estrutural de cabina de elevação para transporte de pessoal técnico nas inspeções e manutenção das unidades eletromecânicas no interior de torres de turbinas eólicas de geração de energia. Exigentes precauções foram tidas no seu dimensionamento dado o fator humano; o principal objetivo deste estudo passa pela aplicação de técnicas de cálculo e medição das tensões na estrutura.

Uma nova cabina mais rígida foi desenhada por software CAD. O cálculo estrutural foi baseado em formulação analítica de mecânica estrutural e seguidamente verificada por elementos finitos, validando as tensões inicialmente calculadas. Efetuou-se uma verificação experimental de tensões em regime dinâmico, sendo o estudo focado na leitura/aquisição de deformações em pontos selecionados da estrutura. A verificação experimental constitui um certificado de segurança para uma estrutura com aplicação do tipo aqui descrito.

Abstract

The study here presented refers to a cabin of lifting equipment for transportation of technical personnel along a vertical rail track fixed on the internal surface of hollow taper shaped towers of wind turbines in technical inspections of the electro-mechanical system for power generation. Highly exigent precautions are focused on a safe transport operation; the main goal was to verify the safety of the systems with 3 methodologies of stress calculation.

A new model of cabin and structure to support the system was designed in CAD software. Thereafter, a structural assessment by analytical methods and a finite element modeling were carried out. The system reliability was complemented by a fatigue testing during one million of cycles subjecting the system at maximum payload. The experimental stress analysis at selected points of the structure equipment was carried out with strain gauges and real time dynamic reading equipment.

Palavras-chave: Verificação e validação / Sistemas de elevação / Mecânica estrutural / Modelo de elementos finitos

Keywords: Verification and validation / Lifting system / Experimental mechanics / Finite element model

F. de Melo

TEMA – Tecnologia Mecânica e Automação
Departamento Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro
Aveiro, Portugal
francisco@ua.pt

A. Ramos

TEMA – Tecnologia Mecânica e Automação
Departamento Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro
Aveiro, Portugal
a.ramos@ua.pt

X. Parra

Ciclofapril Metalworks, S.A.
Vale do Grou – Ap.2 – Aguada de Cima
Águeda, Portugal
parra.xabier@ciclofapril.pt

A. Orthous

Ciclofapril Metalworks, S.A.
Vale do Grou – Ap.2 – Aguada de Cima
Águeda, Portugal
orthous.ainhoa@ciclofapril.pt

S. Santos

Ciclofapril Metalworks, S.A.
Vale do Grou – Ap.2 – Aguada de Cima
Águeda, Portugal
samuel@ciclofapril.pt

C. Arroyo

Ciclofapril Metalworks, S.A.
Vale do Grou – Ap.2 – Aguada de Cima
Águeda, Portugal
arroyo.carlos@ciclofapril.pt

Aviso legal

As opiniões manifestadas na Revista Portuguesa de Engenharia de Estruturas são da exclusiva responsabilidade dos seus autores.

Legal notice

The views expressed in the Portuguese Journal of Structural Engineering are the sole responsibility of the authors.

DE MELO, F. [et al.] – Verificação e validação de cálculo estrutural por análise de tensões em equipamento de elevação na manutenção de turbinas eólicas. **Revista Portuguesa de Engenharia de Estruturas**. Ed. LNEC. Série III. n.º 6. ISSN 2183-8488. (março 2018) 125-132.

1 Introdução

As turbinas geradoras de energia a partir do vento não são uma invenção como fonte de energia renovável, como referem Chen e Blaabjerg, 2009, e Kalmikov, 2017. Muitas soluções inovadoras nesta área foram implementadas, nomeadamente no sistema mecânico de conversão de binário no rotor e controlo de pás para estabilização da tensão (Sheet 2007), tendo-se recorrido a controlo em frequência e tensão independentemente da frequência de rotação do rotor da turbina. Apesar do impacto estético desfavorável na paisagem, também com consequências letais para aves e outros animais voadores, este equipamento tem inegável valor económico (Hau 2013), promovendo produção energética com emissões zero e não exigindo modificações de grande monta no perfil geográfico e nos recursos hídricos.

As torres de turbina eólicas têm grande altura, frequentemente excedendo 200 m (Chen *et al.* 2013), estando essa cota a ser aumentada recentemente. Este componente estrutural está sujeito ao efeito de agentes atmosféricos, com detrimientos a nível químico e dinâmico, neste último caso com graves consequências no caso de ressonância modal (Chou e Tu 2011). O equipamento conversor de binário do vento está montado na altura máxima da torre, sendo necessário um equipamento elevatório para transporte do pessoal de manutenção. O método de transporte consiste normalmente em cabinas de elevação, ou equipamento de ajuda à subida de escadas por força muscular (Martimo *et al.* 2008).

Relatórios sobre análise estrutural em regime dinâmico para este tipo de equipamentos de elevação não são abundantes, possivelmente por razões de proteção de conhecimento e estratégia empresarial (Guo e Infield 2012); (Lavassas *et al.* 2003).

Devido ao facto de o equipamento de conversão mecânica de velocidade estar no alto da torre da turbina, uma manutenção calendarizada deve ser efetuada. Tais ações necessitam naturalmente do transporte de pessoal em trajetória vertical até à área de trabalho. O projeto e o uso de equipamento de elevação devem observar exigentes normas de desenho e cálculo (Martimo *et al.* 2008; Liu 2013).

O estudo aqui realizado está baseado em modelos analíticos de Mecânica Estrutural onde as solicitações dinâmicas são aproximadas por abordagem estática com a inclusão de fatores dinâmicos (Standard 2006). Seguindo este conceito, um estudo por elementos finitos foi também realizado tendo as forças em regime dinâmico sido convertidas em solicitações estáticas equivalentes pelo método descrito. Por fim, uma análise experimental por extensometria elétrica permitiu avaliar o estado de tensão na cabina de elevação e estrutura de rolamento em pontos mais esforçados, tendo submetido o sistema a sucessivos arranques e travagens, modelando deste modo com realismo os esforços dinâmicos esperados.

2 Materiais e procedimentos

O meio mais económico para elevação de pessoal técnico nestas tarefas de manutenção consiste no simples uso de escadas verticais, com dispêndio de força muscular até ao ponto de trabalho. Isto exige treino e preparação física, muitas vezes com dificuldades em

lidar com equipamento a tiracolo e tudo realizado a muito baixa velocidade e com potencial perigo. Em alternativa, pode recorrer-se a plataformas externas dotadas de sistema de elevação motorizado, puxando duas ou mais cordas para movimento vertical e freios de segurança, estando estes sistemas exemplificados na Figura 1. Este sistema pode ter irregularidade de movimento no caso de vento lateral, sendo previsível que este equipamento possa deslocar-se no exterior das torres.

Uma opção de valor consiste no transporte de pessoal, de modo abrigado e através de uma cabina deslocando-se numa pista de rolamento vertical e dotada de sistema de elevação, havendo sistemas para deslocamento tanto no interior como no exterior da torre.

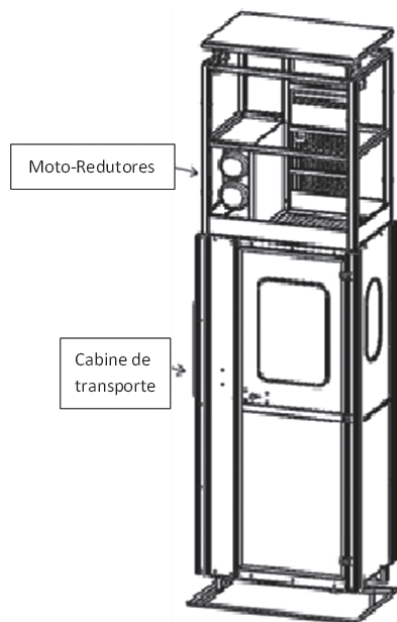


Figura 1 Modelo CAD da cabina de elevação e chassis motorizado (ELEVEK, CicloFapril)

Como sistema de propulsão da cabina, pode ser usado um par de motorreductores engrenando o pinhão de saída numa cremalheira montada ao longo da via vertical de rolamento. Esta solução, sendo mais dispendiosa que o sistema de cabos, é bem mais segura. Este sistema constitui o mais recente projeto de CF-Ciclofapril® comercializado sob o nome ELEVEK por CF.

Na secção seguinte descreve-se o cálculo das forças geradas em serviço envolvendo o efeito dinâmico de arranque/travagem ao elevar o sistema (peso próprio e sobrecarga transportável) assim como a interação mecânica entre as engrenagens dos motorreductores e as cremalheiras colocadas na via.

2.1 Análise cinemática e procedimentos para marcha estável

Para se obterem as forças/reações que atuam na cabina são necessários parâmetros associados à propriedades inerciais do

sistema como um corpo rígido, a seguir descritas:

- O centro de massa do conjunto (cabina com a sobrecarga).
- Os momentos estáticos sobre um referencial cartesiano em 3D.
- Reações internas entre o sistema de rolamento da cabina e a respetiva via; forças internas de engrenamento entre os motorreductores e as cremalheiras de deslocamento fixas na via.

A cabina é ligada por aparafusamento a uma estrutura externa de transporte dotada de rolos de apoio normal à via e guia lateral. Estes rolos exercem forças normais e tangenciais (direção horizontal) ao plano da via. Os rolos de guia normal mantêm a cabina no plano da via, sendo que os de guia lateral impedem que a cabina role em relação ao eixo normal ao plano da via.

Cálculo das reações internas nos rolos de suporte e guia

Este cálculo pode ser efetuado com rigor sem necessidade de procedimentos computacionais sofisticados. Uma vez obtida a posição do centro de massa do conjunto e terem sido definidas todas as forças gravíticas atuando na cabina, então, tendo em conta a orientação das reações admissíveis geradas nos rolos de apoio, é possível o seu cálculo a partir das equações de equilíbrio.

Cabina: massas e posição do centro de massa

Massa de corpos móveis (cabina+carro de rolamento+motorreductores de elevação) e carga transportável: especificação das forças segundo a Euronorma EN81-43:2010. Projetando estas forças sobre os eixos do referencial cartesiano global, as seguintes componentes devem ser consideradas:

- Carro de rolamento:
Forças verticais são: o peso da cabina + sobrecarga transportável. Efeitos dinâmicos de arranque/paragem e frenagem de emergência são assumidos com base em fatores empíricos de intensificação, obtendo-se forças estáticas equivalentes. As forças de reação do efeito do funcionamento dos motorreductores serão geradas nos furos de aparafusamento ao carro de rolamento. Por sua vez, a cabina encontra-se também aparafusada ao carro de rolamento, gerando-se as correspondentes reações internas entre subconjuntos. Como a cabina é acionada por motorreductores e estes engrenam na cremalheira instalada na via de rolamento, através de pinhões, a cabina encontra-se, de certo modo, suspensa pelos pinhões de engrenamento dos motorreductores. Assim, os furos de fixação dos motorreductores ao carro de rolamento só apresentam praticamente reações verticais. Estas reações anulam o efeito das cargas gravíticas, que são verticais.
- O carro de rolamento deve suportar também ações dinâmicas, resultando de acelerações (arranque/travagem) que são transmitidas pelos furos de aparafusamento dos motorreductores ao carro de rolamento.

Forças nos rolos de apoio no contacto com a via

Estas forças resultam da sobreposição das reações devidas às forças com o efeito das forças sísmicas e aerodinâmicas, por ação do vento. Há 8 rolos no carro de rolamento da cabina, controlando a posição da cabina sobre a via, evitando que descole da via; por sua vez há mais 4 rolos de guia lateral evitando o seu rolamento (*drift*) segundo

a normal ao plano da via. Em síntese, as forças verticais externas são só devidas a cargas gravíticas, afetadas de fatores dinâmicos como referido (arranque e paragem dos motorreductores), engrenando com as cremalheiras de elevação na via (Figura 2).

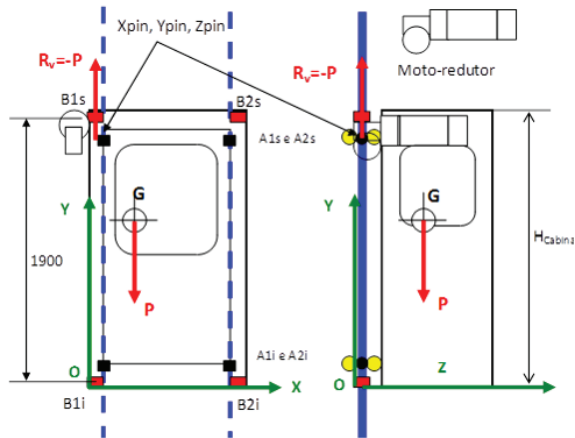


Figura 2 Cabina vista de frente: forças externas (gravíticas: peso próprio e sobrecarga) e reações geradas nos rolos de apoio

Coordenadas, símbolos e identificação de acessórios para controlo do deslocamento:

- Suportes A1s e A2s; A1i e A2i identificam, respetivamente, os rolos de guia frontal superior e inferior (evitam o basculamento da cabina para o plano frontal) e os rolos de guia lateral superior e inferior (mantendo a cabina alinhada verticalmente);
- Total de rolos de guia no plano da via: 8 rolos, identificados por círculos amarelos e um círculo preto na zona de contacto com o perfil de rolamento;
- Suportes B1s e B2s; B1i e B2i: referem-se aos rolos superiores e inferiores para guia lateral evitando o *drift*.

2.2 Medições experimentais

Os resultados experimentais foram obtidos testando uma estrutura-protótipo em condições de funcionamento, consistindo em manobras de arranque/paragem tendo carregado a cabina com a sobrecarga prevista.

Foram colocadas 5 rosetas de extensómetros (leitura a 0° e 90°) em pontos seleccionados na estrutura, nomeadamente onde os momentos flectores (e consequentemente as tensões nos perfis da estrutura) fossem os mais elevados. O registo das deformações a partir das estações de extensómetros efetuou-se com a unidade de aquisição CATMAN® para HBM®, usada com sucesso em temas semelhantes (Talaia *et al.* 2007), com referência KFR-1-120-C1-11, sendo as suas posições apresentadas na Figura 3.

O sistema foi testado movimentando a cabina para cima e para baixo, com travagem a meio curso deste movimento. Foi medido aproximadamente o tempo de travagem por observação do padrão de tensões registadas, sendo tal medição efetuada em regime dinâmico com frequência de amostragem de 50 Hz.

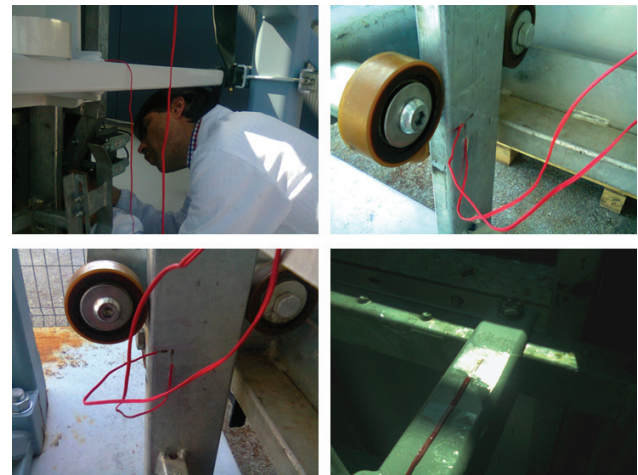


Figura 3 Posição das rosetas de extensómetros nos perfis de rolamento vertical da estrutura de suporte

3 Resultados

Modelo com formulação analítica em Mecânica Estrutural com fatores dinâmicos equivalentes

A área disponível do chão da cabina é de $0,6 \times 0,9 \text{ m}^2 = 0,54 \text{ m}^2$; neste tipo de equipamentos, a carga transportável é 2,16 kN; de acordo com as normas de dimensionamento, aquela força excedendo o valor de 2 kN passa a ser a força efetiva de dimensionamento; se a carga transportável fosse inferior a 2 kN, então seria este último o valor a ser considerado. A massa máxima a transportar na cabina é de 300 kg, definida pelo fabricante.

A carga total na cabina é:

$$300 \times 9,8 + 2,16 = 2,94 + 2,16 = 5,1 \text{ kN}$$

Considerando como referencial cartesiano principal o de eixos a verde, o centro de massa da cabina (onde se aplica a resultante das forças que nela atuam) tem as coordenadas (cálculo com SolidWorks® software): $X_G = 163,04 \text{ mm}$; $Y_G = 1606,91 \text{ mm}$; $Z_G = -263,30 \text{ mm}$.

A figura seguinte clarifica a localização das forças que atuam na cabina:

Cálculo de forças estáticas equivalentes ao efeito de travagem (descendente) da cabina: assumimos inicialmente um tempo de travagem de $\Delta T_{\text{brake}} = 0,5 \text{ s}$.

Forças transversais ao nível dos rolos de guia: estimadas a partir do tempo de desaceleração.

$$\text{Massa a elevar } M_{\text{tot}} = 5100/9,8 = 520,4 \text{ kg}$$

$$\text{Velocidade ascendente } V_{\text{lift}} = 24 \text{ m/min} = 24000/60 = 400 \text{ mm/s}$$

$$\text{Aceleração de frenagem: } A_{\text{brake}} = 400/0,5 = 800 \text{ mm/s}^2 = 0,8 \text{ ms}^{-2}$$

Equilíbrio dinâmico da cabina para as solicitações anteriores:

$$F_{\text{pinion-rack}} - M_{\text{total}} \times g = M_{\text{total}} \times (-A_{\text{brake}}) \quad (1)$$

(A aceleração da cabina A_{brake} é considerada negativa)

Na ação de travagem da cabina (que dura 0,8s), a Lei de Newton estabelece a condição de equilíbrio:

$$PESO_{tot} - F_{brake} = M_{cabina} \times A_{brake} \text{ (consideram-se positivos os termos na direção descendente)}$$

em que o $PESO_{tot} = 5100 \text{ N}$; $A_{brake} = -0,8 \text{ ms}^{-2}$

A força será a que se transmite ao par pinhão/cremalheira em contacto de engrenamento:

$$F_{Pinion-rack} + 520,4 \times 9,8 = 520,4 \times (-0,8) \Rightarrow F_{Pinion-rack} = 5516 \text{ N} \quad (2)$$

Cálculo das forças horizontais nos rolos de guia (cabina vista de frente)

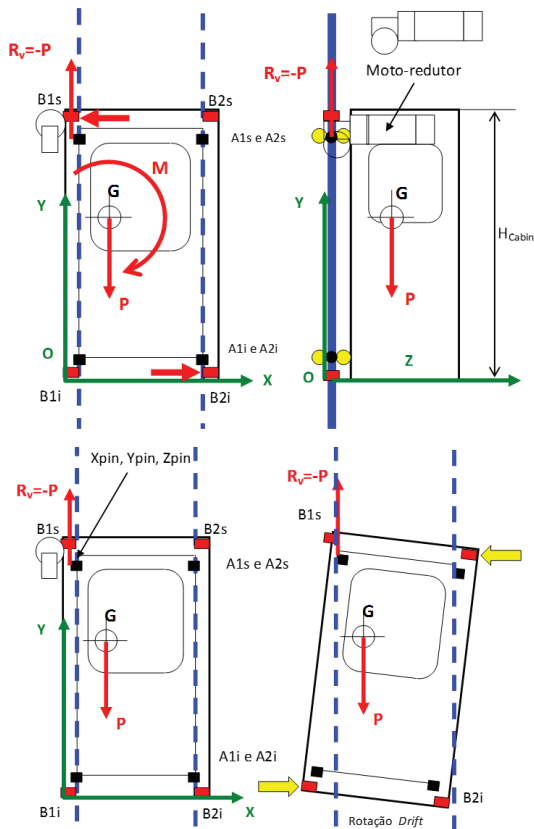


Figura 4 Representação das coordenadas de posição da cabina e centro de massa

Momentos no ponto G- (centro de massa)

Momento de rotação devido à força de reação por engrenamento (nota: $R_{Pinion-rack} = R_v$ na figura acima)

$$[R_{Pinion-rack} = R_v] \times X_G = 5516 \times 163,4 = 901314,4 \text{ Nm}$$

Distância vertical dos rolos de guia lateral (*anti-drift*) é 1,9 m o que permite obter as forças horizontais de guia (*anti-drift*), mantendo a cabina alinhada na vertical:

$$B1s = B2i = 901314,4 / 1900 = 474,376 \text{ N}$$

Estas forças materializam-se por ação do binário que desalinha a cabina na direção vertical mas no plano da via *drift* (ver as figuras

seguintes). O cálculo das forças de reação ao momento *drift* necessita da determinação dos momentos de inércia dos perfis-guia:

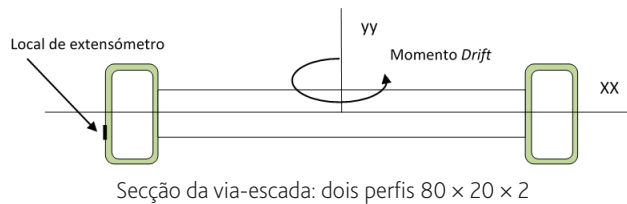


Figura 5 Posição dos perfis da via e localização dos extensómetros

Perfil RHS 80 x 20 x 2. Área transversal = 384 mm².

Momentos de inércia:

$$I_{xx} = 268032 \text{ mm}^4, I_{yy} = 27392 \text{ mm}^4$$

A via-escada consiste na associação de 3 módulos: são montados suportes em cada um dos 3 módulos; o comprimento de cada módulo é 1,8 m; comprimento total da escada (apenas no protótipo de testes): $L_{3M} = 5,7 \text{ m}$.

Cálculo do estado de tensão na via (escada) de rolamento:

A via pode ser encarada como uma associação de dois perfis paralelos RHS (como representado acima) ligados por perfis tubulares de secção circular servindo como degraus quando pequenas cotas podem ser vencidas por subida/descida muscular pelo pessoal de manutenção. Estes tubos-degrau conferem elevada rigidez transversal ao par de perfis RHS no seu próprio plano. Contudo, a ligação dos tubos-degrau é feita de modo intermitente, pelo que a rigidez à flexão da associação dos perfis no próprio plano da via-escada permite alguma deformabilidade de cada tramo do perfil RHS entre degraus. Um reparo adicional refere-se precisamente ao facto de, na rotação tipo *drift* pela cabina, as forças de contacto dos rolos contra os perfis da via atuarem em cada perfil e não nos dois ao mesmo tempo (ver Figura 4).

Desenho do Diagrama de Momentos Fletores para a via de rolamento: os pontos A e B nas Figuras 4, 6 e 7 servem para desenho do momento fletor na viga equivalente (Figura 7).

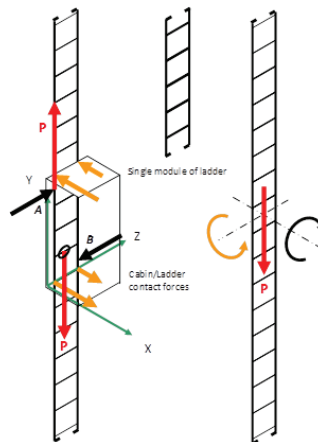


Figura 6 Ações na via-escada devidas ao rolamento da cabina segundo o eixo x

Neste caso (forças individuais), os perfis foram considerados separadamente e estudados como vigas simples com forças resultantes de momentos em direções tridimensionais.

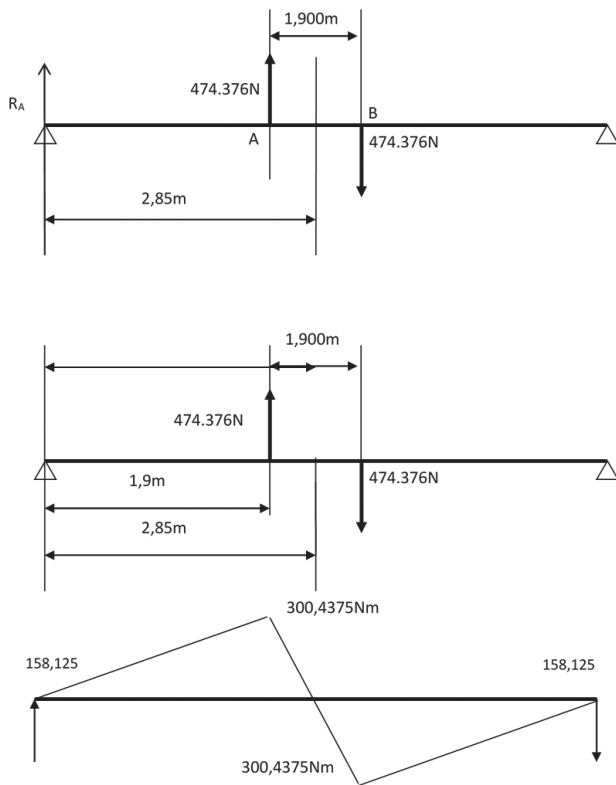


Figura 7 Diagrama de forças e momentos na viga composta equivalente à via de rolamento da cabina

Sendo a via-escada equivalente a uma viga composta de perfis, como foi referido, o efeito das forças provenientes do contacto com os rolos do carro da cabina considera-se na viga composta como equivalente a uma configuração intermédia entre o caso de dois perfis com distância imutável e o caso de dois perfis paralelos mas em que a deformação por flexão pode ser independente (sem rigidez ao corte no plano da via), uma vez que a ligação se faz por degraus tubulares com alguma deformabilidade. A viga equivalente resulta da ligação de 3 módulos simples perfazendo-se um comprimento de 5,7 m.

Cálculo de tensões:

- a) Flexão segundo o eixo de menor momento de inércia dos perfis RHS da via-escada:

$$\sigma_{xz\max}^b = \frac{300475 \times 10}{2 \times 27397} = 54,83 \text{ MPa} \quad (3)$$

- b) Devida à componente axial da força total na desaceleração (travagem) da cabina; movimento descendente:

$$\sigma_{xz\max}^N = \frac{5516}{384} = 14,365 \text{ MPa} \quad (4)$$

Tensão total: 69,19 MPa. Este resultado corresponde a uma deformação de 329 $\mu\epsilon$ no aço estrutural corrente (módulo de Young $E = 208 \text{ GPa}$). A tensão registada está bem abaixo do limite de fadiga recomendado no EC3, *Eurocode Division III Design of Steel Structures*.

4 Simulação por elementos finitos

O cálculo anterior da estrutura de rolamento é também analisado por modelação de elementos finitos. Nesta etapa, um desenho *AutoCad* referente à via-escada foi discretizado em elementos finitos tetraédricos com *3D Solid CST triangles, SolidWorks*®. Estes elementos asseguram convergência e um comportamento estável, embora seja necessário em muitos modelos, um elevado grau de refinamento de malha. Resultados são apresentados na Figura 8.

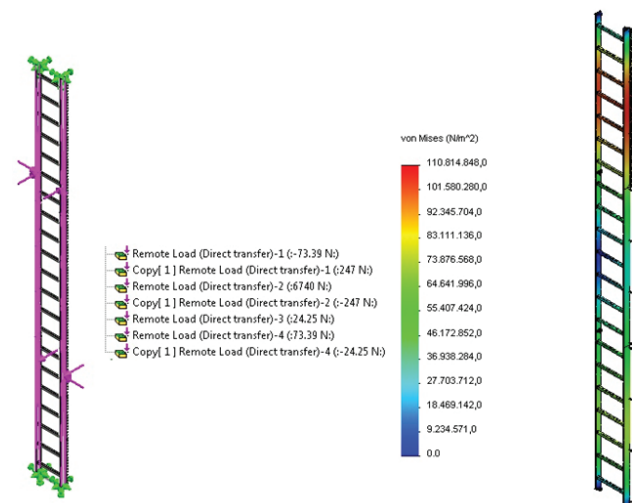


Figura 8 Tensão equivalente (Von Mises) na simulação da estrutura

Os resultados mostraram que a máxima tensão excedia consideravelmente a que foi obtida no estudo analítico com metodologia de Mecânica de Estruturas; contudo, a tensão refere-se à de Von Mises, um valor equivalente que combina outras tensões normais e de corte. Também para este resultado contribui o modo como foram modeladas as condições de fronteira na estrutura e o facto de as ligações entre perfis (os degraus, por exemplo) terem sido assumidas “absolutamente” rígidas, tal contribuindo para uma rigidez global da estrutura bem maior do que a efetiva.

5 Resultados experimentais

Os resultados experimentais foram medidos de modo contínuo durante o movimento da cabina, tendo sido usada para este fim a unidade de aquisição *Catman-HBM*®. Deste modo foi possível avaliar a evolução das tensões nas estações de medição, à medida que o rodado do carro da cabina passava, e assim registar a máxima amplitude.

A Figura 9 apresenta a deformação em tempo real nos extensómetros na posição A e B na fase de movimento descendente e paragem.

Regista-se um pico de $363,2 \mu\epsilon$ na estação A perto da ligação entre dois módulos da via-escada. Uma leitura inversa de $250 \mu\epsilon$ na deformação foi observada quando a cabina ultrapassou a zona de leitura, invertendo a sollicitação de flexão na via. A manobra de paragem brusca da cabina induz alguma vibração, como se pode verificar na Figura 9 (passados cerca de 20 segundos do início do rolamento da cabina), ficando uma leitura estática de $40 \mu\epsilon$ depois da paragem.

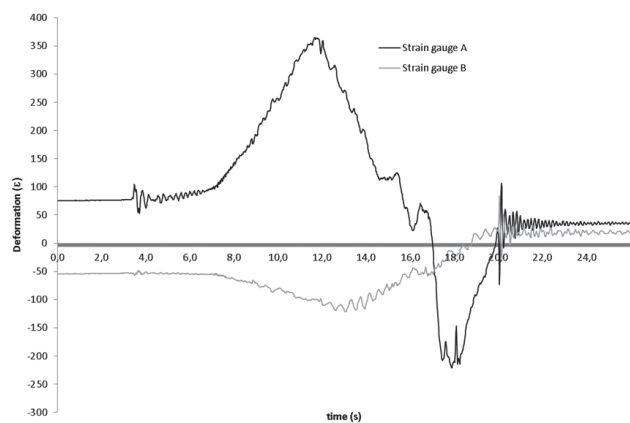


Figura 9 Deformação nas estações A e B na estrutura da via-escada: movimento descendente e travagem

Outro ensaio consistiu no arranque para movimento ascendente com paragem brusca, imediatamente seguido de movimento inverso também com paragem brusca, num período de 10 s. A cabina com a máxima carga prevista no projeto apresentou resultados mostrados na Figura 10 (duas estações de leitura). O valor máximo de $421 \mu\epsilon$ foi registado no instante da paragem. Este resultado apresenta contudo a sobreposição de modos de vibração de alta frequência por parte da cabina, que no modelo analítico não foram incluídos.

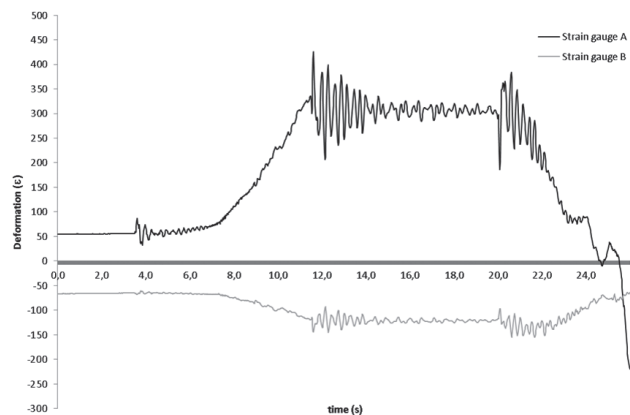


Figura 10 Deformação nas estações A e B na estrutura da via de rolamento (elevação/paragem e descida/paragem). Anota-se que a cabina para junto às estações de leitura; daí a intensificação do resultado com valor médio estável em cerca de $300 \mu\epsilon$

Os resultados referentes ao movimento ascendente com paragem, medidos em extensómetros C e D (estes num plano normal ao plano

da via; ver Figura 3) estão registados na Figura 11, com um máximo de $364,5 \mu\epsilon$.

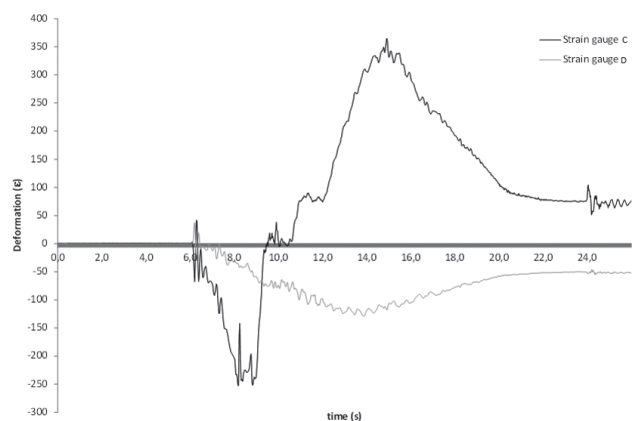


Figura 11 Deformação nas estações C e D no suporte final da estrutura via-escada (ponto morto inferior; movimento ascendente)

6 Discussão

É uma prática corrente e obrigatória desenvolver o projeto estrutural vinculado a normas de dimensionamento, a fim de obter acreditação e aprovação internacional. Tal prática envolve cálculos e desenhos detalhados. Etapas adicionais na fase pós-projeto podem consistir na realização de testes experimentais a fim de verificar a fiabilidade dos procedimentos e de validar todo o processo anterior, tal servindo de garantia adicional ao cliente.

Normalmente, a verificação experimental de uma estrutura é um processo demorado e exige equipamento dispendioso, tal associado à necessidade de pessoal tecnicamente habilitado para operar os equipamentos e processo laboratoriais. Uma decisão motivando a verificação experimental de um projeto mecânico prende-se, na comunidade industrial, com a ambição de apresentar uma imagem de competência e credibilidade nos procedimentos de engenharia. A motivação para tais decisões vem com frequência de empresas com assinaláveis padrões de exigência na impressão de um nome de referência no setor industrial, como é o caso da CICLOFAPRIL. Esta empresa efetuou os testes descritos em adição ao projeto realizado, o qual cumpriu com todas as especificações e procedimentos de cálculo constantes do EC3.

O uso da extensometria elétrica constitui uma ferramenta de investigação acessível, que permite resultados de reconhecida precisão, embora seja uma técnica discreta; limitada aos pontos mais importantes (zonas de concentração de tensão, como soldaduras ou geometria de variação brusca), caso contrário é dispendiosa e demorada. O procedimento foi levado a cabo com o sistema *Catman-HBM*® mais recente ligado a extensómetros tipo roseta bidirecional, como descrito. As leituras foram efetuadas em tempo real com uma frequência de amostragem largamente suficiente para permitir avaliar o comportamento dinâmico da estrutura sob ação de forças transientes decorrentes das manobras da cabina. A

concordância de resultados foi muito boa como se pode ver nos registos apresentados.

Em síntese, foi possível observar as principais diferenças entre as aproximações nos métodos de análise estrutural e os resultados efetivos (experimentais) tal como apresentado na Tabela I em baixo, onde os valores de pico das tensões são comparados entre si (3 procedimentos). Os resultados experimentais estão em excesso cerca de 22% em relação à solução analítica e em 38% em relação ao estudo por elementos finitos. Isto sugere que, estando os resultados analíticos em boa concordância com os experimentais, dever-se-á adotar um fator de segurança de 1,2 para um dimensionamento de confiança, certificada pela análise experimental.

Tabela I Síntese de resultados

	Sol. Analítica	MEF	Experimental
Deform ($\mu\epsilon$)	329	262	421
Tensão (Mpa)	65,8	52,4	84,2

7 Conclusões

Uma estrutura reticulada usada como suporte e caminho de rolamento de uma cabina de elevador, foi examinada quanto ao estado de tensão em pontos potencialmente críticos. A estrutura foi verificada por três procedimentos em projeto estrutural; uma técnica experimental, usando extensometria elétrica e dois métodos numéricos: respetivamente uma formulação analítica de mecânica de estruturas e uma modelação por elementos finitos. O projeto pode considerar-se validado afirmativamente quanto à sua segurança e duração a solicitações de fadiga, tendo-se registado uma concordância de resultados bastante aceitável.

Embora os procedimentos descritos neste trabalho (sobretudo a análise experimental em relação aos métodos numéricos) não sejam métodos inovadores, a verificação experimental deste tipo de projetos é muito pouco frequente, pelo menos por parte das empresas construtoras, pois representa um investimento considerável, não só em acessórios mas no tempo consumido nos ensaios, o que pode ser adverso à estratégia produtiva. Este procedimento representa contudo uma mais-valia quanto à segurança e fiabilidade final do projeto, dado que uma importante componente humana está envolvida no funcionamento e sobretudo a grande altura de transporte. A verificação experimental é nestes casos uma decisão de grande sensatez de política construtiva pelas razões apontadas.

Referências

- [1] Chen, K.; Song, M. X.; Zhang, X. – "The investigation of tower height matching optimization for wind turbine positioning in the wind farm". *J Wind Eng Ind Aerodyn*. 114:83–95, 2013.
- [2] Chen, Z.; Blaabjerg, F. – "Wind farm - A power source in future power systems". *Renew Sustain Energy Rev*. 13:1288–1300, 2009.
- [3] Chou, J. S.; Tu W. T. – "Failure analysis and risk management of a collapsed large wind turbine tower". *Eng Fail Anal* [Internet]. 18:295–313, 2011. Available from: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1350630710001603>.
- [4] Guo, P.; Infield, D. – "Wind turbine tower vibration modeling and monitoring by the nonlinear state estimation technique (NSET)". *Energies*. 5:5279–5293, 2012.
- [5] Hau, E. – "Wind turbines: Fundamentals, technologies, application, economics" [place unknown], 2013.
- [6] Kalmikov, A. – "Wind Power Fundamentals". In: *Wind Energy Eng* [Internet]. [place unknown]; p. 17–24, 2017. Available from: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780128094518000023>.
- [7] Lavassas, I.; Nikolaidis, G.; Zervas, P.; Efthimiou, E.; Doudoumis, I. N.; Baniotopoulos, C. C. – "Analysis and design of the prototype of a steel 1-MW wind turbine tower". *Eng Struct*. 25:1097–1106, 2003.
- [8] Liu, W. Y. – "The vibration analysis of wind turbine blade-cabin-tower coupling system". *Eng Struct*. 56:954–957, 2013.
- [9] Martimo, K. P.; Verbeek, J.; Karppinen, J.; Furlan, A. D.; Takala, E. P.; Kuijter, P. P. F. M.; Jauhiainen, M.; Viikari-Juntura, E. – "Effect of training and lifting equipment for preventing back pain in lifting and handling: systematic review". *BMJ* [Internet]. 336:429–431, 2008. Available from: <http://www.bmj.com/cgi/doi/10.1136/bmj.39463.418380.BE>.
- [10] Sheet, F. – "Wind Power Basics". *Power*:1–4, 2007.
- [11] Standard E. Eurocode 3 – Design of steel structures – Part 1-12: Additional rules for the extension of EN 1993 up to steel grades S700. Management.:1–9, 2006.
- [12] Talaia, P. M.; Ramos, A.; Abe, I.; Schiller, M. W.; Lopes, P.; Nogueira, R. N.; Pinto, J. L.; Claramunt, R.; Simões, J. A. – "Plated and intact femur strains in fracture fixation using fiber Bragg gratings and strain gauges". *Exp Mech*. 47:355–363, 2007.