

DESENVOLVIMENTO DE ENSAIO NÃO DESTRUTIVO PARA CARACTERIZAÇÃO DE COMPÓSITOS TUBULARES

Italo Oliveira Rebouças, italo_reboucas@hotmail.com¹
Prince Azsemergh Nogueira de Carvalho, prince.cfv@gmail.com¹
Gutemberg Ferreira Diniz, gutemberg.diniz@ufersa.edu.br¹
Cauê Coelho Alves, caue20_@hotmail.com¹
Manoel Quirino da Silva Júnior, manoel.quirino@ufersa.edu.br¹
Anderson Wagner Alves de Menezes, wagneranderson_@hotmail.com¹
Giovanna Maria de Oliveira Fin, giovanna_fin@yahoo.com.br²

¹Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Centro de Engenharias, Mossoró, Brasil

²Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Campus Caraúbas, Caraúbas, Brasil

Resumo: Este trabalho objetiva o desenvolvimento de uma metodologia de ensaio não destrutivo e barato, que consiga caracterizar com precisão o módulo elástico de um tubo de fibra de carbono. O módulo elástico será obtido através da modelagem de uma viga em balanço com uma massa concentrada em sua ponta, e um outro modelo de massas contínuas, comparando ambas ao modelo massa-mola. Utilizando a teoria da linha elástica e da vibração livre é possível encontrar a relação entre a frequência natural de vibração e o módulo elástico através da constante de rigidez “k”. O aparato do ensaio é um dispositivo com um feixe de luz, um contador, e uma suporte de fixação. O tubo então é fixado no suporte e excitado com uma força apenas para prover o movimento. Ele então oscila em torno do feixe, que dispara o contador e cronometra o tempo de passagem do tubo, e fornece o valor da frequência natural. Foram feitos 4 corpos de provas. Utilizou-se um paquímetro e uma balança de precisão para obter as dimensões e massa de cada tubo. Com os dados do ensaio e das equações desenvolvidas, encontra-se o valor do módulo elástico no ensaio para as duas modelagens (discreta e contínua), foi realizado também um ensaio de flexão em uma máquina universal de ensaios. Depois, encontrou-se os desvios dos ensaios comparados com o valor do fornecedor do produto. De acordo com os resultados dos ensaios o modelo contínuo foi o que apresentou menor desvio, seguido do modelo discreto. Já o ensaio na máquina universal foi o que apresentou o maior desvio relativo ao valor do fornecedor. Uma possível fonte de erro para os ensaios de vibração pode ser a modelagem não considerar um sistema massa-mola-amortecedor, já que todos os materiais possuem amortecimento, isto é, não oscilam infinitamente no tempo. Porém, caso fosse considerada essa abordagem, não haveria como quantificarmos a posição de cada pico dos ciclos, para então obter o amortecimento, e ainda que fosse conseguido isso (mensurar a posição), fugiríamos da proposta de ensaio barato, pois necessitaríamos de mais sensores/acessórios para captar a posição exata do tubo no tempo. Por fim, pode-se concluir que o ensaio (mesmo com os erros) apresenta-se como uma proposta barata e precisa de caracterização de compósitos (podendo ser utilizado para outras fibras) e possibilita ainda a reutilização dos materiais nos projetos, o que eleva sua importância econômica e ambiental.

Palavras-chave: ensaio não-destrutivo, compósitos, caracterização, módulo de elasticidade, vibração.

1. INTRODUÇÃO

Nos campos da engenharia, é muito importante medir algumas propriedades mecânicas para usá-las no projeto de novos dispositivos, ferramentas ou máquinas. O módulo de elasticidade é uma dessas propriedades. Ele representa a relação entre tensões e deformações em um corpo, e é muito importante no dimensionamento de elementos, para garantir que não seja submetido a deformações maiores do que as admissíveis.

A principal dificuldade de mensurar essa quantidade (módulo de elasticidade) é com relação à ausência de normas específicas para o ensaio de tubos de fibra de carbono, pois estas formas geométricas compõem, em sua maioria, as aplicações de estruturas, principalmente as treliçadas, e são também uma alternativa às vigas tradicionais (cheias), pois é possível com eles (tubos) aumentar a inércia de área e reduzi o peso do componente.

Em particular, materiais compósitos são anisotrópicos, ou seja, a sua resistência, dentre outras propriedades, dependem da direção de suas fibras, o que torna sua caracterização mais complexa relativo aos isotrópicos.

Além disso, as literaturas de resistência dos materiais e vibração não trazem uma modelagem completa para mensurar o módulo de rigidez em um sistema contínuo (como é o caso de uma viga real), apenas o modelo discreto, que é considerando uma massa concentrada na extremidade livre da viga em balanço.

Ainda, nos ensaios adaptados em máquinas universais não é possível reaproveitar o corpo de prova, pois o ensaio é destrutivo, e os compósitos são materiais caros devido ao emprego de alta tecnologia na sua fabricação. Por isso o não reaproveitamento gera um desperdício financeiro e principalmente ambiental.

2. REVISÃO DE LITERATURA

O primeiro modelo (discreto) utiliza análise de vibração livre (não forçada), e consiste em uma extremidade fixa e a outra extremidade livre (como uma viga em balanço) com uma massa concentrada submetida a uma força. A segunda consiste na mudança de uma massa concentrada na extremidade para um conjunto infinito de massa ao longo da viga. Quando a força cessa, o feixe vibra e a frequência natural é medida. Os dois modelos matemáticos são mostrados abaixo, e a relação entre o módulo elástico e a frequência natural.

2.1. Primeiro Modelo: Um Grau de Liberdade

Neste primeiro modelo, RAO (2008), substitui a viga (Fig. 1a) por um sistema massa-mola (Fig. 1b), em que o deslocamento do bloco é igual ao deslocamento da extremidade da viga, e a mola considerada possui a mesma constante elástica (k_{eq}) que a viga, ou seja, possui a mesma relação entre a força e o deslocamento e o bloco ligado à mola possui massa efetiva (m_{eff}), tal que sua energia cinética é a mesma que a energia cinética da viga para um movimento dado.

“E” é o módulo de elasticidade, dado em Pa. “A” a área de seção, dada em m^2 . “I”, o momento de inércia de área, dado em m^4 . “m” e “ m_{eff} ” são a massa na extremidade da viga, e a massa efetiva (equivalente) à massa da viga, respectivamente, em kg. “k” e “ k_{eq} ” são, a constante elástica da mola e a constante elástica da viga equivalente, respectivamente, em N/m. “ $x(t)$ ” é o deslocamento em função do tempo “t”, dado em ‘m’ e em ‘s’, respectivamente. “l” é o comprimento total da viga, em m.

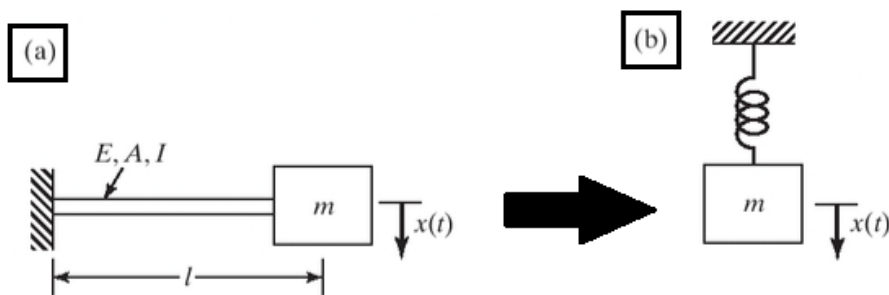


Figura 1. Viga em balanço com massa na extremidade

Para a determinação da constante elástica da mola, HIBELLER (2010) mostra como encontrar as reações de apoio (Fig. 2a) e os esforços internos (Fig. 2b). “P” e “V” são, a força aplicada (ou a reação) e o esforço cortante, respectivamente, em N. “Pl” e “M” são, a reação do momento à força “P” e o momento fletor, respectivamente, em N.m. “x” é a distância ao ponto de corte da viga onde agem os esforços internos, dado em m.

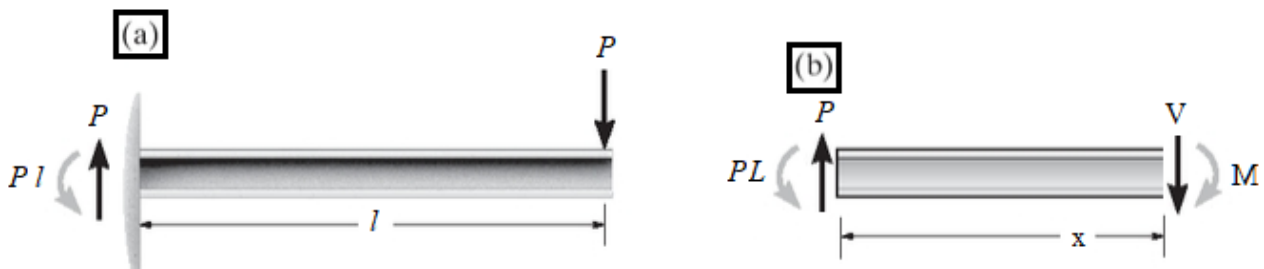


Figura 2. Viga em balanço com força aplicada à extremidade

Para a determinação dos esforços internos, fazemos o somatório de forças no eixo vertical e de momentos no engaste, que resultam nas Eq. (1), e Eq. (2).

$$V = P \quad (1)$$

$$M = P(x - l) \quad (2)$$

Segundo HIBBELER (2010), a equação da linha elástica define o deslocamento da viga em relação ao eixo horizontal de referência que passa pelo seu centro. Para obtê-la é preciso integrar 2 vezes em relação à “x” a Eq. (3) onde obtemos a equação da linha elástica (ou da flecha) Eq. (4).

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} = \frac{P(x - l)}{EI} \quad (3)$$

$$y(x) = \frac{P}{EI} \left(\frac{x^3}{6} - \frac{lx^2}{2} + c_1x + c_2 \right) \quad (4)$$

Aplicando as condições de contorno (deslocamento e inclinação nulas no ponto x=0) chegamos na Eq. (5).

$$y(l) = \delta = -\frac{Pl^3}{3} \quad (5)$$

A constante da mola equivalente fica então a Eq. (6).

$$K_{eq} = -\frac{P}{\delta} = \frac{3EI}{l^3} \quad (6)$$

Para a determinação da massa efetiva (m_{eff}) temos que m_{eff} é o valor da massa localizada na extremidade da viga, que possui a mesma energia cinética que a viga quando está sujeita ao movimento oscilatório. Supomos que a viga possui um movimento harmônico, em que em cada instante apresenta uma linha elástica semelhante à equação (4), desta forma obtemos a seguinte Eq. (7):

$$y(l, t) = \delta \cos(\omega t) \quad (7)$$

Em que as expressões para as energias cinéticas da massa efetiva e da viga são, T_{eff} e T_{viga} , respectivamente Eq. (8) e Eq. (9):

$$T_{eff} = \frac{1}{2} m_{eff} \delta^2 \omega^2 \sin^2(\omega t) \quad (8)$$

$$T_{viga} = \frac{1}{2} \int_0^l (\dot{y}(x, t))^2 dm \quad (9)$$

Assim, obtemos e Eq. (9.1):

$$m_{eff} = 0.2357m \quad (9.1)$$

Finalmente podemos determinar a expressão para a frequência natural Eq. (10) e a solução do primeiro modelo, Eq. (11):

$$\omega = \sqrt{\frac{K_{eq}}{m_{eff}}} = \sqrt{\frac{\frac{3EI}{l^3}}{0.2357m}} \quad (10)$$

$$E = \frac{3.102mf^2l^3}{I} \quad (11)$$

2.2. Segundo Modelo: Sistema Contínuo

Para o modelo contínuo de vigas, analisamos o movimento vertical (Fig. 3a) de um elemento diferencial da viga com comprimento infinitesimal ‘dx’ (Fig. 3b). Neste modelo, proposto por RAO (2008) desconsideramos a inércia de rotação.

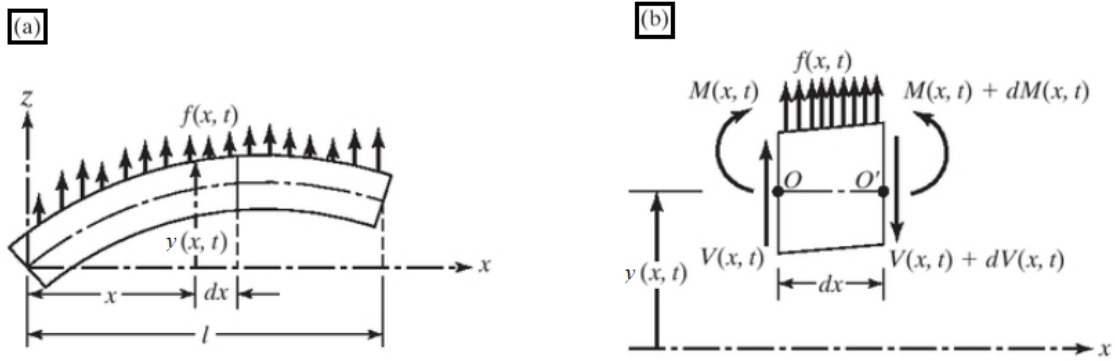


Figura 3. Uma viga em flexão

Realizando o somatório de momentos no elemento infinitesimal (Fig. 3b), Eq. (12), e integrando-a, chegamos a Eq. (13):

$$-M + (M + dM) - (V + dV)dx = 0 \quad (12)$$

$$V = \frac{\partial M}{\partial x} \quad (13)$$

Realizando o somatório de forças em “y”, chegamos a Eq. (14), integrando-a sucessivas vezes, obtemos a Eq. (15).

$$V - (V + dV) = \rho A dx \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (14)$$

$$M = EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad (15)$$

Arranjando a Eq. (14) com a equação (15), obtemos a Eq. (15.1):

$$-\frac{\partial^2 (EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2})}{\partial x^2} = \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (15.1)$$

Como “E” e “I” são constantes ao longo da viga, temos as Eq. (16) e Eq. (17):

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (16)$$

$$c^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (17)$$

Onde:

$$c^2 = \frac{EI}{\rho A} \quad (18)$$

Utilizando o método da separação de variáveis aplicados nas E.D.P's acima, e de posse da Eq. (19), chegamos à Eq. (20):

$$y(x, t) = X(x)T(t) \quad (19)$$

$$X(x) = c_1 \cos(\beta x) + c_2 \sin(\beta x) + c_3 \cosh(\beta x) + c_4 \sinh(\beta x) \quad (20)$$

O problema possui as seguintes condições de contorno:

• O engaste do lado esquerdo da viga impede tanto o deslocamento quanto a rotação, logo tem-se as Eq. (21), Eq. (22), Eq. (23) e Eq. (24):

$$y(0, t) = 0 \rightarrow W(0) = 0 \quad (21)$$

$$\frac{\partial y}{\partial x}(0, t) = 0 \rightarrow \frac{dX}{dx}(0) = 0 \quad (22)$$

• A extremidade livre na direita não está sujeita a momentos nem esforço cortante, logo:

$$M(l, t) = 0 \rightarrow \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}(l, t) = 0 \rightarrow \frac{d^2 X}{dx^2}(l) = 0 \quad (23)$$

$$V(l, t) = 0 \rightarrow \frac{\partial^3 y}{\partial x^3}(l, t) = 0 \rightarrow \frac{d^3 X}{dx^3}(l) = 0 \quad (24)$$

Aplicando as condições de contorno, obtemos da Eq. (20) a solução dela, que é a Eq. (25):

$$\cos(\beta l) \cosh(\beta l) = -1 \quad (25)$$

A primeira solução para a equação (25) é aquela que resulta no menor valor de β e consequentemente no menor valor de “ ω ”, ou seja, na frequência natural fundamental, dada em rad.s^{-1} . Por isso, da Eq. (26), obtemos a relação final entre “E” e as variáveis “m”, “f”, “I” e “l”. Sendo este a Eq. (27).

$$\omega = c\beta^2 = \sqrt{\frac{EI}{\rho a}} \left(\frac{1.8751}{l} \right)^2 \quad (26)$$

$$E = \frac{3.193mf^2 l^3}{I} \quad (27)$$

2.3. Amortecimento

Embora seja existente em todos os materiais, e no movimento oscilatórios destes na realidade, nos modelos não se considerou a existência de uma fonte dissipadora de energia (amortecimento viscoso), como no gráfico (Fig. 4) abaixo apresentado por RAO (2008).

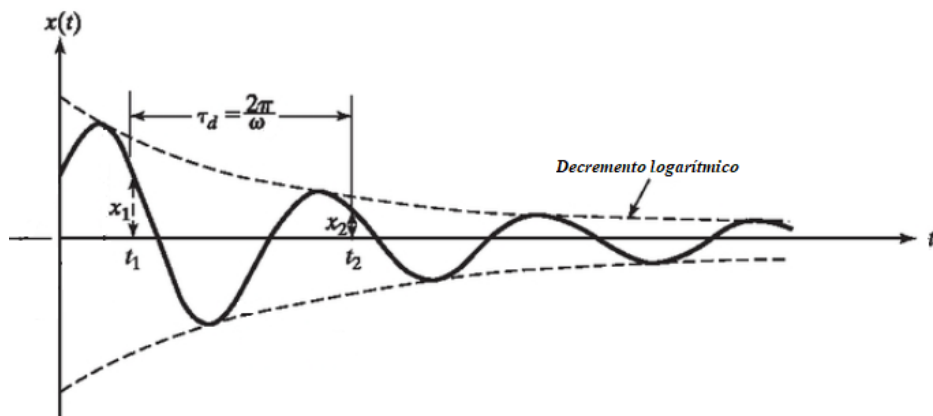


Figura 4. Movimento Oscilatório Amortecido

Para se caracterizar o amortecimento de algum material, é necessário primeiro saber a exata posição em relação ao tempo, e medindo-se duas dessas posições e seus respectivos tempos, é possível estimar a curva do decremento logarítmico e assim, saber o amortecimento. Nos modelos desenvolvidos, desconsiderou-se essa grandeza, pois, para

obtermos a posição e o tempo exato, necessitaríamos de mais equipamentos/acessórios e isso encareceria a proposta, inviabilizando-a do ponto de vista comercial e de simplicidade.

3. METODOLOGIA

Foram preparados 4 tubos de fibra de carbono com 420 mm de comprimento (cada), foram medidas as suas massas numa balança de precisão, e os seus diâmetros interno e externo, medidos com um paquímetro e todos anotados. Depois, fixou-se os tubos no suporte para simular o engaste, aplicou-se uma força na sua extremidade, apenas para prover o movimento inicial, e através do cronômetro digital acoplado ao feixe de luz, registrou-se a frequência de oscilação dos tubos.

Para ter um outro método de comparação com as modelagens físicas das vigas, realizou-se ainda ensaios de flexão 3 pontos, em uma máquina universal de ensaios, com os 4 tubos ensaiados anteriormente. Para esse último experimento, de acordo com GARCIA (2010), a menor velocidade de ensaio possível atinge uma situação quase-estática, e esta é mais precisa que a velocidades maiores.

Com as equações desenvolvidas para os dois modelos (discreto e contínuo), que relacionam o módulo de rigidez com os parâmetros do ensaio proposto, estas foram alimentados com os dados do ensaio alternativo e os seus valores de módulo de rigidez, anotados para cada um.

Por fim, comparou-se todos os resultados dos 3 ensaios com o valor do fornecedor, sendo esse considerado o padrão de comparação.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados dos ensaios da proposta mostraram que o modelo contínuo apresentava valores médio mais próximos ao do fornecedor, seguido do modelo discreto e por último do teste de flexão 3 pontos. Ambos os métodos, discretos e contínuos, apresentavam desvios padrões médios e erros médios mais baixos, em comparação com o teste de flexão 3 pontos.

O que era esperado de fato, é que o modelo contínuo provesse valores de desvios menores devido à sua modelagem ser mais próxima da realidade (massas contínuas em vez de uma única massa).

A vibração do sistema foi considerada não amortecida, isto é, que oscila indefinidamente, embora a vibração real seja amortecida, como mostrada na Fig.4.

De modo que a frequência obtida nos testes é a frequência amortecida, que é diferente da frequência natural, e essa diferença é uma possível fonte de erros nos modelos, porém, devido às limitações laboratoriais e visando a simplicidade da proposta de ensaio o amortecimento foi desconsiderado.

Outra fonte de erro associada aos modelos pode estar no fato de desconsiderarmos a resistência do ar durante a oscilação, o que pode provocar outra fonte de amortecimento viscoso no material. Além disso, outro possível erro está na medição dos tubos com os instrumentos (erro inerente aos equipamentos).

Também há erro onde parte do tubo engastado é considerado no cálculo da massa efetiva, mas essa parcela engastada não ser considerada no comprimento, portando não é levada em conta no cálculo do módulo de rigidez a parte engastada do tubo.

Abaixo são mostradas: as dimensões dos tubos e suas massas na Tab. 1, o valor do módulo de elasticidade obtido nos ensaios de frequência dos modelos discreto (*), contínuo (**) e flexão 3 pontos (***), na Tab. 2, o valor dos seus desvios padrão em relação ao padrão do fornecedor na Tab. 3 e o erro experimental na Tab. 4.

Tabela 1. Dimensões Geométricas dos Tubos e Suas Massas

	Diâmetro Externo (mm)	Diâmetro Interno (mm)	Comprimento (mm)	Massa (g)
Tubo 1	15,3 ± 0,05	11,0 ± 0,05	420 ± 0,5	45,18 ± 0,001
Tubo 2	15,2 ± 0,05	11,0 ± 0,05	420 ± 0,5	45,42 ± 0,001
Tubo 3	15,1 ± 0,05	10,9 ± 0,05	420 ± 0,5	45,37 ± 0,001
Tubo 4	15,3 ± 0,05	11,1 ± 0,05	420 ± 0,5	45,07 ± 0,001
Média	15,2 ± 0,05	11,0 ± 0,05	420 ± 0,5	45,26 ± 0,001

Tabela 2. Resultados Experimentais Para o Módulo de Elasticidade (E) dos Tubos

	E (GPa) [Fornecedor]	E (GPa)*	E (GPa)**	E (GPa)***
Tubo 1	120,00	108,39	109,8	82,48
Tubo 2	120,00	123,57	126,83	103,06
Tubo 3	120,00	128,13	122,24	97,17
Tubo 4	120,00	111,25	110,26	91,16
Média	120,00	117,84	117,28	93,47

Tabela 3. Desvios Padrões do Módulo de Elasticidade (E) Relativos ao Fornecedor

	D.P. [Fornecedor]	D.P. *	D.P. **	D.P. ***
Tubo 1	0,00	11,61	10,92	37,52
Tubo 2	0,00	3,57	6,83	16,94
Tubo 3	0,00	8,13	2,24	22,83
Tubo 4	0,00	8,75	9,74	28,84
Média	0,00	8,02	7,43	26,53

Tabela 4. Erro Experimental Relativo ao Fornecedor

	Erro (%) [Fornecedor]	Erro (%)*	Erro (%)**	Erro (%)***
Tubo 1	0,00	9,7	8,5	31,3
Tubo 2	0,00	3,0	5,7	14,1
Tubo 3	0,00	6,8	1,9	19,0
Tubo 4	0,00	7,3	8,1	24,0
Média	0,00	6,7	6,0	22,1

5. CONCLUSÕES

O estudo favoreceu um melhor entendimento do comportamento do módulo de rigidez e dos modelos físicos desenvolvidos com a variação da frequência. Conseguiu-se mostrar, que a análise de vibração é viável para a determinação do módulo de elasticidade, quando bem aplicada.

Além de que o dispositivo pode ser melhorado para produzir resultados mais precisos e uma das maneiras de fazer isso é através da determinação da amplitude da vibração, o que pode ser usado, pelo método de decremento logarítmico, para calcular o fator de amortecimento. E o fator de amortecimento pode ser usado para corrigir o valor da frequência.

Acima de tudo, os resultados mostraram-se satisfatórios perante o erro experimental calculado considerado baixo, também pela simplicidade da aplicação do ensaio não destrutivo, pela preparação do aparato, a obtenção das medidas de frequência, o custo do equipamento a laser, comparado à máquina universal. E a maior viabilidade da proposta, que é a reutilização dos corpos de prova. Isto economiza dinheiro e impacta menos o meio ambiente pelo não descarte dos compósitos.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Universidade Federal Rural do Semiárido pela concessão dos laboratórios e equipamentos, e a Equipe PegAzuls Aerodesign pelo fornecimento dos materiais.

7. REFERÊNCIAS

- GARCIA, A. 2010. “Ensaio dos Materiais”. Rio de Janeiro: LTC, p. 247.
HIBBELER, R. C. 2010. “Resistência dos Materiais”. Ed. Pearson Prentice Hall, São Paulo, Brasil. pp. 181-192.
RAO, Singiresu S., 2008, “Vibrações Mecânicas”. 1 Ed. Pearson Prentice Hall, São Paulo, Brasil. pp. 11-17.

8. RESPONSABILIDADE AUTORMAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

DEVELOPMENT OF NON-DESTRUCTIVE TEST FOR CHARACTERIZATION OF TUBULAR COMPOSITES

Italo Oliveira Rebouças, italo_reboucas@hotmail.com¹

Prince Azsemergh Nogueira de Carvalho, prince.cfv@gmail.com¹

Gutemberg Ferreira Diniz, gutemberg.diniz@ufersa.edu.br¹

Caue Coelho Alves, caue20_@hotmail.com¹

Manoel Quirino da Silva Júnior, manoel.quirino@ufersa.edu.br¹

Anderson Wagner Alves de Menezes, wagneranderson_@hotmail.com¹

Giovanna Maria de Oliveira Fin, giovanna_fin@yahoo.com.br²

¹Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Centro de Engenharias, Mossoró, Brasil

²Universidade Federal Rural do Semi-Árido, Campus Caraúbas, Caraúbas, Brasil

Abstract. *This work aims at the development of a non-destructive and inexpensive test methodology that can accurately characterize the elastic modulus of a carbon fiber tube. The elastic modulus will be obtained by modeling a swing beam with a mass concentrated at its tip, and another model of continuous masses, comparing both to the mass-spring model. Using the theory of the elastic line and the free vibration it is possible to find the relation between the natural frequency of vibration and the elastic modulus through the constant of stiffness "k". The test apparatus is a device having a light beam, a counter, and a fixing bracket. The tube is then attached to the holder and excited with a force only to provide movement. It then oscillates around the beam, which triggers the meter and times the passage time of the tube, and provides the value of the natural frequency. Five test bodies were made. A caliper and a precision weighing-machine were used to obtain the dimensions and mass of each tube. With the data of the test and the developed equations, the value of the elastic modulus in the test for the two models (discrete and continuous), a bending test was also performed in a universal testing machine. We then found the deviations from the trials compared to the value of the supplier of the product. According to the results of the tests, the continuous model showed the lowest deviation, followed by the discrete model. The test in the universal machine was the one that presented the biggest deviation relative to the value of the supplier. A possible source of error for the vibration tests may be that the modeling does not consider a mass-spring-damper system, since all materials have damping, that is, they do not oscillate infinitely over time. However, if this approach were considered, there would be no way to quantify the position of each peak of the cycles, to obtain the damping, and even if this were achieved, (measure the position); we would escape the cheap test proposal because we would need more sensors / accessories to capture the exact position of the tube in time. Finally, it can be concluded that the test (even with the errors) presents itself as an inexpensive and precise proposal for the characterization of composites (it can be used for other fibers) and allows the reuse of the materials in the projects, which increases its economic and environmental importance.*

Keywords: *Non-destructive testing, composites, characterization, modulus of elasticity, vibration.*