

ANÁLISE MODAL DE UM PAINEL DE CARBONO/EPOXI SUJEITO A CARGAS DE CISALHAMENTO

Aureo de Morais Vasconcelos, aureomoraes@yahoo.com.br

Sérgio Frascino Müller de Almeida, frascino@ita.br

Instituto Tecnológico de Aeronáutica – Departamento de Engenharia Mecânica Aeronáutica

Resumo. Foi feita a análise modal experimental de um painel de carbono/epoxi sujeito a vários níveis de cargas de cisalhamento com a finalidade observar a variação do comportamento dinâmico com a variação da carga. Técnicas de medição de vibração foram utilizadas para obter funções de resposta em frequência (FRF) de boa qualidade. Com os dados das FRF parâmetros modais foram calculados com o software LMS Test.LabTM. Foram feitos três experimentos principais. No primeiro o painel foi excitado em uma região afastada dos reforçadores. No segundo experimento o painel foi excitado próximo aos reforçadores. E no terceiro experimento o painel foi dividido em subseções delimitadas pelos reforçadores e cada uma foi analisada independentemente. Modos de vibração pré e pós flambagem foram obtidos. Foi observada a perda de efetividade dos reforçadores com o aumento da carga de cisalhamento e também o campo de tração diagonal no painel.

Palavras chave: Análise Modal, Material Compósito, Painel Reforçado

1. INTRODUÇÃO

A utilização de materiais compósitos vem aumentando a cada ano. Devido ao baixo peso, alta rigidez e alta inércia química eles são amplamente utilizados na indústria aeronáutica, naval, automobilística e muitas outras.

Na indústria aeronáutica, a utilização de materiais compósitos começou em componentes como carenagens e interiores, mas atualmente são usados em componentes com importância estrutural, como a asa e fuselagem, além de serem usados em superfícies móveis. Por exemplo, o avião A350 da Airbus, tem sua asa completamente de material compósito e também a fuselagem traseira e cone de cauda. Os jatos da família Phenom, fabricados pela Embraer, têm os estabilizadores vertical e horizontal e partes das fuselagens fabricadas em material compósito. O jato comercial Boeing 787, está sendo fabricado predominantemente de material compósito.

Os componentes estruturais das aeronaves estão sujeitos a diversas cargas. Painéis com reforçadores, sujeitos a cargas de flexão e de cisalhamento no plano, são comuns em aplicações aeronáuticas. Em alguns casos ocorre a flambagem destes painéis, o que é permitido desde que não seja ultrapassada a carga limite. A integridade estrutural é de grande importância e a compreensão do comportamento dinâmico é essencial no estudo de formas de manter as estruturas funcionais.

A análise modal experimental contribui para compreender melhor o comportamento dinâmico de estruturas nos mais diversos ramos de atividades. Através dos experimentos é possível verificar modelos teóricos e fazer previsões sobre o comportamento das estruturas. Em manutenção, diagnósticos de falhas podem ser obtidos observando o comportamento vibratório do componente em análise. Um requisito importante em projetos é conhecer as frequências naturais e modos de vibrar dos componentes. Neste trabalho a análise modal experimental foi utilizada para estudar o comportamento dinâmico de um painel reforçado sujeito a várias cargas de cisalhamento.

2. Desenvolvimento

2.1. Descrição do painel e instrumentação utilizada

O painel utilizado nos experimentos é de carbono/epoxi com reforçadores. Ele foi laminado a partir de lâminas de fibra de carbono unidirecionais, pré-impregnadas em resina epóxi. Os reforçadores foram colados após a cura do painel. É importante notar que os reforçadores podem incluir não linearidades no painel, como observado por Albuquerque (2005).

O painel foi montado em um dispositivo de aplicação de carga que foi projetado de tal forma que a carga resultante fosse de cisalhamento puro sobre o eixo de simetria no plano do painel reforçado. Desta forma um valor nulo de momento de flexão na seção média do painel, correspondente ao eixo de aplicação da carga, pode ser obtido. O dispositivo possui suportes que restringem os graus de liberdade fora do plano e desta forma possíveis deslocamentos transversais são evitados. As articulações permitem a aplicação da força de maneira que a resultante sobre o painel seja de cisalhamento constante e momento de flexão simétrico, sendo nulo na linha de aplicação de carga. A Fig.1 ilustra o painel acoplado ao dispositivo de aplicação de carga. Detalhes do projeto podem ser obtidos em Arbelo (2008a).

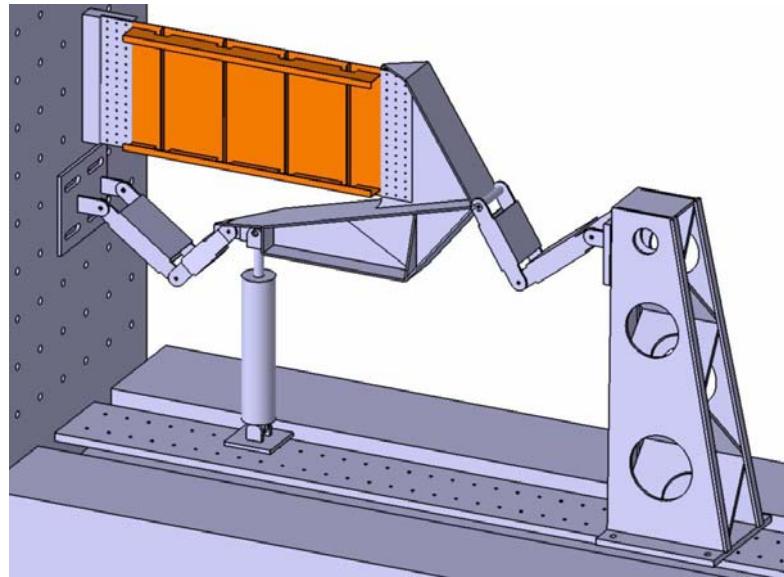


Figura 1. Aparato experimental

O painel montado no dispositivo de aplicação de carga foi e será utilizado em outros experimentos por isso ele encontra-se instrumentado com extensômetros, sistema de medição linear de deslocamento e uma pintura com esmalte sintético para medição ótica. Os cabos foram fixados e o sistema de medição linear de deslocamento foi removido para minimizar interferência nos resultados da análise modal.

Para executar a análise modal no painel foi necessário discretizá-lo em pontos onde foram feitas as medições de aceleração da resposta e da força de entrada. Para obter as discretizações foram feitas as seguintes considerações: número de pontos suficientes para visualizar os modos desejados, dificuldade de fixar os transdutores próximos aos reforçadores, pontos onde fosse possível ajustar o *shaker* de forma correta, pontos em apenas um plano, evitados pontos onde há instrumentação no painel. Cuidados com instrumentação são descritos por Ewins (1996a).

Os ensaios foram feitos considerando duas discretizações principais. A primeira discretização foi feita considerando a área de análise sendo formada pelos três sub-painéis delimitados pelos reforçadores. Neste caso uma discretização de 75 pontos foi obtida. Outra discretização foi feita de forma que fossem contemplados os reforçadores. Para isso o painel foi discretizado sobre a face oposta da primeira discretização, uma vez que na face interna não é possível fixar a célula de carga e os acelerômetros sobre os reforçadores. Neste caso uma discretização de 65 pontos foi obtida. A Fig.2 mostra as duas discretizações consideradas.

Para a realização da análise modal experimental os seguintes equipamentos foram utilizados: analisador de sinal, dispositivo de excitação (*shaker*), transdutores de força e aceleração e um computador para armazenamento e análise dos dados. Detalhes dos equipamentos utilizados podem ser obtidos em Vasconcelos (2009).

Com a instrumentação utilizada os dados adquiridos nos ensaios foram armazenados em forma de funções de resposta em frequência, pois os parâmetros modais são estimados utilizando dados das FRFs, como mostrado por He e Fu (2001) e Ewins(1996b). Computacionalmente as funções de resposta em frequência são obtidas da seguinte forma: os sinais analógicos $x(t)$ e $y(t)$ vindos dos transdutores são discretizados em $x(n)$ e $y(n)$, posteriormente são obtidas as transformadas de Fourier instantâneas $X(\omega)$ e $Y(\omega)$ dos sinais como mostrado na eq. 1, o auto espectro S_{xx} e o espetro cruzado S_{xy} são calculados de acordo com as eq. 2 e 3 e por fim a função de resposta em frequência $H(\omega)$, que pode ser obtida como mostrado na eq. 4 é calculada. Esta forma de cálculo da equação da FRF, conhecida como estimador H1, considera que não há ruídos na entrada do sistema e minimiza os ruídos da saída (LMS, 2006).

$$X(\omega) = \sum_{n=1}^N x(n) e^{-i\omega n} \quad (1)$$

$$S_{xx} = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K X_k(\omega) X_k(\omega)^* \quad (2)$$

$$S_{xy} = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K X_k(\omega) Y_k(\omega)^* \quad (3)$$

$$H(\omega) = \frac{S_{xy}}{S_{xx}} \quad (4)$$

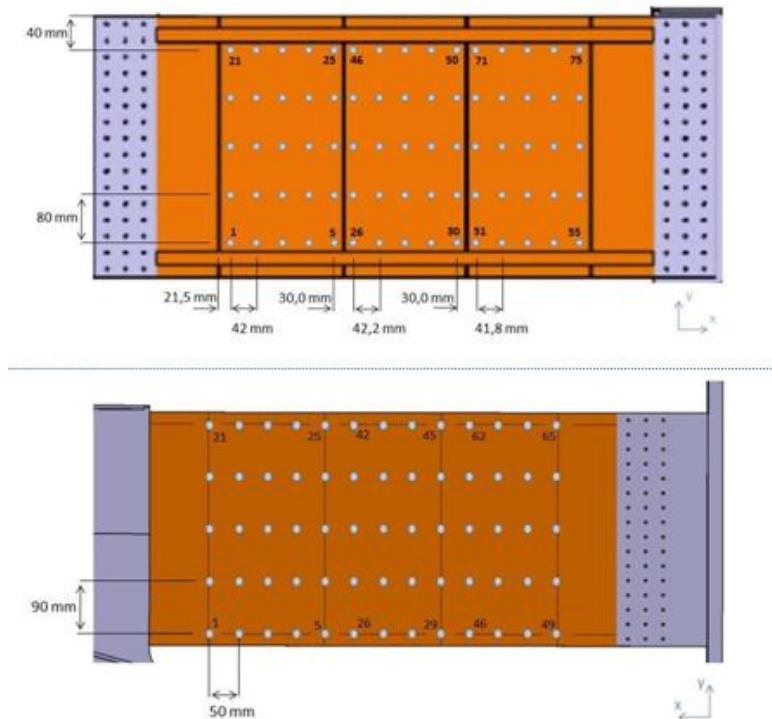


Figura 2. Discretização 75 pontos (acima) e 65 pontos (abaixo)

Com os dados das funções de resposta em frequência adquiridos, a extração dos parâmetros modais foi feita utilizando o método de ajuste de curvas PolyMAX™ que está implementado no software LMS Test.Lab™, utilizado nos experimentos. Detalhes da implementação do método PolyMAX™ e comparação com outros métodos de ajuste podem ser obtidos em Boswald et al (2006).

2.2. Testes realizados

Primeiramente foram feitos testes com vários sinais de entrada (*periodic chirp*, *burst random*, *random*). Com o mesmo sinal de entrada foram feitos testes com intensidades de entrada diferentes. Em todos os casos a coerência dos sinais foram boas e as funções de resposta em frequência praticamente iguais tanto em magnitude quanto fase. Foi feito também um teste de reciprocidade. A Fig. 3 mostra em vermelho a função de resposta em frequência para o acelerômetro no ponto 9 e o shaker no ponto 34 ($H_{9,34}$) e em verde a função de resposta em frequência recíproca $H_{34,9}$. Na Fig. 3 o gráfico superior mostra a coerência dos sinais, o gráfico central mostra as amplitudes das FRF obtidas e o gráfico inferior mostra a fase entre a saída e a entrada. Este teste foi repetido para vários pontos da estrutura e em nenhum caso houve boa reciprocidade, o que indica que o painel é intrinsecamente não linear.

A primeira análise modal realizada foi feita considerando a discretização de 75 pontos na qual foram evitados pontos próximos aos reforçadores do painel, como mostrado na fig. 2. O shaker foi acoplado ao ponto 34 e um sinal do tipo aleatório foi gerado com frequências de 0 a 400 Hz. A aceleração foi medida nos 75 pontos da discretização com um acelerômetro apenas. O nível do sinal enviado ao amplificador foi de 0.3V. Este procedimento foi executado para o painel sem carga até uma carga de 1500 kgf com incremento de 250 kgf.

Com os dados adquiridos para todas as condições de carregamento, foi feita a análise modal com o auxílio do software LMS Test.Lab™. A fig. 4 mostra um diagrama de estabilização com as 75 FRF sobrepostas para a condição sem carga. Este diagrama está mostrando a banda de frequência de 80 a 380 Hz. Nele é possível observar dispersão das frequências de ressonâncias, o que mostra o comportamento não linear da estrutura. Além disso, foi observado nos diagramas de estabilização que depois do primeiro modo, que é bem definido, os demais não são, principalmente com o aumento da carga aplicada.

A segunda análise modal do painel foi feita considerando a discretização de 65 pontos, na face oposta do painel onde pontos próximos aos reforçadores foram contemplados como mostrado na fig. 2. O shaker foi acoplado ao ponto 37 e um sinal de excitação do tipo *periodic chirp* foi gerado. A aceleração foi medida nos 65 pontos da discretização utilizando cinco acelerômetros. Este procedimento foi executado para o painel sem carga até uma carga de 1500 kgf.

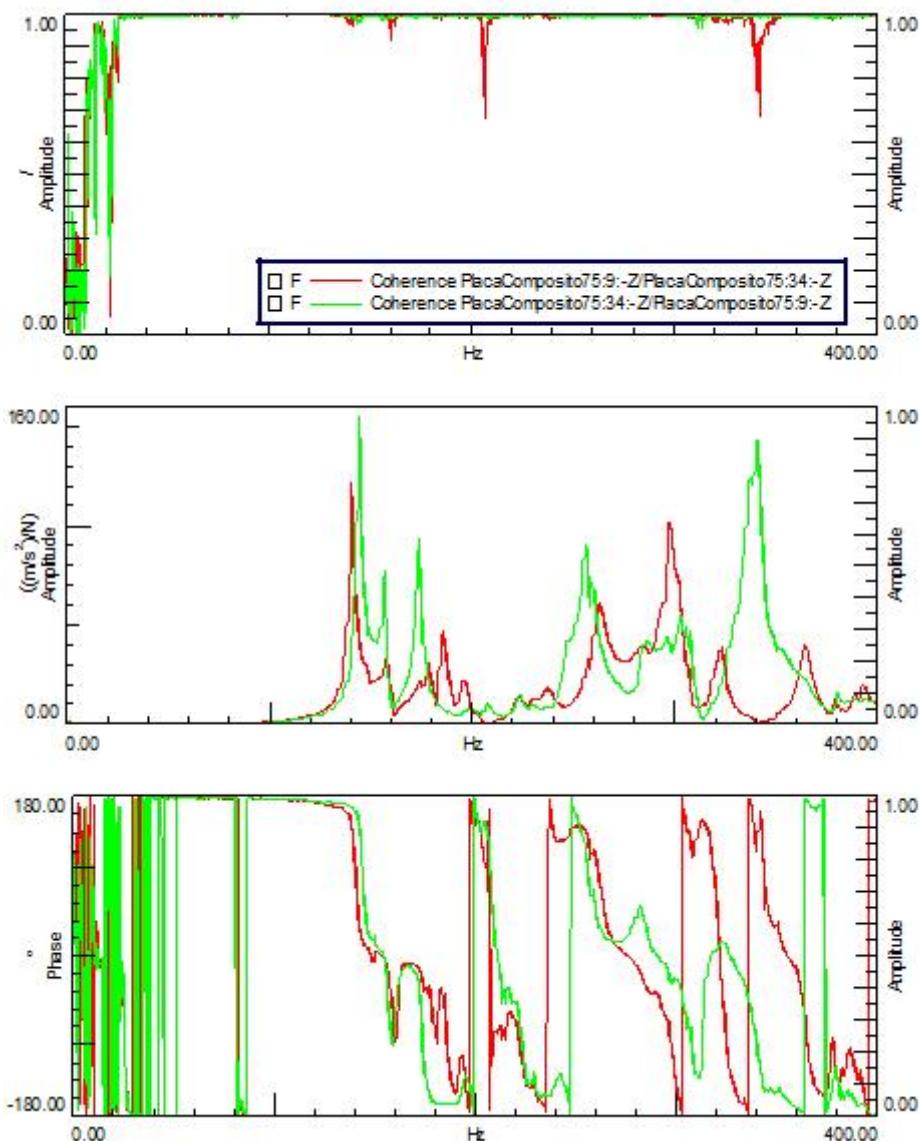


Figura 3: Teste de reciprocidade

Após os experimentos e análise dos dados adquiridos, foi possível obter modos de vibrar bem definidos como mostrado na Fig. 5, apesar da não linearidade do painel. Foi possível observar a diminuição da efetividade dos reforçadores com o aumento da carga como mostrado na Fig. 6. No modo obtido a 264 Hz para uma carga de 250 kgf foi possível observar o campo de tração diagonal no modo, sendo que para cargas mais elevadas houve perda de efetividade dos reforçadores, como observado no modo a 231 Hz para carga de 750 kgf.

Com aplicação de carga, os diagramas de estabilização obtidos foram de difícil análise. No experimento com 75 pontos foi possível observar nos diagramas que o primeiro modo de vibrar é o mais evidente e identificado para todas as condições de carregamento. A Fig 7 mostra a variação da frequência natural do primeiro modo com o aumento da carga aplicada. É possível observar que houve diminuição do valor da freqüência natural com o aumento da carga até 1000 kgf e após este valor de carregamento houve um discreto aumento da frequência natural. É possível afirmar então que houve queda de rigidez no painel ao aumentar a carga até 1000 kgf aproximadamente. Faria e Almeida (2006) estudaram o comportamento de estruturas sujeitas tensões iniciais, mas em regime de pré-flambagem. No caso estudado aqui, o painel encontra-se em regime de pós flambagem para cargas acima de 400 kgf como mostrado em Arbelo (2008b).

Na discretização com 65 pontos não foi possível comparar o mesmo modo de vibrar com diferentes aplicações de cargas, pois dependendo do carregamento, alguns modos foram mais bem definidos que outros. Em modos de frequências mais baixas, o painel vibra delimitado pelos sub-painéis e o ponto de excitação escolhido na discretização de 65 pontos está próximo de um nó modal, nestes casos. Por isso, alguns modos de vibrar não foram bem identificados

na discretização 2. Por outro lado foi possível identificar modos que não foram bem definidos na discretização de 75 pontos.

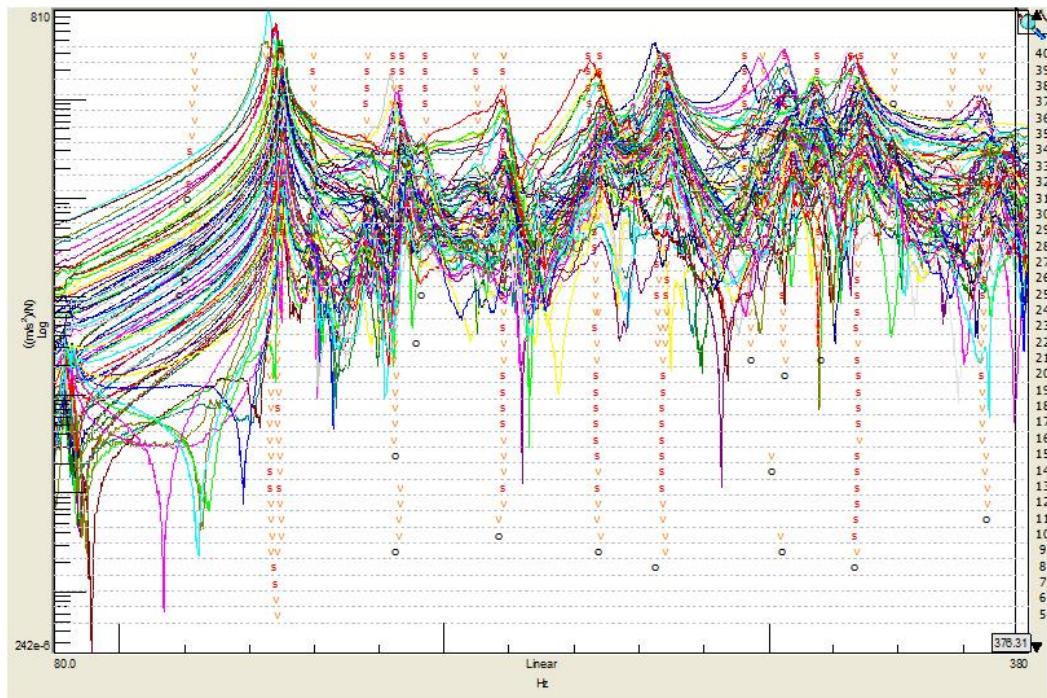


Figura 4: Diagrama de estabilização para o painel sem carga

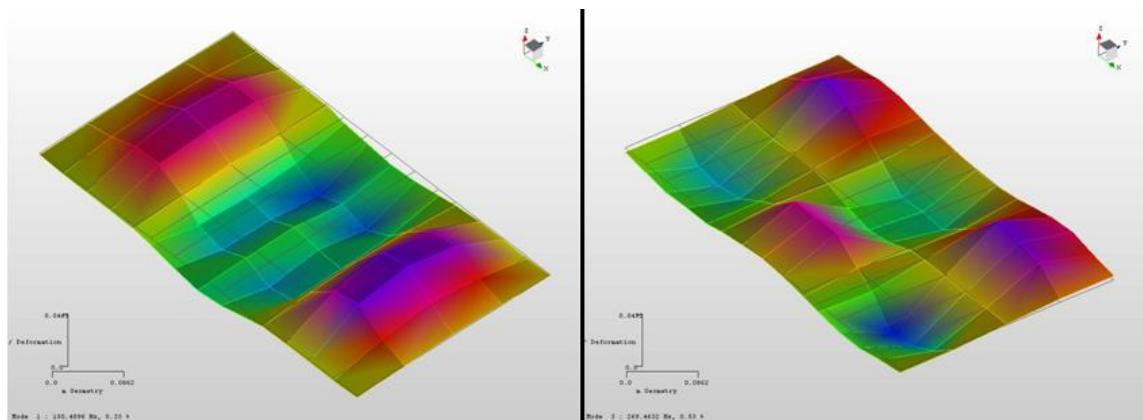


Figura 5: Modos a 150 Hz (esquerda) e 269 Hz (direita) discretização 75 pontos sem carga

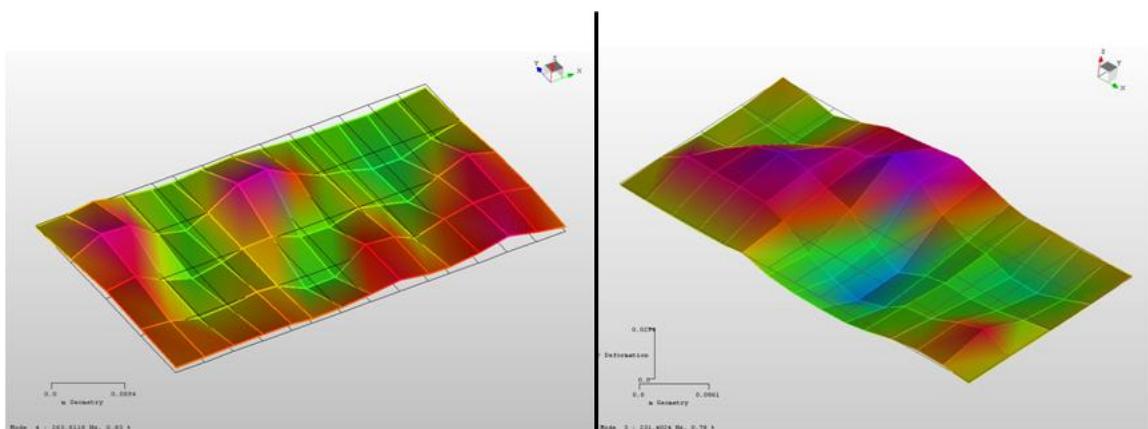


Figura 6: Modos a 264 Hz e carga de 250 kgf (esquerda) e 231Hz e carga de 750 kgf (direita) discretização 75 pontos

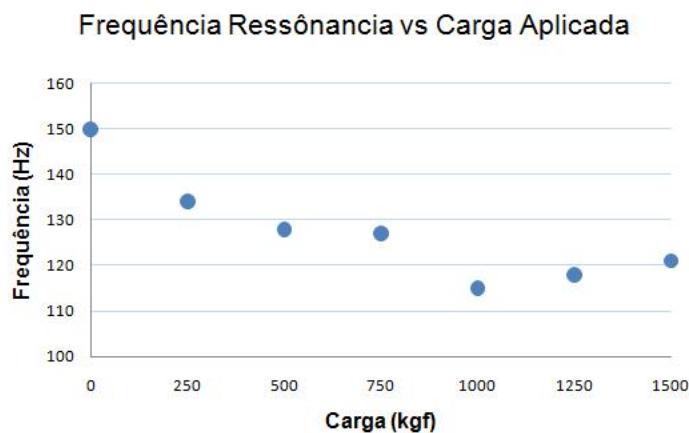


Figura 7: Variação da frequência de ressonância com a carga aplicada

Considerando a discretização de 75 pontos, foram feitos três ensaios complementares. Os três sub-painéis delimitados pelos reforçadores foram analisados de forma independente. No primeiro ensaio, o *shaker* foi conectado ao sub-painel 1 no ponto 14 e foram feitas medições de FRF considerando uma discretização de 25 pontos. No ensaio 2 o *shaker* foi acoplado ao painel 2 no ponto 39 e no ensaio 3 foi conectado ao sub-painel 3 no ponto 64. A Fig. 8 ilustra o painel dividido em sub-painéis. Na Fig. 9 são mostrados os valores da primeira frequência natural nos três ensaios realizados, para todas as condições de carregamento ensaiadas. Como pode ser visto, não há concordância entre as frequências obtidas considerando a análise por sub-painéis. Se o painel tivesse comportamento linear, seria esperado obter os mesmos valores de frequência de ressonância para todas as condições ensaiadas.

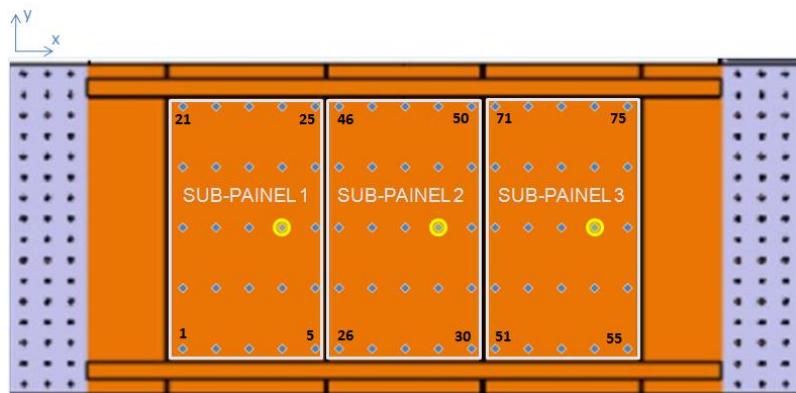


Figura 8: Ensaio dos sub-painéis

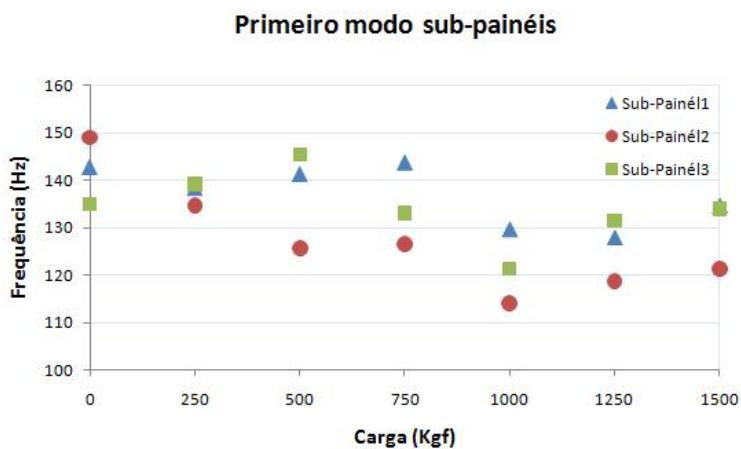


Figura 9: Primeiro modo para os três sub-painéis

2.3. Análise dos dados Obtidos

Foi observado que para a condição sem carga e para a condição com carregamento de 250 kgf, os modos de vibrar do painel são restringidos às sub-seções, sendo que para uma carga de 250 kgf já foi possível observar o campo de tração diagonal no painel, embora dentro dos sub-painéis, como mostrado na Fig.6 . Para cargas acima de 500 kgf foi observada a degradação dos diagramas de estabilização o que indica não linearidade no painel e provável ocorrência de flambagem. De fato foi observado experimentalmente que a primeira carga de flambagem do painel ocorre com uma carga de aproximadamente 400 kgf.

Considerando os modos de vibração encontrados com o painel sujeito a carga de 500 kgf, foi possível observar grande amplitude de movimento nas regiões onde houve flambagem local. Este fato é ilustrado na Fig.10 que mostra um modo de vibrar a 262 Hz para o painel sujeito a uma carga de 500 kgf. Na região onde provavelmente houve a flambagem a rigidez é baixa e com isso a oscilação tem maior amplitude.

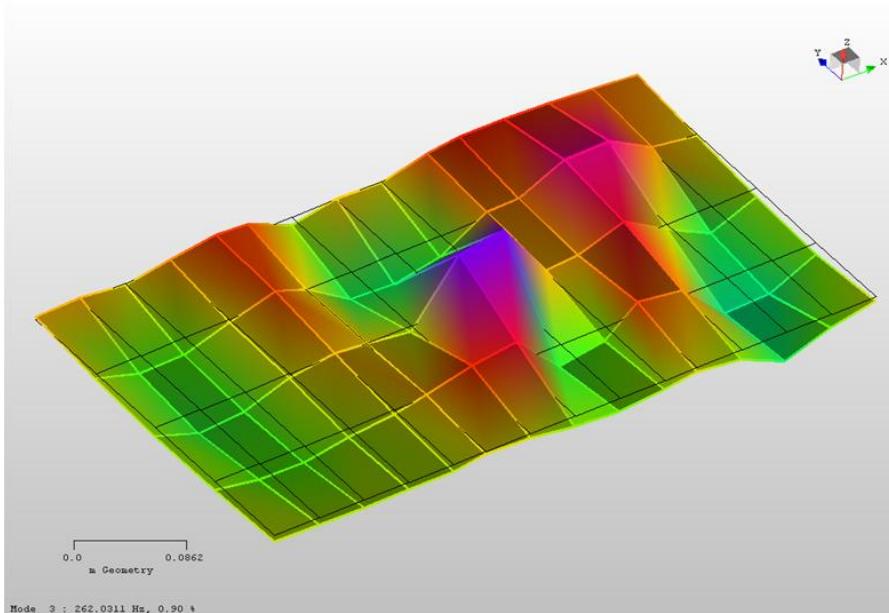


Figura 10: Modo a 262 Hz carga de 500 Kg

Foi observado que com o aumento da carga aplicada, há diminuição da efetividade dos reforçadores. Este fato pode ser observado notando que ao aumentar a carga aplicada, os modos que passam sobre os reforçadores ocorreram em frequências naturais mais baixas.

Os testes realizados considerando os sub-painéis de forma independente, mostrou a diferença no valor da primeira frequência natural identificada, devido à mudança do ponto de excitação. Sabendo que a queda de rigidez implica em queda de frequência de ressonância é possível observar que: se for considerado o experimento onde o painel 2 foi excitado, é possível afirmar que há queda de rigidez do painel com o aumento da carga, até aproximadamente 1000 Kgf, acima desta carga a rigidez aumenta com o aumento da carga. Nos painéis laterais é possível afirmar apenas que a frequência natural aumenta quando cargas acima de 1000 kgf são aplicadas. No painel 2 é onde há cisalhamento puro, nos painéis laterais há momento fletor e cisalhamento. Considerando a análise sem carga é possível afirmar que este fato não foi o responsável pelos resultados divergentes, uma vez que não havendo carga no painel a mesma frequência natural deveria ser obtida para todos os sub-painéis, não importando o ponto de excitação.

O resultado dos ensaios com os sub-painéis mostraram que eles têm frequências naturais distintas, o que indica que a rigidez deles são diferentes. Este fato pode estar relacionado ao processo de fabricação e à montagem do painel. O processo de cura e a colagem dos reforçadores podem ter induzido tensões em algumas áreas.

3. CONCLUSÕES

Com a realização deste trabalho, foi possível compreender o comportamento dinâmico de um painel compósito sujeito a cargas de cisalhamento. Foi observado o campo de tração diagonal no painel e também a perda da efetividade dos reforçadores com o aumento da carga aplicada. Foi observada a relação entre os modos de flambagem e os modos de vibração. Com a execução da análise modal experimental, foi possível concluir que o painel é intrinsecamente não linear.

Foi constatado que a preparação do experimento, determinação dos pontos de aquisição e ajuste correto da instrumentação é fundamental para uma análise modal bem feita.

4. REFERÊNCIAS

- Albuquerque, E. L. , 2005, “Investigação Sobre a Variabilidade da Resposta Dinâmica de Painéis Reforçados.” Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual de Campinas.
- Arbelo, M. A. , 2008, “Comportamento Estrutural de Painéis Laminados em Materiais Compósitos Sujeitos a Cargas de Cisalhamento no Plano” . Dissertação (Mestrado). Instituto Tecnológico de Aeronáutica.
- Böswald, M.and Göge, U. D.and Füllekrug and Govers, Y. , 2006, “A review of experimental modal analysis methods with respect to their applicability to test data of large aircraft structures”. ISMA, p. 2461-2481.
- Ewins, D.J., 1984, “Modal Testing: Theory and Practice”, First edition, Research Studies Press Ltd., England, ISBN 0863800173, also Wiley Inc., ISBN 0471904724
- Faria, A.R and Almeida, S.F.M, 2006, “The maximization of fundamental frequency of structures under arbitrary initial stress states”. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 65(4): p.445-460
- Jimin He and Zhi-Fang Fu.,2001, “Modal Analysis”,. First edition, Butterworth Heinemann, England, ISBN 0750650796.
- LMS test.lab, 2006, “Modal Analysis User Manual”. Rev 7.a. <http://www.lmsintl.com>. [Acessado em abril de 2009].
- LMS, 2009, “Estimation of Modal Parameters”, <http://www.lmsintl.com>, 2009. [Acessado em Abril de 2009].
- Vasconcelos, A. M, 2009, “Análise Modal de um Painel de Carbono/Epoxi Sujeito a Cargas de Cisalhamento”.. Dissertação (Mestrado Profissionalizante). Instituto Tecnológico de Aeronáutica.

5. Nota de responsabilidade

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste artigo.