ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO RIPPER DE UMA ESCAVADORA DE ARRASTO

M. Samarra*, L. Roseiro**, A. Neto*

*Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Coimbra, Portugal **Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia de Coimbra, Portugal







RESUMO

O ripper é um componente mecânico agregado a uma máquina de arrasto que permite a execução de trabalhos de elevado esforco, nomeadamente em rasgo e nivelação de solo, e em particular onde não seja possível utilizar máquinas de pequena dimensão. A fratura do ripper é uma situação que ocorre com frequência, o que conduz a custos elevados, seja pelo preço associado à aquisição de um novo componente, seja pelos tempos de paragem indesejáveis. Ém termos práticos, em Portugal as empresas que utilizam este tipo de equipamento optam por produzir um novo ripper que mantêm em estaleiro pronto para a substituição. Ora, o estudo do comportamento mecânico do ripper é um tema que não se encontra desenvolvido. Neste trabalho, apresenta-se o estudo desenvolvido do comportamento mecânico do ripper, que integra a escavadora de arrasto Komatsu 275. Foi efetuado um estudo numérico e experimental a um modelo à escala 1:10. A modelação numérica recorre ao método dos elementos finitos, com recurso aos programas SolidWorks Simulation e Abaqus CAE. A validação dos modelos de elementos finitos desenvolvidos foi suportada por uma avaliação experimental em laboratório. Foi também avaliado experimentalmente o comportamento do ripper em condições reais de trabalho. Toda a análise experimental foi suportada por extensometria elétrica por resistência, que permitiu determinar o campo de deformações em pontos específicos, tanto no ripper à escala como em situação real, assim como pela utilização de células de carga e de um acelerómetro. A aquisição de dados foi feita através de placas de aquisição National Instruments e dos softwares Labview e Matlab.

ABSTRACT

The ripper is a mechanical component added to a bulldozer machine that allows the execution of works of high effort, namely in works of tear and flat soil, particularly where it is not possible to use small machines. The fracture of the ripper is a situation that occurs frequently, leading to high costs, due to the price associated with the acquisition of a new component, either by stopping unwanted times. In practices, in Portugal, the companies that use this type of equipment choose to produce a new ripper, which is maintained ready for replacement. However, the study of the mechanical behavior of the ripper is a topic that have not been yet developed. In this paper, we present the study of the mechanical behavior of the ripper that is integrated on the Komatsu 275 bulldozer machine. Moreover, A numerical and experimental study of a model at the scale of scale 1:10 was made. The numerical model is based on the finite element method, using the following softwares SolidWorks Simulation and Abaqus CAE. The validation of the finite element models was supported by the experimental evaluation. The behavior of the ripper was also evaluated experimentally in real working conditions. The experimental analysis was supported by the use of electrical resistance strain gage, allowing the determination the strain field at specific points. Data acquisition was performed using National Instruments acquisition boards and the softwares Labview and Matlab.

1. INTRODUÇÃO

As restrições ambientais e limitações na aplicação do método de detonação têm conduzido a uma maior utilização da "ripagem" como método alternativo de perfuração do solo. O ripper é um componente mecânico agregado a uma máquina de arrasto que tem como principal função penetrar e rasgar o solo, nomeadamente, onde não seja possível utilizar máquinas de pequena dimensão. Geralmente é utilizado na execução de trabalhos onde é exigido elevado esforço e rápida execução, como por exemplo em e obras de nivelamento e pedreiras uniformização. O ripper integra a parte posterior da máquina, funcionando como complemento ao equipamento principal (a pá), sendo acionado hidraulicamente. A Figura 1 ilustra uma máquina de arrasto com o ripper em situação de trabalho.



Fig.1 – Máquina em trabalhos.

A fratura do ripper é uma situação que ocorre com frequência. Atendendo à sua dimensão e custo associado, quando este fratura, as empresas optam por depositar um cordão de soldadura para voltar a unir as partes, sendo rara a opção pela compra de um novo componente de origem. Contudo, mesmo utilizando este procedimento, os custos associados são elevados. Na prática, para evitar tempos de paragem indesejáveis, é necessário disponibilizar um ripper de substituição. Por outro lado, quando o processo de soldadura se torna inviável, a outra opção passa por produzir um novo ripper, situação habitual em Portugal.

A abordagem deste trabalho passou pelo desenvolvimento e maquinação de uma configuração à escala 1:10 do ripper e o seu conjunto de suporte, que permitiu a execução de testes experimentais em laboratório. O ripper foi submetido a condições equiparadas às existentes na obra. A modelação geométrica do ripper à escala foi feita utilizando o programa SolidWorks, sendo o seu estudo numérico feito através do método dos elementos finitos, com recurso aos programas comerciais SolidWorks Simulation e Abagus CAE. A utilização destes dois programas permitiu comparar os dois modelos numéricos e respectiva validação através dos ensaios experimentais executados em laboratório, com a montagens especifi-camente recurso desenvolvidas para o efeito. Poste-riormente, apresenta-se uma avaliação experi-mental ao ripper, obtida em cenário real de obra. O ripper estudado é parte integrante de uma máquina escavadora de arrasto Komatsu 275. A avaliação experimental foi feita extensometria elétrica por resistên-cia. Neste contexto obteve-se o campo de deformações, em pontos específicos recorren-do a rosetas extensométricas, sendo a aquisição de dados feita através de uma placa de aquisição National Instruments e do software Labview.

2. CARATERIZAÇÃO ESTRUTURAL

2.1. Modelo Geométrico do Ripper

Os modelos geométricos do ripper e da estrutura de suporte foram elaborados a partir de um levantamento de forma efetuado em estaleiro. Na Figura 2 pode-se visualizar o modelo geométrico do conjunto ripper — estrutura de suporte e as suas dimensões globais.

2.2. Modelo Geométrico do Ripper à Escala 1:10

Para os ensaios experimentais efetuados em laboratório foi desenvolvido um conjunto ripper – estrutura de apoio, à escala 1:10. O ripper foi maquinado em CNC, tendo sido produzido na liga de alumínio 7022. Foram desenvolvidas duas diferentes estruturas de apoio para o protótipo à escala. A estrutura

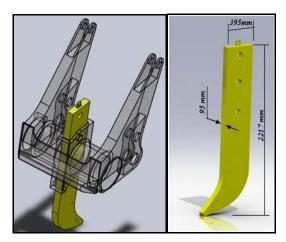


Fig 2 – Modelo geométrico do ripper e estrutura de suporte.

de apoio apresentada na Figura 3 foi desenvolvida para a obtenção das frequências naturais e modos de vibração. Assim, foi necessário garantir a inexistência de folga em relação ao ripper, de modo a obter resultados precisos.

Já a estrutura de apoio da Figura 4, pretende simular a condição de suporte do ripper em condições de serviço. O modelo representa as folgas existentes entre os dois componentes.

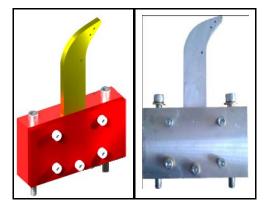


Fig 3 – Estrutura de apoio para ensaios de vibração.

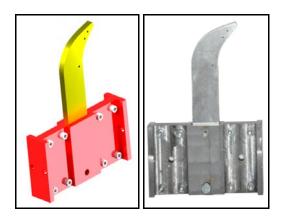


Fig 4 – Estrutura de apoio para simulação de cargas estáticas.

As características mecânicas dos materiais utilizados na construção do conjunto ripper—suporte de apoio são apresentadas na tabela 1.

Tabela 1 – Características mecânicas do ripper e estrutura de suporte.

Características Mecânicas	Ripper Al 7022	Apoio Vibrações Al 2017 A	Apoio Força AISI 4340
E [GPa]	72	73	205
$\sigma_{\rm r}[{\rm MPa}]$	540	225	1110
σ_{c} [MPa]	460	145	710
Massa Especifica [kg/m³]	2830	2800	7850
Coeficiente de Poisson	0,33	0,33	0,32

3. ANÁLISE ESTÁTICA AO RIPPER À ESCALA 1:10

3.1. Modelo de Elementos Finitos

O estudo numérico do comportamento do ripper foi feito com recurso ao software SolidWorks *Simulation*. Na Figura 5 podemos observar as condições de fronteira do modelo onde foram restringidos todos os graus de liberdade nas superfícies de ligação à estrutura de suporte. A ligação entre o ripper e a estrutura de apoio foi modelada através de um pino com rigidez elevada. Os contactos existentes entre as superfícies do ripper e as da estrutura de apoio foram modelados através da opção "*No Penetration*". A aplicação de carga teve em conta as condições de ensaio experimental com carga controlada.

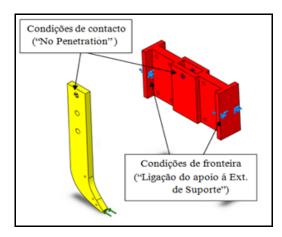


Fig 5 – Condições do modelo de elementos finitos.

O conjunto ripper e estrutura de apoio. foi modelado com elementos tetraédricos parabólicos. Este elemento está disponível na biblioteca do software e tem dez nós e três graus de liberdade por nó, as translações nas três direções ortogonais. Foi feito um estudo de convergência da malha de elementos finitos, tendo como ponto de partida uma dimensão média de 7 mm e incrementos iniciais de 0,1 mm e finais de 0.05 mm. O estudo de convergência conduziu à dimensão média final do elemento de 4,15 mm. Assim, o modelo final do ripper corresponde ao total de 60.260 elementos. Na Figura 6 podem-se visualizar a malha de elementos finitos considerada.

Na Figura 7 é apresentada a distribuição das deformações no ripper para a situação de carga frontal considerada. Os resultados obtidos pelo modelo de elementos finitos mostram que as deformações mais elevadas estão localizadas nas zonas típicas de fratura.

Na Figura 8 pode-se visualizar a distribuição das deformações no ripper para a

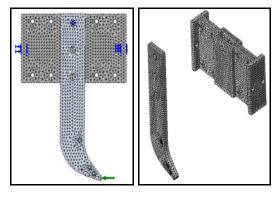


Fig. 6 – Malha de elementos finitos utilizada.

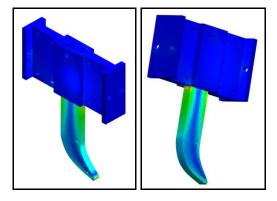


Fig. 7 – Distribuição das deformações para a carga frontal.

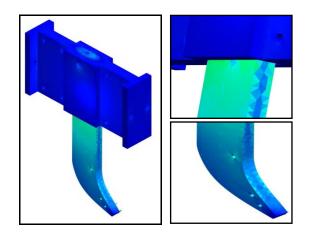


Fig. 8 – Distribuição das deformações para a carga lateral.

situação de carga lateral considerada. Os resultados apresentados mostram, mais uma vez, que as deformações mais elevadas se localizam nas zonas típicas de fratura.

3.2. Estudo Experimental

Com o principal objetivo de representar o mais fielmente possível as condições de trabalho do ripper e da estrutura de suporte, foi desenvolvido e construído o sistema mecânico para aplicação da carga.

A monitorização da deformação foi feita a partir de três extensómetros unidirecionais da marca Vishay (Micro Measurements Group) referência EA-13-250BG-120, para alumínio, com grelhas produzidas na liga de autocompensadas constantan. temperatura, e uma resistência nominal de 120 ohms. O fator de ganho nominal indicado no certificado de calibração é 2.100±0.5%. A posição dos extensómetros no ripper foi definida com base nos do resultados modelo numérico desenvolvido de elementos finitos em SolidWorks Simulation. A Figura 9 mostra o ripper instrumentado e a posição dos três extensómetros unidirecionais.

A monitorização da carga aplicada no ripper foi feita a partir de uma célula de carga à compressão, com uma carga nominal máxima de 5 kN. A célula de carga é designada comercialmente por TSTM 5kN da "AEP Transducers". Um atuador pneumático, controlado por válvulas eléctricopneumáticas, em conjunto com a célula de

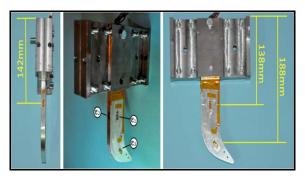


Fig. 9 – Instrumentação do ripper com extensómetros unidirecionais.

carga permitiu monitorizar a aplicação de cerca de 500N no ripper. Consideraram-se forças aplicadas no plano geométrico do ripper (0°) e no plano perpendicular do ripper (90°). De modo a adquirir simultaneamente os dados da célula de carga e dos extensómetros, foi utilizada placa de aquisição National Instruments, referência NI USB-9162 e a plataforma de programação LabView. Para o efeito foi desenvolvido um programa de aquisição, cujo interface gráfico se pode visualizar na Figura 10. Os extensómetros foram ligados em quarto de ponte e a célula de carga em ponte completa. Os dados experimentais com carga controlada foram recolhidos a partir de testes efetuados em ambiente de laboratório.

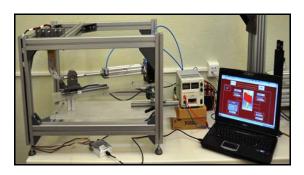


Fig. 10 - Montagem Experimental

3.2.1. Resultados Experimentais

Os resultados obtidos experimentalmente para a carga frontal (0°) são apresentados no gráfico da Figura 11. Neste ensaio, as deformações apresentaram o comportamento esperado, isto é, foi no extensómetro B (ε_2) que se registou a maior deformação. De facto, uma das zonas de maior ocorrência de fraturas no ripper corresponde a esta zona, que por sua

vez é coincidente com a zona crítica dos estudos numéricos realizados. Os extensometros A (ϵ_1) e C (ϵ_3) não demostraram uma deformação significativa o que comprova que a solicitação frontal aplicada foi coordenada corretamente. Neste ensaio foi registada uma força máxima de 500 N na célula de carga, para uma deformação máxima registada de 235 $\mu\epsilon$ no extensómetro B (ϵ_2) .

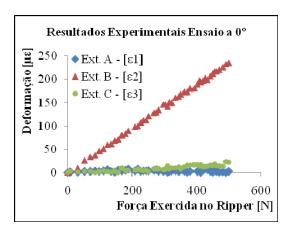


Fig. 11- Resultados Experimentais Ensaio a 0°.

O gráfico da Figura 12, referente ao ensaio estático para carga lateral (90°), relaciona as deformações obtidas com a força registada na carga. Neste ensaio, de deformações obtidas apresentaram, também, o comportamento esperado. O extensómetro A (£1) apresentou os valores de deformação mais elevados, estando em linha com uma das zonas de maior ocorrência de fraturas no ripper e alinhado com os resultados dos estudos numéricos realizados em Solidworks. Neste ensaio foi registada uma força máxima de 477 N na célula de carga, que corresponde a uma deformação máxima de 725 με no extensómetro A (ε1).

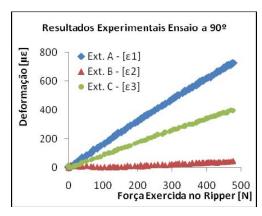


Fig. 12-Resultados Experimentais Ensaio a 90°.

3.3. Comparação de Resultados

Na Figura 13, comparam-se os valores das deformações obtidas para a situação de ensaio experimental, para carga controlada e estabilizada a 0° e a 90°, com as calculadas pelo modelo numérico para as mesmas condições de carga.

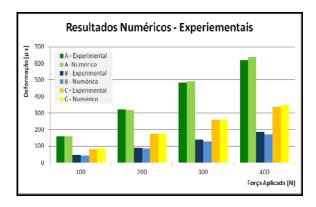


Fig. 13 – Comparação entre os resultados numéricos e os experimentais.

A análise comparativa dos dados do gráfico mostra uma boa correlação entre os resultados do modelo numérico e os obtidos experimentalmente para os três extensómetros, com erros relativos médios de 0,86%, 6,23% e 2,02% para os extensómetros A (ε1), B (ε2) e C (ε3), respetivamente. Estes erros são normalizados em relação aos resultados experimentais. Pode-se assim considerar correto o modelo numérico desenvolvido.

4. ENSAIOS DE FREQUÊNCIA E MO-DOS DE VIBRAÇÃO

4.1. Modelo de Elementos Finitos em SolidWorks

Com o estudo realizado em SolidWorks Simulation pretendeu-se obter as frequências próprias e os modos de vibração do ripper. O modelo considera a condição de contacto do tipo "Bonded", ou seja a montagem considerada como um corpo rígido. Na Figura 14, pode-se observar as condições de fronteira do modelo, onde foram restringidos todos os graus de liberdade nas superficies de ligação ao exterior, simulando o encastramento do ripper através do seu apoio. A ligação entre o ripper e a estrutura de apoio foi modelada através de um pino com rigidez elevada.

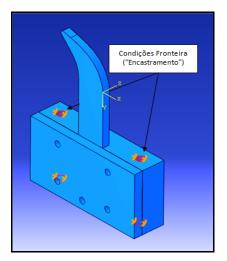


Fig. 14 – Condições do modelo de elementos finitos.

modelo de elementos finitos considera a utilização de elementos tetraédricos parabólicos (elemento de volume da biblioteca do software Figura 15a), com dez nós e três graus de liberdade por nó, as translações nas três direções ortogonais. Foi feito um estudo de convergência da malha de elementos finitos, tendo como ponto de partida uma dimensão média no elemento de 7 mm e incrementos iniciais de 0.1 mm e finais de 0,05 mm. Não foi feito qualquer controlo de malha em nenhuma das peças, pois os seus tamanhos e espessuras são semelhantes. O estudo de convergência de malha conduziu à dimensão média final do elemento de 4,55mm, para uma espessura do Ripper de 10mm, como se pode ver na Figura 15. O modelo final corres-ponde a um total de 55653 elementos.

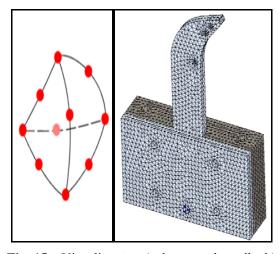


Fig. 15 – Visualização: a) elemento de malha b) malha utilizada.

estruturas reais possuem número infinito de frequências e modos contudo de vibração, um modelo numérico está restringido a um número finito de graus de liberdade. Neste trabalho apresentam-se as três primeiras frequências e modos de vibração, correspondentes às possíveis determinar com metodologia a experimental utilizada.

Na Figura 16 é apresentado o primeiro modo de vibração, que apenas apresenta um efeito de flexão do ripper no plano YZ. O valor da primeira frequência própria de vibração é de 479,42 Hz, com um período de 0,0020858 segundos.

Por sua vez, o segundo modo de vibração também apresenta somente um efeito de flexão desta vez no plano YX como se pode observar na Figura 17. O valor da segunda frequência de vibração própria do ripper é de 1674,2 Hz, com um período de 0.00061036 segundos.

A Figura 18 mostra o valor da terceira frequência de vibração própria do ripper que é de 2036 Hz, com um período de 0.00049115 segundos, este modo de vibração apresenta um efeito de torção em torno do eixo Y.

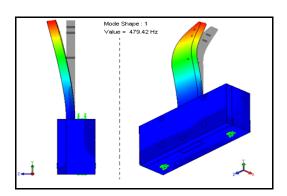


Fig. 16 – 1º Modo de vibração.

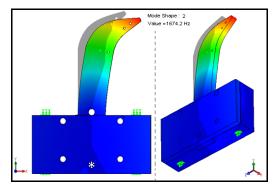


Fig.17 – 2º Modo de vibração.

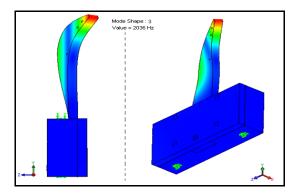


Fig. 18 – 3º Modo de vibração.

4.2. Modelo de Elementos Finitos em Abaqus CAE

O estudo realizado no software Abagus, considerado uma das mais poderosas ferramentas de cálculo de elementos finitos. pretende obter as frequências próprias e os correspondentes modos de vibração do ripper. Posteriormente, estes resultados numéricos são comparados com os resultados experimentais e com os resultados numéricos obtidos em SolidWorks Simulation. Contudo, o software Abaqus não permite a modelação de contactos entre superfícies na análise de frequências de vibra-ção. Assim, o conjunto é modelado como um corpo único. Esta aproximação é semelhante à do software SolidWorks na opção "Bonded", ou seja a montagem é transformada num corpo rígido. condições de fronteira utilizadas nos dois modelos numéricos são coincidentes.

O modelo desenvolvido em Abaqus considera o elemento tetraédrico linear 3D, ilustrado na Figura 19, com 4 nós e três graus de liberdade por nó (as 3 translações). Não foi feito qualquer estudo de convergência de malha, considerando-se a dimensão média dos elementos do estudo em SolidWorks Simulation. Assim, a dimensão média de elemento é de 4,55 mm, correspondente ao total de 106665 elementos.

Também neste modelo se determinam as três primeiras frequências e modos de vibração, pelas razões já expostas anteriormente. O primeiro modo de vibração apenas apresenta um efeito de flexão do ripper no plano YZ como se pode observar na Figura 20. O valor da primeira frequência própria de vibração é de 509,84 Hz.

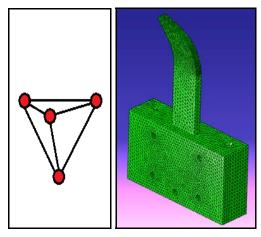


Fig. 19 – Visualização: a) elemento de malha b) malha utilizada.

Por sua vez o segundo modo de vibração apresenta também só um efeito de flexão desta vez no plano YX como se mostra na Figura 21. O valor da segunda frequência própria de vibração do ripper é de 1571,7 Hz.

A Figura 22 mostra o valor da terceira frequência própria de vibração, com 2173,9 Hz. Este modo de vibração apresenta um efeito de torção em torno do eixo Y.

4.3. Estudo Experimental

Os testes de ressonância realizados tiveram como objetivo determinar as primeiras frequências próprias de vibração do ripper para comparação com os modelos numéricos. O modelo à escala do ripper foi encastrado na sua parte superior numa plataforma de teste, segundo os eixos da Figura 23, e excitado através de um martelo de choque da marca DeltaTron modelo 8206. O sistema de aquisição de dados utilizado neste estudo tinha uma taxa máxima de amostragem de 3600 amostras por segundo.

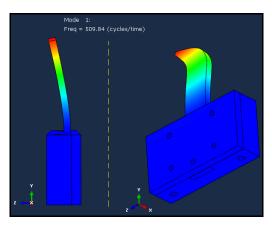


Fig. 20 – 1º Modo de vibração.

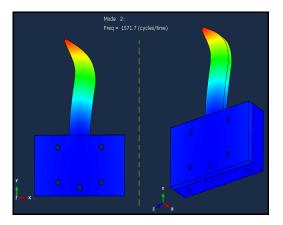


Fig. 21 – 2° Modo de vibração.

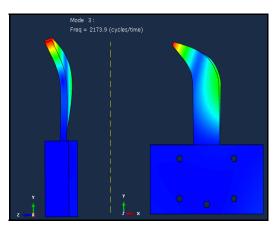


Fig. 22 – 3º Modo de vibração.

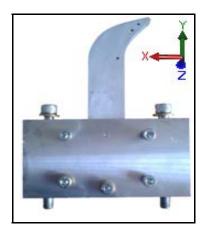


Fig. 23 – Ripper e apoio à escala.

As vibrações foram captadas por um acelerómetro da marca DeltaTron modelo 4517, que foi colocado em dois pontos distintos. Foi retirado de cada ensaio um espectro de vibração e as frequências de ressonância, obtidas para um tempo de aquisição de 1,6 segundos, sendo estas identificadas a partir dos picos na função de transferência (nível de excitação vs. frequência). A sensibilidade do acelerómetro é de 1,079 mV/ms-2 e a sensibilidade

da célula de carga do martelo de choque é de 22,41 mV/N. A Figura 24 mostra a montagem experimental referente a estes ensaios.

4.3.1. Primeiro Ensaio

O acelerómetro foi colocado na face do ripper, junto ao bico, correspondente ao plano XY. A excitação exerceu-se na parte superior da face do ripper com a ponta de plástico, que excita até aos 4000Hz, como ilustra a Figura 25. Os picos de frequência obtidos correspondem a um modo próprio de flexão no plano YZ e a um modo próprio de torção.

O primeiro ensaio experimental conduziu às frequências próprias: f_1 =439,45 Hz (1° modo) e f_3 =1981,20 Hz (3° modo), como se pode observar no gráfico da Figura 26. O sinal recolhido evidenciava amplitudes significativamente mais elevadas do que o ruído.

4.3.2. Segundo Ensaio

Neste ensaio o acelerómetro foi colocado no gume do ripper, junto ao bico. Por sua vez, a excitação exerceu-se junto à curvatu-

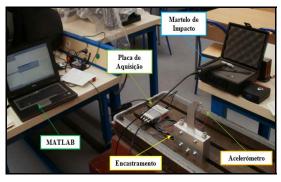


Fig. 24 – Montagem experimental para determinar as frequências de vibração.

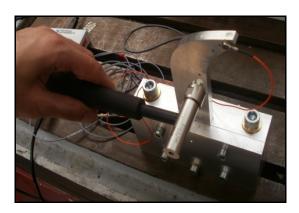


Fig. 25 – Esquema do primeiro ensaio.

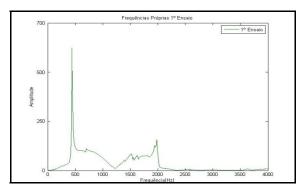


Fig. 26 – Gráfico Frequência – Amplitude do 1º Ensaio.



Fig. 27 – Esquema do segundo ensaio.

ra do bico com a ponta de plástico do martelo, que excita até aos 4000 Hz, como mostra a Figura 27. Esta situação determinará as frequências que correspondem a um modo próprio de flexão no plano XY.

O segundo ensaio experimental conduz à frequência de vibração f2= 1564,94 Hz, correspondente ao 2º modo, como se pode observar na Figura 28.

4.4. Comparação de Resultados

Na Figura 29, comparam-se os valores das frequências próprias de vibração para os três primeiros modos obtidas experimentalmente e numericamente.

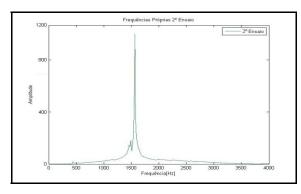


Fig. 28 – Gráfico Frequência - Amplitude do 2º Ensaio.

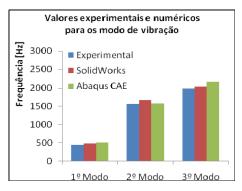


Fig. 29 – Comparação entre valores experimentais e numéricos para os três modos de vibração.

Os erros relativos, para cada situação, comsideram como valores de referência, os obtidos experimentalmente, assim, para o primeiro modo de vibração o erro relativo é aceitável sendo de 9,1% no caso do SolidWorks e de 16% no caso do Abagus. Estes erros são aceitáveis para este tipo de ensaio e podem advir condição de apoio. Com efeito, no estudo numérico o encastramento é ideal, pois restringe-se qualquer tipo de movimento a todos os graus de liberdade, isto é confere-se rigidez infinita aos nós, mas experimentalmente não se passa o mesmo. De facto, experimentalmente, é complicado providenciar um encastramento exatamente igual ao encastramento numérico no que diz respeito à rigidez da ligação e ao amortecimento das peças em contacto.

Para o segundo modo de vibração, o erro relativo do SolidWorks é de 6,9% e do Abaqus de 0,43%. Este resultado indica que a pressão exercida pela placa de suporte no ripper é homogénea, proporcionando um bom encastramento neste plano. No terceiro modo de vibração temos, em ambos os softwares, boas aproximações do modelo experimental, os valores dos erros relativos são de 2,7% e de 9,7% para o SolidWorks e para o Abaqus CAE respetivamente.

A análise numérica efetuada também permite identificar o que se designou por "zonas de transição do ripper", nos três modos de vibração, como mostra a Figura 30. Esta observação desempenhou um papel de extrema importância no posicionamento das rosetas na instrumentação e recolha de dados efetuada em condições de obra, tal como se expõe no capítulo seguinte. Estas zonas coincidem com as zonas de fratura mais frequentes nos variados Rippers observados.

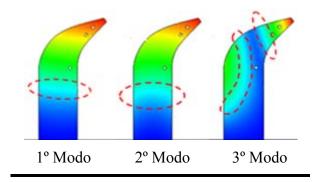


Fig.30 – Zonas de transição da deformada.

5. ANÁLISE EXPERIMENTAL DO RIPPER EM OBRA

5.1. Instrumentação do Ripper

Toda a informação em laboratório até aqui recolhida e os vários estudos numéricos e experimentais, permitiram a definição de quatro zonas para instrumentação. O ripper foi instrumentado de com rosetas três 45°. dispostos extensómetros Os extensómetros são da marca HBM modelo RY81 de tamanho 1,5 mm e ângulos de 0°/45°/90°. As grelhas são de liga Constantan, autocompensadas à tempera-tura para aço e com uma resistência de $120 \pm 0.35\%$ Ohm. O factor de ganho nominal indicado no certificado de calibração é $1.92 \pm 1.5\%$ para os dois extensómetros das extremidades (0° e 90°) e 1,89 ± 1,5% para o extensómetro central (45°). O transporte de sinal a partir dos extensómetros foi feito em cabo blindado de seis terminais. A Figura 31 ilustra a colocação das três rosetas no ripper. Os valores das tensões foram calculados a partir dos dados experimentais das deformações recorrendo às expressões (1) e (2) [1].

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{2} \left\lceil \frac{(\varepsilon_A + \varepsilon_C)}{1 + \nu} \pm \frac{\sqrt{2}}{1 + \nu} \sqrt{(\varepsilon_A - \varepsilon_B)^2 + (\varepsilon_B - \varepsilon_C)^2} \right\rceil \left(1\right)$$

$$\sigma_{eq.} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \sigma_2^2 + (-\sigma_1)^2}$$
 (2)

5.2. Aquisição dos Dados Experimentais

De modo a adquirir simultaneamente os dados de quatro rosetas extensométricas, foram utilizadas três placas de aquisição National Instruments, referência NI USB-9162 e a plataforma de programação LabView. Para o efeito foi desenvolvido um programa de aquisição, cujo interface gráfico se pode visualizar na Figura 32. Os extensómetros foram ligados em quarto de ponte.

5.3. Ensaio Experimental em Situação Real

O ensaio real em obra foi efetuado em situação real de rasgo e nivelação de terreno



Fig. 31 – Localização das Rosetas no ripper.

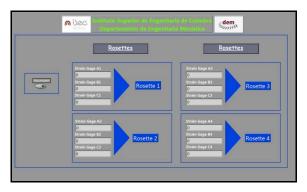


Fig. 32 – Visualização do sistema de aquisição de dados.

na obra da construção da nova autoestrada A13, de modo a avaliar as deformações nas zonas críticas consideradas. Para garantir um ensaio em condições extremas, a máquina foi deslocalizada para um terreno rochoso. De acordo com o operador e responsáveis de obra, que acompanharam os ensaios, este terreno era a pior situação da obra, e também um dos mais difíceis no histórico de nivelamento de auto-estradas. Foram efetuados três ensaios com a máquina a rasgar solo, o primeiro com a

duração de três minutos, o segundo com oito minutos e o terceiro com a duração de um minuto. Na Figura 33 é possível visualizar a máquina em condições de trabalho.

5.4. Resultados Obtidos

Os resultados obtidos experimentalmente no primeiro ensaio são apresentados no gráfico da Figura 34. A roseta A apresentou o valor de tensão mais elevado, sendo este de 731MPa, estando em linha com uma das zonas de maior ocorrência de fraturas no ripper. Este pico de tensão coincide com a resistência de uma grande rocha no seu caminho como mostra a Figura 35. Esta rocha é retirada lateralmente em relação ao eixo de arrastamento da máquina criando um efeito de flexão no ripper. Os resultados experimentais do segundo ensaio são apresentados no gráfico da Figura 36. Podemos visualizar vários patamares (ciclos) de carga correspondentes à resistência das várias rochas que o ripper vai removendo. Neste ensaio foi na roseta B, que se registou o maior valor de tensão, com cerca de 430MPa. A roseta D também registou tensões elevadas mostrando assim que existe um movimento de



Fig. 33 – Visualização do sistema de aquisição de dados.

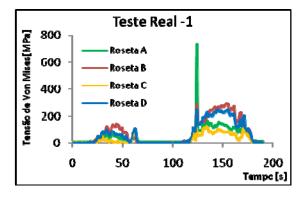


Fig. 34 – Resultados experimentais: teste real-1

flexão/ torção no ripper quando encontra resistência na sua progressão. A Figura 37 ajuda a explicar os picos de tensão de von Mises ocorrentes neste ensaio experimental, em que a rocha é retirada paralelamente ao eixo da máquina e posteriormente inclina proporcionando os picos de tensão nas duas rosetas.

No terceiro ensaio, cujo resultados são apresentados no gráfico da Figura 38, é possível observar a gama de tensões de von Mises que o ripper está sujeito durante a sua utilização. Foi na roseta B, que a tensão máxima foi obtida ultrapassando os 513 MPa.

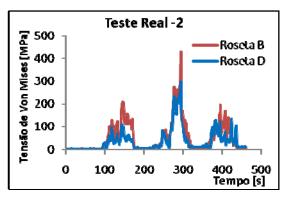


Fig. 36 – Resultados experimentais teste real-2



Fig. 37 – Rocha removida no 2º ensaio.

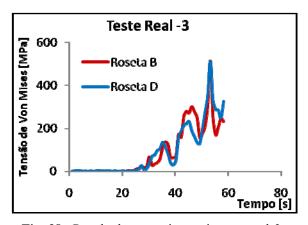


Fig. 38 –Resultados experimentais teste real-3.

Esta tensão deveu-se a uma maior profundidade do ripper no solo, e ao embate numa rocha como demonstra a Figura. 39, recolhida no decorrer do ensaio. Este ponto também foi assinalado na roseta D obtendo-se uma tensão de von Mises máxima de 510MPa, podendo assim pressupor, que a rocha existente no interior da terra não só se opôs paralelamente ao eixo da máquina, como obrigou o ripper a fletir, ou por uma oposição lateral ou devido à folga existente entre o ripper e o apoio.



Fig. 39 – Rocha removida no 3º ensaio.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho procedeu-se ao estudo de um elemento estrutural que integra uma máquina escavadora de arrasto, vulgarmente designado por ripper. Diversos estudos, numéricos e experimentais foram realizados, tanto no modelo de conjunto ripper - estrutura suporte à escala 1:10, como no ripper real em condições de servico.

Foi possível construir o ripper e o suporte de apoio da máquina em laboratório numa escala (1:10). Isto permitiu o desenvolvimento de modelos experimentais para análise estática linear e determinação das frequências de vibração do ripper. Os modelos numéricos desenvolvidos, tanto para a análise estática como na frequências de vibração apresentaram erros comparados baixos quando com resultados experimentais. Este comportamento permite afirmar que os modelos numéricos foram validados experimentalmente.

A avaliação experimental do ripper em condições de serviço (trabalho em obra) permitiu registar valores de tensão de von Mises próximos dos da tensão de cedência do material, e demonstrou o nível de solicitação do ripper.

7. REFERÊNCIAS

[1] C.M. Branco, *Mecânica dos Materiais*, 3ª Ed. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, 1999