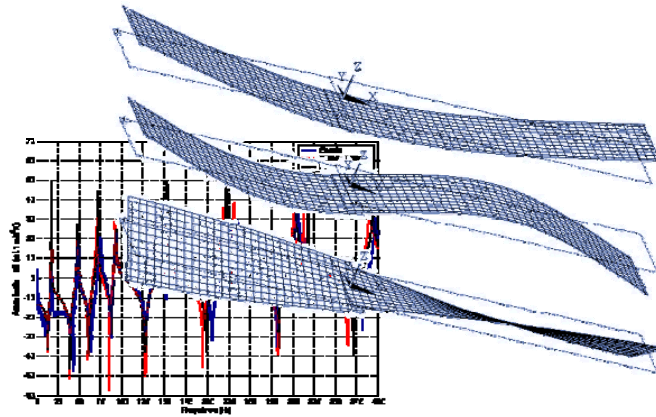




INSTITUTO
SUPERIOR
TÉCNICO

UNIVERSIDADE TÉCNICA DE LISBOA INSTITUTO SUPERIOR TÉCNICO



Modelação Dinâmica de Juntas Soldadas por Pontos

Fernando da Conceição Batista
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Dissertação para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Doutor Júlio Martins Montalvão e Silva

Júri

Presidente: Doutor Júlio Martins Montalvão e Silva

Vogais: Doutor José Fernando Dias Rodrigues
Doutor Nuno Manuel Mendes Maia

Julho de 2004

Aos meus Pais e à minha irmã.

Agradecimentos

Gostava de expressar aqui os meus agradecimentos a todas as pessoas que contribuíram com a sua ajuda e estímulo para que me fosse possível a realização deste trabalho, em especial:

- Ao Prof. Júlio Montalvão e Silva, na qualidade de orientador científico, agradeço os meios disponibilizados, a sua disponibilidade, assim como colaboração e revisão do texto.

- Ao Prof. António Relógio Ribeiro pela ideia original deste trabalho.

- Aos Docentes do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria, em especial ao Eng.º Fernando Romeiro e Eng.º Carlos Costa e Sousa que sempre se mostraram disponíveis e me apoiaram.

- Por último, o meu agradecimento aos meus primos e aos meus amigos, que de alguma forma contribuíram com o seu apoio durante a realização deste trabalho.

Título: Modelação Dinâmica de Juntas Soldadas por Pontos

Nome: Fernando da Conceição Batista

Curso de Mestrado em: Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Júlio Martins Montalvão e Silva

Provas concluídas em: 12 de Julho de 2004

Resumo

A determinação das características dinâmicas de juntas de ligação entre componentes estruturais é um problema bastante actual e da maior importância quando se pretende estabelecer um modelo teórico ou numérico do comportamento dinâmico de uma estrutura complexa.

Muitos dos problemas encontrados num tal processo são precisamente devidos às dificuldades em modelar teoricamente ou numericamente de uma forma adequada as juntas, sejam estas ligações do tipo "clássico" – aparafusadas, rebitadas, soldadas, etc. – ou ainda mais complicadas, como apoios elásticos, cintas, etc. Dada a complexidade do problema, torna-se conveniente abordá-lo considerando separadamente cada tipo específico de junta. No presente caso, o trabalho incidirá sobre juntas soldadas do tipo das que se encontram em grande quantidade nas carroçarias dos veículos automóveis: as soldaduras por pontos.

Estas soldaduras interligam chapa laminada, limitando a pequenas áreas as zonas efectivas de ligação. Como consequência, a aplicação comum de técnicas de elementos finitos ao estudo dinâmico do comportamento das carroçarias, conduz a resultados pouco precisos uma vez que os efeitos das ligações soldadas não são suficientemente contabilizados.

É proposto neste trabalho desenvolver um modelo numérico que caracterize essas juntas de forma a representar o melhor possível o comportamento dinâmico das estruturas com este tipo de ligações.

Palavras-chave: Juntas, Pontos de soldadura, placas, Elementos Finitos, Modelo dinâmico, FRF

Abstract

The determination of the dynamic characteristics of joints connecting structural components is a not yet solved problem of great importance when one intends to establish a theoretical model of the dynamic behaviour of a complex structure.

Many of the problems found in such a process are in fact due to the difficulties related to the theoretical modelling of joints, be these connections of the classical type – welded, bolted, riveted, etc. - or still more complicated, as elastic supports, ribbons, etc. Given the complexity of the problem, it is convenient to approach it considering each specific type of joint separately. In the present case, the work will focus on spot-welded joints of the type found in the body of automobile vehicles.

Spot-welds connect laminated foils, limiting to small areas the effective connecting zones. As a consequence, the application of common finite element techniques to the analysis of the dynamic behaviour of the vehicle body, yields not very accurate results given the fact that the effects of the welded connections are not accounted for.

The objective of this work is to develop a numeric model that characterizes those joints, so that a more accurate model of this type of structures may be available.

Keywords: joints, spot-welded joints, plates, finite elements, dynamic models, FRF

Índice

Agradecimentos	I
Resumo	II
Abstract	III
Índice	IV
Lista de Figuras	VI
Lista de Tabelas	X
Nomenclatura	XI
1 Introdução	1
1.1 Generalidades	1
1.2 Revisão Bibliográfica.....	3
1.3 Objectivos.....	7
1.4 Estrutura da tese	8
2 Fundamentação Teórica	10
2.1 Introdução	10
2.2 Considerações	10
2.3 Estruturas utilizadas	11
2.4 Elemento de ligação	14
3 Metodologia Desenvolvida	17
3.1 Introdução	17
3.2 Medição das respostas	17
4 Modelação das Placas	20
4.1 Introdução	20
4.2 Programa comercial de elementos finitos utilizado	21
4.3 Efeito adicional da massa do acelerómetro.....	21
4.4 Determinação das características do modelo	23
4.4.1 Determinação do módulo de Young.....	25
4.4.2 Escolha da dimensão média da malha de elementos finitos.....	25
4.4.3 Escolha do elemento finito mais adequado	26
5 Análise Experimental	27
5.1 Introdução	27
5.2 Equipamento de medida.....	28
5.2.1 Analisador espectral OR25 PC-Pack II.....	28
5.2.2 Transdutores	29
5.3 Máquina de soldar por pontos	32
6 Apresentação e Análise dos Resultados	34
6.1 Introdução	34
6.2 Resultados dos ensaios com os 5 acoplamentos.....	35
6.3 Modelos testados	35

6.3.1	Ligação rígida de um nó	36
6.3.2	Ligação com um elemento de viga BEAM4.....	37
6.3.3	Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto.....	38
6.3.4	Ligação rígida de vários nós ao longo da placa sobreposta.....	44
6.3.5	Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto.....	46
7	Conclusões	53
7.1	Conclusões.....	53
7.2	Futuros trabalhos.....	54
Anexos	55
Anexo 1	– Dimensões e massas das placas	55
Anexo 2	– Elementos finitos utilizados	57
Anexo 3	– Frequências próprias determinadas com o laser	61
Anexo 4	– FRF obtida com o laser nas placas A3	62
Anexo 5	– Efeito adicional da massa do acelerómetro	63
Anexo 6	– Determinação das características do modelo.....	66
Anexo 6.1	– Determinação do módulo de elasticidade.....	66
Anexo 6.2	– Escolha da dimensão média da malha de elementos finitos	72
Anexo 7	– FRFs obtidas com os 5 acoplamentos.....	76
Referências	79

Lista de Figuras

Figura 2.1- Conjunto de placas utilizadas	13
Figura 2.2- Esquema da zona soldada	14
Figura 2.3- Tabela da máquina de soldar com os parâmetros de soldadura	16
Figura 3.1- Gráfico de barras da comparação das frequências próprias obtidas com o laser e com o acelerômetro cúbico.	18
Figura 3.2- Localização do acelerômetro e do local de excitação, ponto P	19
Figura 4.1- Modelo numérico com a massa adicional.....	22
Figura 4.2- Apresentação da massa adicional no modelo numérico	22
Figura 4.3 Malha de uma placa 100x300 mm	23
Figura 5.1- Local de trabalho	28
Figura 5.2- Analisador Espectral OR25 PC-Pack II	29
Figura 5.3- Acelerômetro cúbico	30
Figura 5.4- Martelo.....	30
Figura 5.5- Transdutor laser	31
Figura 5.6- Máquina de soldar por pontos Facom UM 300.....	32
Figura 5.7- Exemplo de um ponto de soldadura	33
Figura 6.1-Modelo simples – planta.....	35
Figura 6.2-Modelo simples.....	36
Figura 6.3-Modelo do círculo	36
Figura 6.4- Modelo – Ligação rígida de um nó.....	36
Figura 6.5- FRF – Acoplamento A 1 ponto - Ligação rígida de um nó.....	37
Figura 6.6- FRF – Acoplamento A 1 ponto - Ligação com um elemento BEAM4	38
Figura 6.7- Modelo - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto – modelo 4	39
Figura 6.8- FRF – Acoplamento A 1 ponto – modelo 4 - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto	39
Figura 6.9- Modelo - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto – modelo 5	40
Figura 6.10- FRF – Acoplamento A 1 ponto – modelo 5 - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto	40
Figura 6.11- Modelo - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto – modelo 8	41
Figura 6.12- FRF – Acoplamento A 1 ponto – modelo 8 - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto	41
Figura 6.13- Modelo - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto – modelo 9	42
Figura 6.14- FRF – Acoplamento A 1 ponto – modelo 9 - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto	42

Figura 6.15- FRF – Acoplamento A 1 ponto – raio=0.003 - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto	43
Figura 6.16- FRF – Acoplamento A 2 pontos – raio=0.003 - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto.....	44
Figura 6.17- Modelo – Ligação rígida de vários nós ao longo da chapa sobreposta	45
Figura 6.18- FRF – Acoplamento A 1 pontos – raio=0.003 - Ligação rígida de vários nós ao longo da chapa sobreposta	45
Figura 6.19- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 4,5 mm	46
Figura 6.20- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 6 mm.....	46
Figura 6.21- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 8 mm.....	46
Figura 6.22- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 9 mm.....	47
Figura 6.23- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 10 mm.....	47
Figura 6.24- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 12 mm.....	47
Figura 6.25- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 14 mm.....	47
Figura 6.26- FRF- Acoplamento A 1 ponto – malha 4.5 e 9 mm Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto	48
Figura 6.27- FRF- Acoplamento A 1 ponto – malha 6 e 8 mm Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto	49
Figura 6.28- FRF- Acoplamento A 1 ponto – malha 10, 12 e 14 mm Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto.....	49
Figura 6.29- FRF- Acoplamento A 2 ponto – malha 4.5 e 9 mm Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto	50
Figura 6.30- FRF- Acoplamento B 3 ponto – malha 4.5 e 9 mm Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto	51
Figura 6.31- FRF- Acoplamento C 4 ponto – malha 4.5 e 9 mm Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto	51
Figura 6.32- FRF- Acoplamento D 5 ponto – malha 4.5 e 9 mm Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto	52
Figura A-1 Elemento MASS21 – 1 nó com 6 GL por nó	57
Figura A-2 Elemento SOLID45 – 8 Nós com 3 GL por nó	57
Figura A-3 Elemento SHELL63 - 4 nós com 6 GL por nó	58
Figura A-4 Elemento SOLID73 - 8 nós com 6 GL por nó	58
Figura A-5 Elemento SHELL93 - 8 nós com 6 GL por nó	59
Figura A-6 Elemento SOLID95 - 20 nós com 3 GL por nó	59
Figura A-7 Elemento SOLID186 - 20 nós com 3 GL por nó.....	60
Figura A-8 FRFs obtidas com o transdutor laser nas placas A3	62

Figura A-9 Comparação das frequências próprias da placa A3 com a adição do efeito da massa do acelerômetro.....	63
Figura A-10 Comparação das frequências próprias da placa A4 com a adição do efeito da massa do acelerômetro.....	64
Figura A-11 Comparação das frequências próprias da placa B3 com a adição do efeito da massa do acelerômetro.....	64
Figura A-12 Comparação das frequências próprias da placa B4 com a adição do efeito da massa do acelerômetro.....	65
Figura A-13 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com malha de 8mm versus módulo de Young.....	66
Figura A-14 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com malha de 10mm versus módulo de Young.....	66
Figura A-15 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com malha de 12mm versus módulo de Young.....	67
Figura A-16 Erro médio das frequências próprias da placa A4R com malha de 8mm versus módulo de Young.....	67
Figura A-17 Erro médio das frequências próprias da placa A4R com malha de 10mm versus módulo de Young.....	68
Figura A-18 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com malha de 12mm versus módulo de Young.....	68
Figura A-19 Erro médio das frequências próprias da placa B3R com malha de 8mm versus módulo de Young.....	69
Figura A-20 Erro médio das frequências próprias da placa B3R com malha de 10mm versus módulo de Young.....	69
Figura A-21 Erro médio das frequências próprias da placa B3R com malha de 12mm versus módulo de Young.....	70
Figura A-22 Erro médio das frequências próprias da placa B4R com malha de 8mm versus módulo de Young.....	70
Figura A-23 Erro médio das frequências próprias da placa B4R com malha de 10mm versus módulo de Young.....	71
Figura A-24 Erro médio das frequências próprias da placa B4R com malha de 12mm versus módulo de Young.....	71
Figura A-25 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com Modulo de Young de 212GPa versus malha.....	72
Figura A-26 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com Modulo de Young de 214GPa versus malha.....	72
Figura A-27 Erro médio das frequências próprias da placa A4R com Modulo de Young de 212GPa versus malha.....	73
Figura A-28 Erro médio das frequências próprias da placa A4R com Modulo de Young de 214GPa versus malha.....	73
Figura A-29 Erro médio das frequências próprias da placa B3R com Modulo de Young de 212GPa versus malha.....	74
Figura A-30 Erro médio das frequências próprias da placa B3R com Modulo de Young de 214GPa versus malha.....	74
Figura A-31 Erro médio das frequências próprias da placa B4R com Modulo de Young de 212GPa versus malha.....	75

Figura A-32 Erro médio das frequências próprias da placa B4R com Modulo de Young de 214GPa versus malha	75
Figura A-33 FRFs do acoplamento A com um ponto de soldadura	76
Figura A-34 FRFs do acoplamento A com dois pontos de soldadura	76
Figura A-35 FRFs do acoplamento B com três pontos de soldadura	77
Figura A-36 FRFs do acoplamento C com quatro pontos de soldadura	77
Figura A-37 FRFs do acoplamento D com cinco pontos de soldadura	78

Lista de Tabelas

Tabela 2.1- Dimensões das placas	12
Tabela 3.1- Valores da comparação das frequências próprias obtidas com o laser e com o acelerómetro cúbico	19
Tabela 4.1- Elementos finitos seleccionados.....	24
Tabela 4.2- Valores para o módulo de Young [GPa]	24
Tabela 4.3- Valores da dimensão da malha [mm]	24
Tabela A-1 Dimensões das placas de 300 mm	55
Tabela A-2 Dimensões das placas de 400 mm	56
Tabela A-3 Frequências próprias obtidas com a resposta do laser	61

Nomenclatura

OSCAR	Project Optimisation of Structural Connection for Noise and Vibration reduction
MEF	Método dos Elementos Finitos
FRF	Função de Resposta em Frequência
FRFs	Funções de Resposta em Frequência
IMAC	International Modal Analysis Conference
GL	Grau de Liberdade
GLs	Graus de Liberdade

Introdução

CAPÍTULO

1

1.1 Generalidades

No passado, o estudo estático de estruturas e subestruturas constituía o aspecto fundamental para o cálculo e dimensionamento. A evolução e o aparecimento de máquinas de potências cada vez maiores, mais leves e muito menos sobredimensionadas levou à existência de máquinas mais rígidas e com um menor volume de material, de forma a nunca fugir do objectivo de minimizar os custos totais. Assim, os aspectos dinâmicos têm-se revelado de uma extrema importância no comportamento das máquinas e das estruturas. Torna-se deste modo indispensável, na fase de projecto mecânico, o estudo e verificação do comportamento dinâmico. Consequentemente, existe uma procura crescente da identificação de propriedades dinâmicas dessas estruturas como a massa, rigidez, amortecimento, frequências próprias, entre outras.

O estudo teórico, devido às suas limitações, só nos pode apresentar soluções analíticas para estruturas demasiado simples, o que torna este caminho impraticável perante a complexidade de um conjunto.

Outra via é a utilização dos métodos numéricos que, perante uma relativa complexidade do problema, nos podem dar alguns resultados razoáveis. No entanto, estes requerem quase sempre uma validação experimental.

Entretanto, têm surgido técnicas que utilizam determinados parâmetros baseados nos próprios ensaios experimentais, que servem de correcção do modelo gerado por elementos finitos. Todo este procedimento é conhecido

como "*Updating*". Esta designação anglo-saxónica é a mais usual na literatura portuguesa.

Enquanto só a análise experimental conseguir dar respostas aceitáveis ao comportamento dinâmico das estruturas, haverá sempre a necessidade de criar protótipos para a realização de ensaios. Devido à complexidade das estruturas, há a necessidade de uma divisão em subestruturas para assim facilitar o seu estudo. Após a criação dos modelos das subestruturas e a determinação dos respectivos comportamentos dinâmicos, estas terão de ser ligadas entre si por vários tipos de juntas. Este processo é designado por acoplamento. A modelação e o comportamento destas juntas serão decisivos para descrever correctamente o comportamento global da estrutura. É então necessário determinar as características dinâmicas das juntas.

A via experimental surge portanto como uma alternativa que, no entanto, carece – ela própria – de todo um desenvolvimento, adaptação, implementação prática e compatibilização com os modelos teóricos, que estão ainda por fazer. Os problemas que aí surgem prendem-se com vários factores, tais como: dificuldades de acessibilidade em termos de efectivação real de ensaios; problemas numéricos associados à identificação das propriedades dinâmicas e à compatibilização entre modelo experimental e teórico, de grandeza completamente diferente – levando à resolução de problemas envolvendo matrizes mal condicionadas; desenvolvimento de programas de cálculo numérico suficientemente abrangentes das várias situações possíveis na prática; validação dos resultados previstos numericamente com os efectivamente encontrados por via experimental; realização prática de ensaios em laboratório e/ou em estruturas reais; entre outros.

O desenvolvimento de métodos de análise e de construção de modelos numéricos baseados em resultados obtidos experimentalmente tem tido, noutros países mais desenvolvidos nomeadamente na Europa e nos Estados Unidos da América, um grande impacto nos últimos dez a quinze anos; o número de publicações, dissertações de mestrado e de doutoramento e conferências tem sido muito elevado. Um bom exemplo da evolução e

actualidade desta matéria tem sido a realização anual (a partir de 1982) da conferência internacional IMAC que permitiu a publicação, até hoje, de mais de 2500 artigos.

O desenvolvimento de Software para a identificação das propriedades dinâmicas tem sido vasto e existem já diversos programas comercializados. No entanto, o assunto está longe de estar completamente resolvido, levantando-se ainda grandes problemas na sua aplicação à prática. Também no campo do Hardware se tem assistido a um desenvolvimento crescente por parte de diversas empresas (Brüel & Kjøer, Solartron, HP, Spectral Dynamics, Oros, etc.) dotando os investigadores de equipamentos mais especializados e mais precisos.

1.2 Revisão Bibliográfica

O problema aqui levantado diz respeito a um campo de investigação específico, a modelação de juntas, que se insere numa problemática mais abrangente que é a modificação estrutural. Esta, por si só, engloba variadas áreas de estudo como a determinação das matrizes de mobilidade, o acoplamento e desacoplamento de estruturas e a identificação modal.

Em estruturas complexas, é frequente encontrar vários tipos de juntas. Uma junta não deixa de ser um elemento estrutural ou uma subestrutura, fazendo parte de toda a estrutura global. Este facto pode ser interpretado como um problema de acoplamento e desacoplamento. No entanto, caracterizá-la como tal, pode revelar-se um problema difícil ou mesmo impossível de resolver (será por exemplo o caso das soldaduras por pontos) pois, devido à sua geometria e condição de funcionamento, só em determinados casos é possível separá-la da estrutura e mesmo assim é complicado representá-la dinamicamente.

Na criação de modelos analíticos, experimentais e mesmo modelos geometricamente precisos dessas juntas, somos sempre forçados a partir de alguns pressupostos incontornáveis encontrando assim algumas incoerências

nos modelos. Estes problemas têm travado a possibilidade de garantir que a previsão do comportamento da estrutura acoplada corresponda à verificada experimentalmente. Existe actualmente um grande esforço para identificar as fontes desses problemas e também para desenvolver várias técnicas para corrigir essas diferenças nos resultados da estrutura acoplada.

Existe uma corrente de investigadores que se preocupa em validar os seus modelos numéricos, M.E.F., perante os resultados experimentais e alguns resultados analíticos, fazendo correcções nos modelos sempre incompletos em termos de parâmetros modais. Utilizando esta técnica, conhecida como "*Updating*", para caracterizar as juntas, alguns investigadores já publicaram muitos trabalhos. Serão, de seguida, mencionadas algumas publicações mais importantes.

Wang e Sas [1], em 1990, tentam caracterizar dinamicamente uma junta aparafusada considerando vários estados de pré-tensão na ligação.

Em 1992, Nabori, Robb e Ewins [2 e 3] mostram a utilidade e aplicabilidade de um método de identificação das propriedades das juntas baseado numa aplicação inversa das subestruturas.

Medindo e recorrendo às FRFs de um acoplamento de duas vigas, Arruda e Santos [4], em 1992, corrigem a caracterização dinâmica da junta, dada pelo modelo de elementos finitos.

Em 1994, Mottershead, Friswell, Ng, e Brandon [5] analisam a sensibilidade da técnica a partir de modelos de elementos finitos de juntas coladas, soldadas e unidas por parafusos.

Em termos estruturais, um veículo automóvel pode ser modelado por um conjunto de elementos de vigas e de elementos de casca. Moon, Jee e Park [6] propõem, utilizando um algoritmo de "*Updating*", um modelo com três molas com rigidez à torção, para caracterizar de forma mais eficiente as ligações desses elementos.

Inserido no projecto OSCAR, com a finalidade de identificar a massa, rigidez e amortecimento de uma ligação aparafusada de duas placas, Deraemaeker [7], em 2000, recorreu ao conceito de minimizar o erro das

relações constitutivas da estrutura, para aproximar os resultados numéricos aos experimentais.

Morais, Silva e Carvalhal [8], em 2002, utilizam o "*Model Updating*" para caracterizar uma junta móvel rotativa utilizada em sistemas mecânicos.

Numa outra vertente, existem outros que procuram, só nos dados experimentais, um conjunto de resultados ordenados para obter um modelo de junta mais adequado, modelando as juntas a partir do seu comportamento experimental.

Utilizando também as FRFs obtidas experimentalmente, Tsai e Chou [9], em 1988, procuram identificar uma junta aparafusada desprezando o efeito da massa e considerando só a sua rigidez e amortecimento.

No programa OSCAR, foi estudado um conjunto de juntas de placas em determinadas condições bem específicas. Os modelos criados em elementos finitos tinham de ser simples e lineares.

Rongong [10], em 2000, analisando o efeito amortecedor de um conjunto de juntas visco-elásticas, propõe um modelo teórico para corrigir o efeito amortecedor da ligação presente no modelo de elementos finitos.

Brian [11], em 2000, caracteriza dinamicamente uma junta aparafusada de duas vigas, modelando a rigidez dessa junta com um elemento de viga longitudinal. Para caracterizar o efeito amortecedor da junta, relacionou, de forma exponencial, a distância entre os dois extremos do elemento amortecedor, com o próprio coeficiente de amortecimento do elemento.

Um conjunto de investigadores tem-se preocupado mais especificamente em caracterizar dinamicamente juntas soldadas.

Liu [12], em 2000, dedicou-se ao desenvolvimento de um modelo que representasse o cordão de soldadura na junta de topo entre duas vigas. Identificou analiticamente a rigidez das duas molas que constitui esse modelo. Os resultados estão muito próximos dos experimentais. O que acontece também para duas placas soldadas nas mesmas condições.

Wang [13], fazendo parte do mesmo grupo de investigadores, em 2001, desenvolveu três modelos para representar os pontos de soldadura que unem um par de barras e outro par de placas. Pela geometria adoptada, conjunto simétrico, pelos pontos centrais de medição e pela gama elevada de frequências utilizada, os resultados obtidos, FRFs, não apresentam, principalmente para as placas, a confiança e a precisão que se pretende para os modelos numéricos. No entanto, dos três modelos nó a nó utilizados, o modelo de viga e o modelo de mola apresentam melhores resultados que a união rígida entre os dois nós das duas placas no local do ponto de soldadura.

Lardeur [14], em 2000, utilizou quatro tipos de modelos de soldadura por pontos para aproximar os resultados numéricos aos obtidos experimentalmente em dois tipos de estruturas. A primeira é constituída por duas placas iguais ligeiramente sobrepostas e unidas por três pontos de soldadura. A segunda representa uma fracção do chassis de um veículo automóvel com 109 pontos. Dois dos modelos são duas variantes de ligações rígidas nó a nó, uma coincidente e a outra não. Os outros dois são ligações rígidas que se estendem numa superfície que representa a área do ponto de soldadura, uma coincidente e a outra não. Em ambas as estruturas, os resultados dos modelos nó a nó não foram satisfatórios e revelaram-se, de certa forma, instáveis. Os outros dois representaram, com alguma confiança, os resultados experimentais, sendo o modelo com os nós não coincidentes, o mais flexível para estruturas industriais.

Também com a preocupação de modelar numericamente os pontos de soldadura, Vlahopoulos [15], em 1998, utilizou um conceito energético associado à formulação dos elementos finitos.

A CDH e BMW [16], em 1999, desenvolveram um modelo no programa comercial *MSC.NASTRAN* a que lhe chamaram "linchweld". Afirmam que o modelo tem uma redução significativa do tempo de modelação e de implementação, com resultados muito bons. No entanto, sabe-se muito pouco sobre esse modelo.

Recentemente, a *MSC.NASTRAN* apresentou um elemento finito linear designado por *CWELD* que incluiu no módulo *MSC.AMS-FVA* da versão *UNIX* do programa [17].

1.3 Objectivos

O tratamento puramente teórico incorporando análise dinâmica tem muitas limitações, na maior parte senão na totalidade dos casos. Somente a análise experimental consegue, por enquanto, dar respostas fiáveis na caracterização das solicitações dinâmicas e do comportamento de determinada estrutura. Será por isso, também e fundamentalmente, considerada no presente projecto.

Os objectivos gerais deste projecto são os de estudar, desenvolver, aplicar e discutir técnicas específicas de identificação de juntas entre componentes estruturais, objectivos esses cujas dificuldades são já conhecidas. Grande parte das soluções para os problemas de modelação teórica não são suficientemente fiáveis para reproduzir correctamente o comportamento de estruturas ligadas através de componentes normalmente bastante complexos, quer geometricamente, quer no que diz respeito ao seu comportamento dinâmico.

Os chamados métodos directos, em que a modelação teórica é realizada para se obterem os resultados, não são, regra geral, os mais adequados para os objectivos apontados. Os métodos ditos inversos serão os mais indicados. Estes métodos consistem em identificar as propriedades de um determinado componente a partir de resultados obtidos experimentalmente. Serão estes tipos de técnicas que se utilizarão no presente projecto.

A temática do presente trabalho constitui uma das áreas prioritárias de investigação a nível internacional, sem dúvida da maior importância a nível industrial, nomeadamente no que se refere ao sector de construção de veículos automóveis. Pode apresentar-se o seguinte exemplo: A carroçaria de uma viatura não é mais do que o resultado do acoplamento, por meio de

soldadura por pontos, de uma série de subestruturas formadas por componentes em chapa estampada. A determinação do comportamento dinâmico deste conjunto de subestruturas só pode ser efectuada adequadamente se se conhecer o comportamento de cada subestrutura e das interligações (juntas). Não se conhecendo, de forma adequada, as características e o comportamento dinâmico destas, muito difícil (senão impossível) será de se prever o comportamento da estrutura global.

A solução poderá então ser a de se utilizarem técnicas de acoplamento e desacoplamento, a fim de, a partir de resultados experimentais, se determinarem as propriedades das juntas. A partir daí e para os tipos de juntas estudados, poder-se-á, de futuro, prever o comportamento da estrutura ligada, através de acoplamento puramente teórico. As questões serão: Em quantos e em quais pontos realizar os ensaios? Que gamas de frequência se deverão escolher? Como conseguir resultados experimentais representativos em pontos onde não se tem acesso? Como superar os problemas numéricos subsequentes, compatibilizar os resultados teóricos e experimentais e validar estes?

A questão essencial não é a escolha da filosofia de como atacar o problema pois, em termos genéricos, ela é conhecida. O fundamental é saber como ultrapassar as muitas dificuldades que surgem na prática e que exigem processos próprios. São estes processos e procedimentos, aliados à concretização prática em estruturas reais, que se pretendem desenvolver e implementar com o presente projecto.

1.4 Estrutura da tese

A presente tese está organizada em sete capítulos. No presente, além da revisão bibliográfica, são descritos os objectivos que se pretendem atingir.

No capítulo 2, é feita uma análise teórica do problema, onde se procura justificar as estruturas utilizadas e se tenta descrever o processo de soldadura.

No capítulo seguinte, descreve-se a forma como foi abordado o problema nos mais variados aspectos.

A modelação das placas é abordada no capítulo quatro, onde há a preocupação da escolha mais adequada do elemento finito, da malha a utilizar e das características mecânicas das estruturas utilizadas.

No capítulo seguinte, é identificada a aparelhagem experimental utilizada e descrita a forma como foram realizados os ensaios.

No capítulo 6, são confrontados os ensaios experimentais com os vários modelos numéricos sugeridos por alguns autores e outros propostos neste trabalho.

Por último, no capítulo 7, apresentam-se as principais conclusões, respostas aos objectivos e propostas para futuros trabalhos nesta área.

Fundamentação

Teórica

CAPÍTULO

2

2.1 Introdução

A caracterização dinâmica de juntas soldadas por pontos tem-se revelado um problema muito actual devido à sua crescente utilização. Existe pois uma necessidade de que as estruturas sejam mais leves e mais baratas sem perder de vista a sua resistência mecânica.

Teve-se aqui a preocupação de escolher uma geometria que, além de simples, fosse fácil de modelar em programas de elementos finitos.

Como objectivo, não foi feito um estudo exaustivo da dinâmica do ponto de soldadura, mas sim a criação de um modelo simples de implementar num programa de elementos finitos, com a maior aproximação possível às respostas dos resultados experimentais realizados.

2.2 Considerações

- Para validar os modelos, são utilizadas como elemento de comparação as funções de resposta em frequência directas retiradas da estrutura sempre no mesmo local.
- Consideram-se, para efeitos de comparação ao modelo, as seis primeiras frequências próprias.

- Dado que houve sempre a necessidade de cobrir pelo menos as seis primeiras frequências próprias, a gama de frequências utilizada nos ensaios foi para algumas placas de 0-800 Hz, sendo apenas necessária para os acoplamentos uma gama de frequências de 0-400 Hz.
- Com estas gamas, o número de linhas de aquisição era sempre de meio em meio Hertz.

As gamas aqui utilizadas excedem largamente a gama de frequências a que as estruturas automóveis estão sujeitas nas mais variadas condições de trabalho [18].

2.3 Estruturas utilizadas

As estruturas utilizadas neste trabalho foram placas de aço com uma reduzida espessura para possibilitar a união por pontos de soldadura, como é habitual utilizar-se nas estruturas automóveis.

Dentro da gama de espessuras [19] usadas neste tipo de indústria, foi escolhida uma espessura de 1,5 mm. Além de caracterizar bem este tipo de estruturas, Wang [13] também utiliza esta dimensão no seu trabalho.

A sobreposição das duas placas é caracterizada por uma dimensão típica [20] de cerca de 3 vezes o diâmetro da soldadura, ou seja, uma sobreposição de 18 mm.

No intuito de chegar a um modelo mais preciso, foram adoptados 5 acoplamentos distintos, como indicado na Figura 2.1, com 1, 2, 3, 4 e 5 pontos de soldadura respectivamente, separados sempre pela mesma distância de 50 mm.

Para não haver simetria no acoplamento, utilizaram-se dois tipos de placas, uma com 300 mm de comprimento e outra com 400 mm. Evitou-se uma situação de simetria pois essa situação levaria a que alguns dos nodos dos modos de vibração ficassem sobre a junta soldada, o que

poderia levantar alguns problemas na interpretação dos resultados dos ensaios.

Para que os resultados dos ensaios tivessem uma maior credibilidade, foram reproduzidos os mesmos ensaios em 6 conjuntos de placas iguais, como está indicado no Anexo 1.

O cálculo da massa específica de 7801 kg/m^3 deste conjunto de placas também está expresso no Anexo 1. As dimensões consideradas para o cálculo numérico estão indicadas na Tabela 2.1.

		Placas 300		Placas 400	
		mm	mm	mm	mm
A		96,7	298,4	96,7	397,1
B		148,8	297,5	148,8	398,3
C		197,2	298,1	197,2	397,5
D		249,3	297,2	249,3	397,5

Tabela 2.1- Dimensões das placas

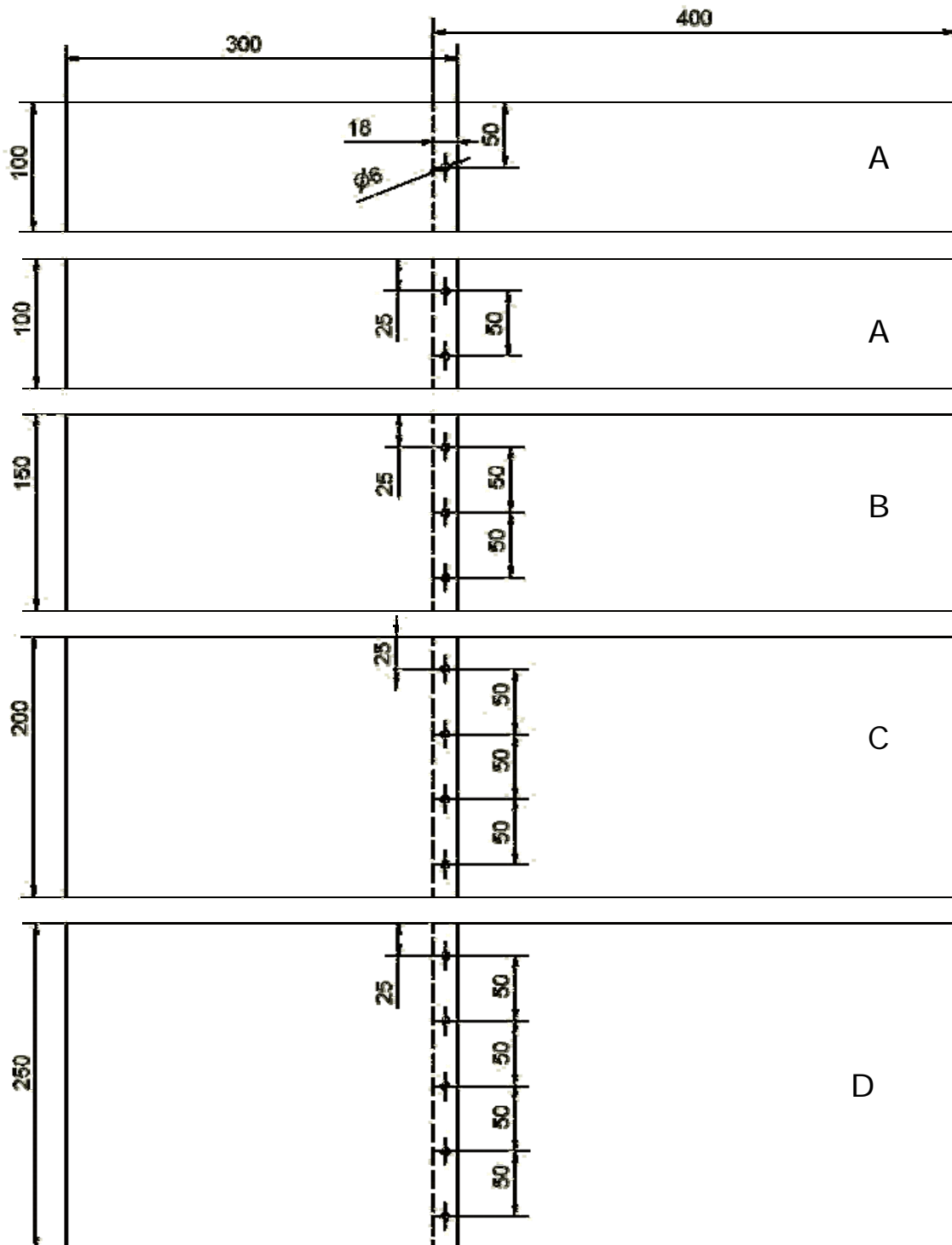


Figura 2.1- Conjunto de placas utilizadas

2.4 Elemento de ligação

As soldaduras por pontos requerem uma combinação bem determinada da duração e amplitude da pressão dos eléctrodos como também da intensidade e tempo de passagem da corrente eléctrica [21]. A corrente deve passar de um eléctrodo para o outro através das placas. Essa continuidade é garantida pela pressão exercida pelos eléctrodos, que deve ser suficientemente elevada de forma a garantir um encosto perfeito entre as placas a soldar e os eléctrodos.

Neste processo de soldadura, a corrente eléctrica atravessa três diferentes resistências eléctricas à sua passagem: resistência de contacto eléctrodo-chapa, resistência na interface chapa-chapa e resistência eléctrica das próprias placas. Destas resistências em série, a mais relevante é a resistividade entre as duas placas.

O calor gerado pela passagem da corrente (I) é proporcional a essa resistência eléctrica (R) segundo a lei de Joule.

$$Q = R \times I^2 \times \Delta t \quad (0.1)$$

O calor produzido na zona de contacto entre os materiais a soldar propaga-se no metal, produzindo a sua fusão. A zona envolvente afectada pelo calor entra em estado plástico.

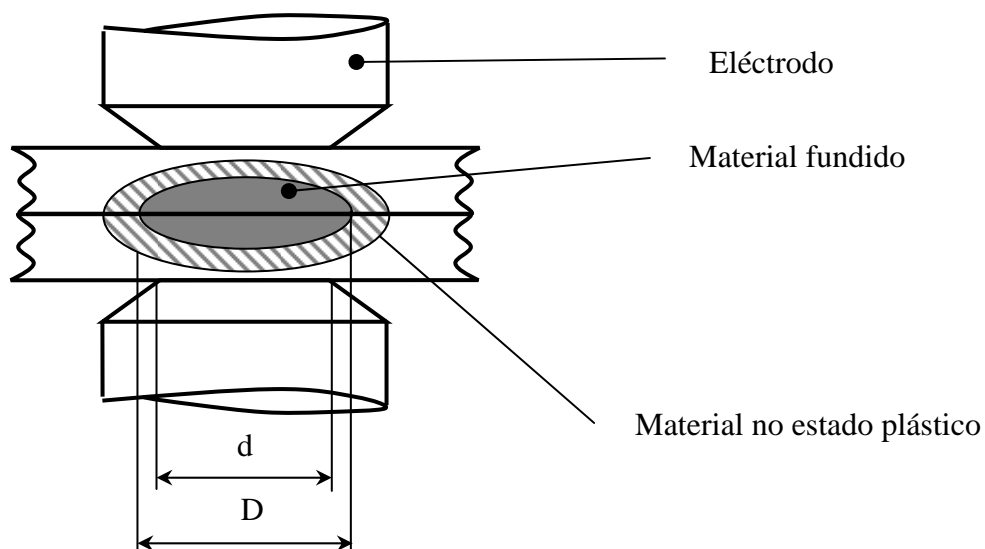


Figura 2.2- Esquema da zona soldada

Desta forma, existe uma necessidade prévia de controlar com algum rigor a pressão exercida pelos eléctrodos, a intensidade da corrente eléctrica e o período de tempo, para que a zona soldada tenha uma dimensão que permita uma boa ligação mecânica entre as placas.

Foi instituído pelo Instituto Internacional de Soldadura uma equação que relaciona o diâmetro (d) da ponta do eléctrodo com a espessura de referência (e) a soldar.

$$d = 5\sqrt{e} \quad (0.2)$$

O diâmetro D do ponto de soldadura terá de se enquadrar mais ou menos dentro do seguinte intervalo:

$$0,8d \leq D \leq 1,1d \quad (0.3)$$

Bastará que a pressão de aperto seja suficiente para que um bom encosto entre as placas a soldar seja garantido.

Será mais complexa a determinação da corrente eléctrica e o respectivo tempo de passagem. Em condições ideais, a energia fornecida será independente do tempo e pode considerar-se que o produto entre o quadrado da corrente e o tempo de soldadura é constante.

No entanto, existem determinadas fórmulas empíricas que relacionam melhor estes parâmetros de soldadura. Para tal, existem geralmente, com as máquinas de soldar, tabelas que em função das espessuras das peças a unir sugerem os restantes parâmetros de soldadura.

Na Figura 2.3, encontra-se a tabela que foi consultada para seleccionar os referidos parâmetros de soldadura para as estruturas estudadas neste trabalho.

Como é habitual, esta tabela está junto do aparelho de soldar por pontos, Figura 5.6, que foi utilizado para realizar os pontos de soldadura.

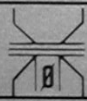
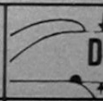
EXEMPLES DE SOUDAGE						
epaisseur mm.	reglage tempo.		F		bras mm.	Nb point/h
0,6 + 0,6	0,05"	3,5 mm.	70 Kg.	50 mm.	125	450
0,8 + 0,8	0,15"	4 mm.	80 Kg.	58 mm.	125	380
1 + 1	0,35"	4,5 mm.	90 Kg.	65 mm.	125	280
1,5 + 1,5	0,85"	5 mm.	100 Kg.	68 mm.	125	120
2 + 2	1,25"	6 mm.	120 Kg.	72 mm.	125	60
0,8 + 0,8	0,2"	4 mm.	50 Kg.	62 mm.	250	400
1,5 + 1,5	1,2"	5 mm.	60 Kg.	68 mm.	250	120
1 + 1	0,6"	4,5 mm.	45 Kg.	70 mm.	350	300
1 + 1	1"	4,5 mm.	35 Kg.	70 mm.	500	300

Figura 2.3- Tabela da máquina de soldar com os parâmetros de soldadura

O diâmetro da ponta do eléctrodo é de 5 mm logo o ponto de soldadura terá valores entre 4 e 5,5 mm. Após algumas medições, verificou-se que o diâmetro estava, na maioria das vezes, muito perto dos 6 mm, medida esta adoptada para efeitos do cálculo numérico.

Metodologia Desenvolvida

CAPÍTULO

3

3.1 Introdução

Em estudos dinâmicos desta natureza, é frequente colocar toda a estrutura acoplada suspensa de forma a simular uma situação de vibração livre no espaço isto é, sem constrangimentos de fronteira.

Para estruturas leves como estas, é habitual utilizar um laser para medir as respostas, pois qualquer massa adicional colocada na estrutura irá alterar a massa e a rigidez do sistema.

No entanto, os resultados das respostas obtidas com o laser revelaram-se com muito ruído fora da zona das frequências próprias. Será aqui descrita a forma como foi ultrapassado este problema.

3.2 Medição das respostas

O ruído da resposta do laser está bem identificado na Figura A-8 do Anexo 4. Após varias tentativas falhadas de obter melhores respostas, optou-se por medir os resultados com um pequeno acelerómetro cúbico.

O acelerómetro utilizado, mesmo sendo muito pequeno, tem uma massa de 3,5 gramas que se revelou o suficiente para alterar os resultados dos ensaios, como está indicado na Figura 3.1 e na Tabela 3.1.

Desta feita, só foi utilizado o laser para registrar as frequências próprias das placas que serviram para a determinação das características do modelo.

Estes dados também foram obtidos considerando a média das frequências próprias de cada conjunto de placas, como indicado na Tabela A-3 do Anexo 3.

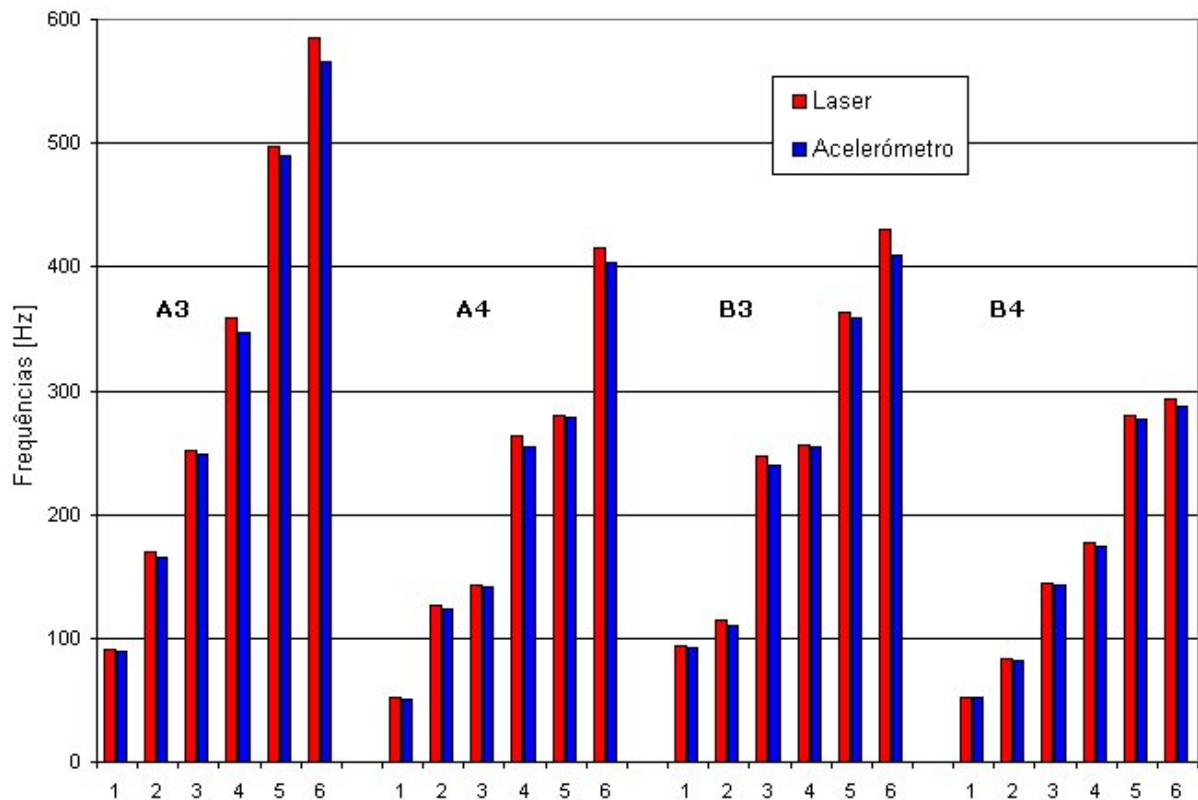


Figura 3.1- Gráfico de barras da comparação das frequências próprias obtidas com o laser e com o acelerômetro cúbico.

A3		[Hz]	
Laser	Acel.	Erro	
90,8	88,9	2,2%	
170,3	164,8	3,3%	
252,1	248,1	1,6%	
359,1	347,3	3,4%	
497,2	489,9	1,5%	
584,9	565,5	3,4%	

A4		[Hz]	
Laser	Acel.	Erro	
51,4	50,5	1,8%	
127,2	123,6	2,9%	
142,3	140,9	1,0%	
263,1	255,3	3,1%	
280,4	277,8	1,0%	
415,7	403,9	2,9%	

B3		[Hz]	
Laser	Acel.	Erro	
93,1	91,6	1,6%	
114,7	110,3	4,0%	
247,6	239,7	3,3%	
256,1	255,0	0,4%	
363,8	358,8	1,4%	
430,9	409,9	5,1%	

B4		[Hz]	
Laser	Acel.	Erro	
52,2	51,7	1,0%	
83,3	81,5	2,1%	
143,8	142,3	1,0%	
177,8	174,3	2,1%	
280,0	277,4	0,9%	
293,6	287,8	2,0%	

Tabela 3.1- Valores da comparação das frequências próprias obtidas com o laser e com o acelerômetro cúbico

Com o intuito de escolher um local afastado de nodo de um modo de vibração da estrutura, foi considerado um ponto de medição junto a um dos vértices das placas suspensas designado por P na Figura 3.2. Nesta figura está também representado o acelerômetro cúbico que tem as dimensões indicadas, 10x10x10 mm.

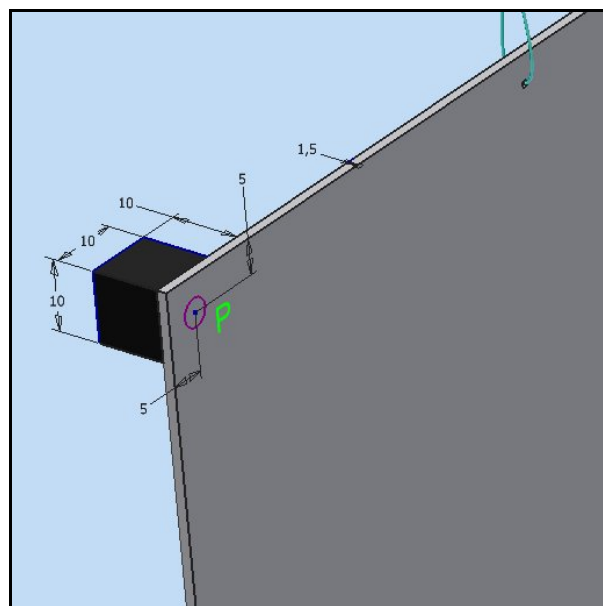


Figura 3.2- Localização do acelerômetro e do local de excitação, ponto P

Modelação das Placas

CAPÍTULO

4

4.1 Introdução

Na modelação, houve a preocupação de desenvolver um modelo de elementos finitos que se aproximasse suficientemente bem dos resultados experimentais das placas individuais. Pois estes modelos serão, por sua vez, utilizados para os respectivos acoplamentos e assim identificar o modelo de junta mais adequado.

As características do modelo, como a escolha do elemento finito mais adequado, o módulo de elasticidade das placas, a discretização do modelo, a dimensão média da malha e o efeito da massa adicional do acelerómetro utilizado nos ensaios, foram cuidadosamente determinadas. Pois, para conseguir um modelo que represente de forma coerente a junta soldada, houve a necessidade de ter previamente um modelo numérico bastante fiável de cada uma das placas.

Esta análise foi feita tomando em conta a evolução dos erros relativos associados às primeiras frequências próprias.

4.2 Programa comercial de elementos finitos utilizado

O programa mais utilizado na indústria automóvel é o *MSC.Nastran*. No entanto, foi utilizado nesta análise numérica o *Ansys 6.0* [22]. Esta escolha foi feita pelo facto de este já existir e ser adoptado como programa principal de elementos finitos na instituição onde este trabalho se realizou.

Todas as geometrias, métodos de cálculo e escrita de outputs das análises feitas aqui foram escritas em código do *Ansys 6.0*.

No cálculo numérico das frequências próprias foi utilizado o "*Subspace Method*" no modo "*Modal Analysis*" do *Ansys* [22], pois dentro dos disponíveis era aquele que convergia sempre e era o mais rápido no cálculo.

Para determinar as FRFs nas gamas pretendidas e perante um problema de vibração livre, utilizou-se o método "*Harmonic Response Mode Superposition Analysis*" no modo "*Harmonic Response*".

Para representar a excitação, foi imposto um seno puro, com amplitude unitária ao nó onde a massa adicional foi colocada. Assim a resposta representava logo a função de resposta em frequência pretendida.

4.3 Efeito adicional da massa do acelerómetro

Como já foi referido na alínea 3.2, há uma massa adicional do acelerómetro que foi necessário considerar.

Nos modelos numéricos desenvolvidos no programa de elementos finitos, foi forçada a localização de um nó no centro geométrico da base do acelerómetro, como indica o ponto P da Figura 3.2. Nesse nó, foi colocado, para efeitos do cálculo numérico, um elemento MASS21 com as características inerciais, massa e momentos de inércia do acelerómetro cúbico, como se pode ver na Figura 4.1.

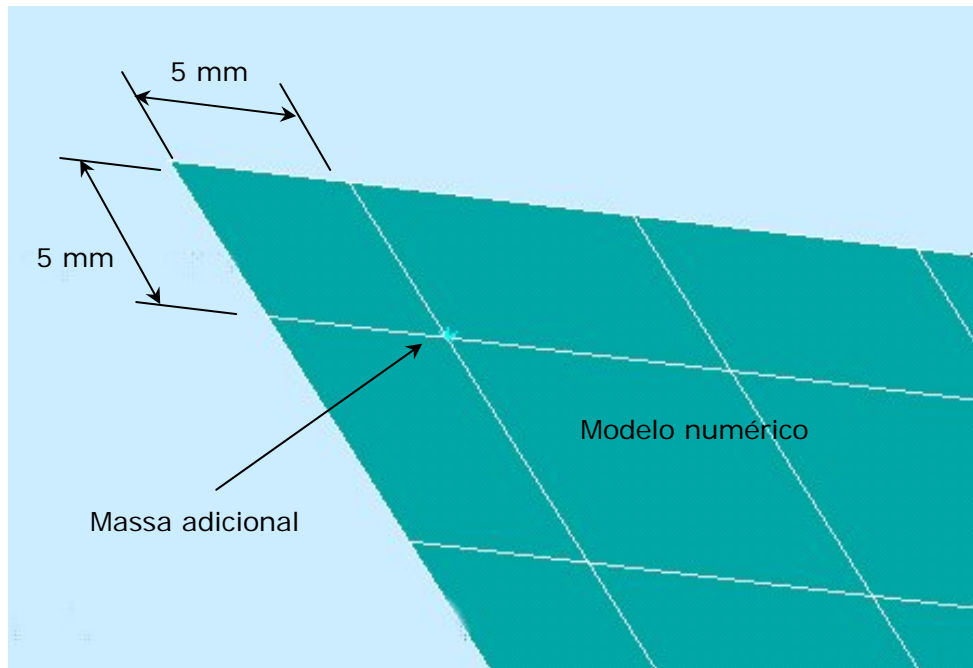


Figura 4.2- Apresentação da massa adicional no modelo numérico

Verificou-se, em termos numéricos, que as componentes inerciais de rotação, ou seja, os momentos de inércia do acelerómetro não ajudam a reproduzir os dados dos ensaios realizados com o mesmo, como está representado no Anexo 5.

Para efeitos de cálculo numérico nos acoplamentos, foi sempre considerada uma massa adicional de 3,5 gramas no local do ponto P da Figura 3.2, condicionando a dimensão da malha de 5 mm em parte da periferia da placa, Figura 4.3.

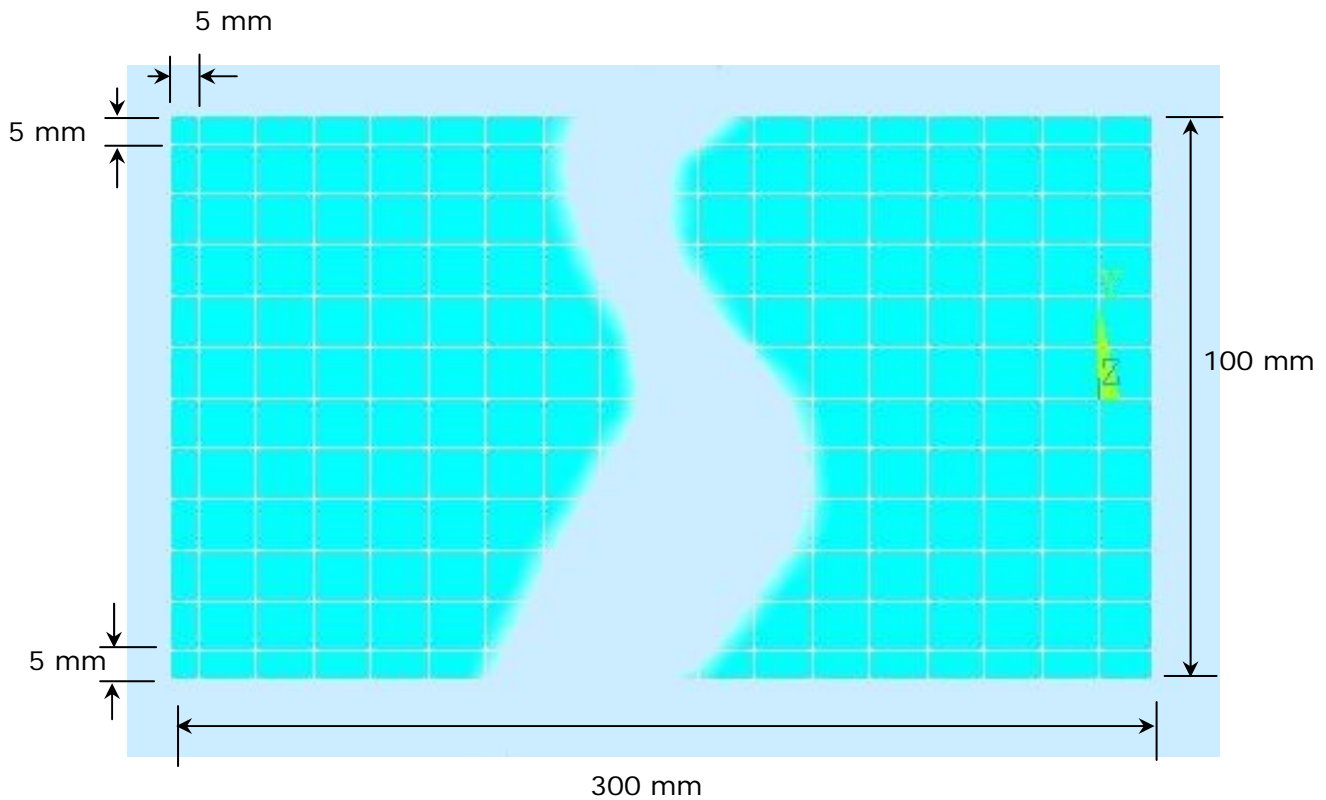


Figura 4.3 Malha de uma placa 100x300 mm

4.4 Determinação das características do modelo

Foi assumida como muito importante a escolha do elemento finito, do módulo de elasticidade do material e da dimensão da malha. Estes serão, de seguida, sujeitos a uma análise de sensibilidade, onde se cruzam toda uma série de resultados numéricos com os valores das frequências próprias, determinadas experimentalmente com o laser, Anexo 3.

Todos os gráficos foram gerados com o *MATLAB* [23], que recorreu a uma ligação ODBC a uma base de dados [24], onde estavam esses resultados numéricos obtidos pelo programa de elementos finitos *Ansys* e pelo laser.

Foi assumido um coeficiente de Poisson de 0,26, visto que é um valor característico das placas laminadas.

Dentro da livreria de elementos finitos disponível e de entre os elementos finitos mais adequados para a modelação das placas, foi feita uma selecção de elementos de placa estrutural (*SHELL*) e elementos

sólidos estruturais (*SOLID*), como indicado na Tabela 4.1 e representado graficamente no Anexo 2.

	SHELL63	SHELL93	SOLID45	SOLID73	SOLID95	SOLID186
Numero de Nós	4	8	8	8	20	20
GLs por Nó	6	6	3	6	3	3
GLs por Elemento	24	48	24	48	60	60

Tabela 4.1– Elementos finitos seleccionados

O elemento *SOLID45* é um elemento finito que, pelas suas características é muito utilizado. No entanto, neste estudo apresentou maus resultados, por isso não foi incluído como candidato a escolha.

Depois de realizar algumas análises, definiram-se os valores da Tabela 4.2 para o módulo de Young e os valores da Tabela 4.3 para a dimensão da malha.

E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E9
200	202	204	206	208	210	212	214	216

Tabela 4.2- Valores para o módulo de Young [GPa]

M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9
6	8	10	12	14	16	18	20	22

Tabela 4.3- Valores da dimensão da malha [mm]

À semelhança do que foi feito por Lardeur [14], para avaliar os erros assumiu-se o seguinte quociente.

$$Erro = \frac{EMA - FEM}{FEM} \times 100 [\%] \quad (0.4)$$

EMA – Frequência própria obtida experimentalmente com o laser. As iniciais são da expressão inglesa, “Experimental Modal Analysis”

FEM – Frequência própria obtida pelo programa elementos finitos. As iniciais são da expressão inglesa, “Finite Element Methods ”

Este erro caracteriza o afastamento dos resultados numéricos face aos determinados pelo laser no ensaio. As únicas placas testadas pelo laser foram as A3, B3, A4 e B4.

4.4.1 Determinação do módulo de Young

As placas utilizadas neste trabalho são placas laminadas, o que leva a admitir que o material destas estruturas não seja homogéneo. No entanto, foi assumido que se está perante um material homogéneo.

Fez-se uma avaliação da evolução média dos erros calculados com a equação (0.4) com os vários valores do módulo de Young admitidos e indicados na Tabela 4.2. A avaliação destes erros médios para as quatro placas testadas, reproduziram os gráficos indicados no Anexo 6.1.

Ao analisar ambos os gráficos, podemos verificar que todas as rectas que unem os valores médios dos erros obtidos para cada elemento finito versus módulo de Young, estão dentro de um rectângulo verde indicado sempre na mesma posição.

Perante essas variações, foi considerado um módulo de Young de 213 GPa.

4.4.2 Escolha da dimensão média da malha de elementos finitos

Foi considerada a mesma discretização da malha em parte da periferia da placa, de forma a forçar na criação da malha automática, uma banda de elementos finitos de 5 mm de largura como indicado na Figura 4.3, para assim garantir sempre o nó de posicionamento do elemento de massa referido no capítulo 4.3.

Para efeitos teóricos, quanto mais pequena é a dimensão da malha, melhor serão os resultados obtidos. No entanto, tem de haver um compromisso entre essa dimensão e o erro admissível nos resultados.

Para termos um valor para essa dimensão, fez-se aqui também uma avaliação da evolução média dos erros calculados com a equação (0.4) com os vários valores da malha admitidos e indicados na Tabela 4.3.

A semelhança daquilo que foi feito para a determinação do módulo de Young no capítulo 4.4.1, os gráficos encontrados estão no Anexo 6.2.

Da análise do rectângulo verde, foi assumida uma dimensão média da malha de 10 mm.

4.4.3 Escolha do elemento finito mais adequado

Numa abordagem prévia, poder-se-iam excluir logo os elementos finitos sólidos. No entanto, verifica-se numa análise breve dos gráficos do Anexo 6.2 que o comportamento do elemento SOLID73 se aproxima muito do SHELL63 e o comportamento do elemento SOLID95 se aproxima muito do SHELL93.

Mas os elementos SOLIDs têm em comparação mais graus de liberdade. Além disso, é mais difícil modelar uma estrutura de placas com esses elementos. Com os elementos SHELLs, o plano médio da placa é necessário.

Podemos ainda verificar que, ao longo das várias malhas, o elemento SHELL93 tem valores mais próximos do zero que o elemento SHELL63. No entanto, para os valores com malha de 10 mm, estas diferenças são muito pequenas. Assim, de entre estes dois foi escolhido para este estudo o elemento SHELL63 dado o facto de ter metade dos graus de liberdade.

Análise Experimental

CAPÍTULO

5

5.1 Introdução

Cada placa foi furada com dois furos de pequeno diâmetro e suspensa (para simular as condições de livre no espaço) por dois fios de nylon num pórtico constituído por perfis de alumínio com 2 metros de altura. Este foi fixo a uma mesa onde se dispunha do analisador espectral OROS25 e de um PC de recolha de dados que continha uma placa PCI para receber os dados já tratados do OROS25, como se pode ver na Figura 5.1.

Na impossibilidade de se recorrer a um vibrador para excitar as placas estudadas, foi utilizado um martelo com um transdutor de forças. Este elemento excitador, por ser manual, revelou-se muito sensível na execução dos ensaios, pois o martelo tinha de incidir sempre no mesmo local (ponto P da Figura 3.2) e na mesma direcção.

A força tinha de estar entre mais ou menos duas intensidades. Se esta não fosse suficiente, o valor atingido não disparava o "trigger" e, desta forma, não era dado o início da aquisição do sinal dos dois transdutores ao mesmo tempo. Se fosse excessivo, os valores das voltagens do sinal de um ou dos dois transdutores excediam um intervalo imposto de voltagem criando uma situação de "overload". Este intervalo era muito importante para a clareza e boa definição das FRFs que o software representava logo após o ensaio.

Neste capítulo, serão descritos todos os equipamentos utilizados nas medições experimentais e o aparelho de soldar.



Figura 5.1- Local de trabalho

5.2 Equipamento de medida

5.2.1 Analisador espectral OR25 PC-Pack II

Este equipamento é o responsável pela recepção, tratamento e envio dos sinais dos vários transdutores utilizados para o PC através de uma placa.

Este analisador, representado na Figura 5.2, pode realizar FFT em tempo real até 20 kHz utilizando 4 dos 8 canais disponíveis. Possui uma resolução de 100 a 3200 linhas. A função "Trigger" com a opção "Level" foi muito útil para a realização dos ensaios.

Para o pós-tratamento e gestão dos sinais recebidos do analisador, estava disponível um package de software "Real-time FFT OR762/OR763" a correr no PC.

Na realização dos ensaios, para cada FRF determinada, era realizada uma média linear de 6 FRFs obtidas com 6 solicitações do martelo.

Após vários ensaios, verificou-se que era necessário este número de ensaios para reproduzir uma FRF bem definida. Se houvesse um óptimo controlo da acção do martelo, poder-se-ia utilizar apenas 3 solicitações.



Figura 5.2- Analisador Espectral OR25 PC-Pack II

5.2.2 Transdutores

Estes elementos são os responsáveis pela aquisição das forças excitadoras provocadas nas estruturas de ensaio e pelas respostas das estruturas: deslocamentos, velocidades ou acelerações.

A escolha correcta destes elementos é muito importante no estudo dinâmico que é feito, pois o tamanho e a massa destes irão influenciar os resultados dos ensaios.

- **Acelerómetro**

Na necessidade de usar um acelerómetro nos ensaios, houve o cuidado de utilizar, dentro dos disponíveis, um transdutor o mais pequeno possível.

Recorreu-se ao acelerómetro da Bruel & Kjaer, Type 4500 com 3,5 gramas, que está representado na Figura 5.3. Este transdutor foi fixo às placas com uma cera própria para o efeito.



Figura 5.3- Acelerómetro cúbico

- **Martelo**

Este transdutor é caracterizado essencialmente por uma massa que constitui a cabeça do martelo onde é fixo um sensor de forças e é enroscada uma ponteira que pode admitir várias durezas. Caso haja necessidade, é possível acrescentar uma massa adicional que é enroscada no lado oposto à ponteira.

Houve a necessidade de criar uma ponteira que tivesse uma dureza adequada às estruturas ensaiadas. Esta necessidade deveu-se ao facto de existirem ponteiras demasiado duras que iriam excitar as altas frequências, sendo as restantes demasiado macias que excitariam frequências muito baixas para a gama de frequências utilizadas, 0-400 Hz e 0-800 Hz. Este martelo está representado na Figura 5.4.



Figura 5.4- Martelo

- **Transdutor Laser**

Foi utilizado um transdutor de velocidades por feixe laser que permite a medição sem contacto físico com a estrutura. Este equipamento permite a obtenção da resposta dinâmica da estrutura sem os problemas associados à fixação dos acelerómetros tradicionais: qualidade da fixação e efeito das massas dos acelerómetros.

Em contrapartida, quando o transdutor de velocidades por feixe laser está apoiado no chão, as medições ficam poluídas, devido a eventuais vibrações transmitidas ao suporte.

O transdutor utilizado está representado na Figura 5.5.



Figura 5.5- Transdutor laser

5.3 Máquina de soldar por pontos

Este equipamento revelou-se muito flexível em relação a máquinas semelhantes existentes no mercado.

Com alguma facilidade, se efectuaram mudanças de eléctrodo, se alteraram a força de aperto e a intensidade da corrente eléctrica.

Os parâmetros de soldadura utilizados estão indicados na Figura 2.3.

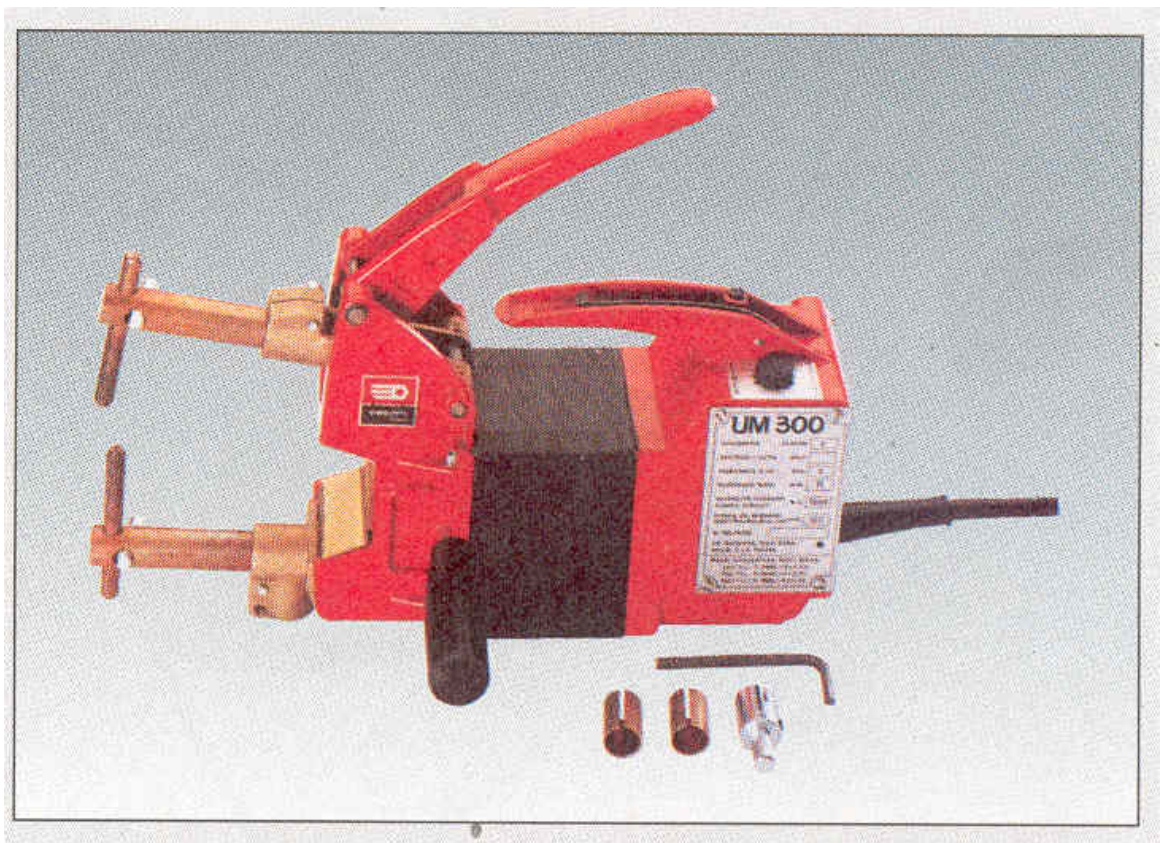


Figura 5.6- Máquina de soldar por pontos Facom UM 300

Houve o cuidado de fazer uma marcação precisa do local dos pontos de soldadura e de colocar, com o rigor possível, o eléctrodo sobre essa marcação.

Na Figura 5.7, está um exemplo do resultado deste procedimento. No entanto, o resultado final fica aquém do teoricamente pretendido. Como se pode observar, o ponto de soldadura está ligeiramente deslocado da marca.

Esta ligeira diferença só produz algum efeito nos resultados dos acoplamentos que têm só um ponto de soldadura, como se mostra no Capítulo 6.



Figura 5.7- Exemplo de um ponto de soldadura

Apresentação e Análise dos Resultados

CAPÍTULO

6

6.1 Introdução

As estruturas utilizadas estão referenciadas na Figura 2.1. A obtenção das soldaduras foi realizada com a máquina de soldar por pontos, Figura 5.6.

A modelação numérica foi toda escrita no código *ANSYS* [80], utilizando um editor de texto direccionado para este código, *TextPad*.

Recorreu-se a um elevado conjunto de "*subroutines*" e parametrizações para ter uma enorme flexibilidade em todas as partes que constituem os modelos como a própria chapa, os modelos da soldadura, os módulos de análise e todo o conjunto de *outputs*.

Para todo o tratamento de gráficos, foi também utilizado o *MATLAB* [23], que realizou todo o cruzamento de resultados obtidos.

Além de se apresentarem os resultados dos ensaios dos 5 conjuntos de acoplamentos, vão ser também, de seguida, apresentados os modelos mais relevantes estudados.

Alguns desses modelos foram utilizados por alguns autores, como será referenciado em cada um deles.

6.2 Resultados dos ensaios com os 5 acoplamentos

As FRFs obtidas do conjunto de acoplamentos das placas estão representadas no Anexo 7. Como já foi referenciado, as dimensões e designações das placas estão no Anexo 1.

Podemos verificar que os acoplamentos de maiores dimensões apresentam uma clara discrepância nos resultados: é o caso dos acoplamentos C e D.

Os acoplamentos A e B só mostram alguma discrepância nas frequências mais altas. No entanto, a FRF do B33-B43 do acoplamento A com um ponto de soldadura apresenta um desvio fora do normal. Este desvio pode ter sido o resultado da execução do ponto de soldadura, como também de algum empeno de alguma das placas do acoplamento.

Na maioria dos modelos numéricos apresentados, são comparados à FRF da placa A31-A41 do acoplamento A com um ponto de soldadura representada na Figura A-33. do Anexo 7.

6.3 Modelos testados

Nos modelos apresentados, existem dois tipos: o da Figura 6.1 e da Figura 6.2, que impõe um nó no lugar do ponto de soldadura, e o da Figura 6.3 que só tem de diferença a zona do ponto de soldadura, onde impõe um conjunto de 8 nós ao longo de um círculo que representa o próprio ponto.

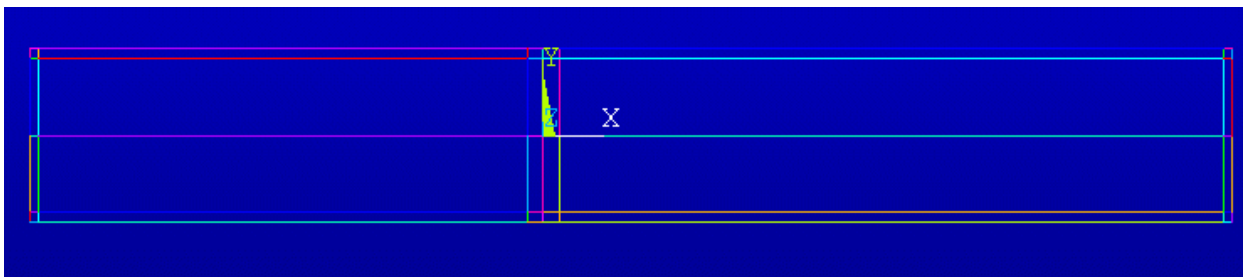


Figura 6.1-Modelo simples – planta

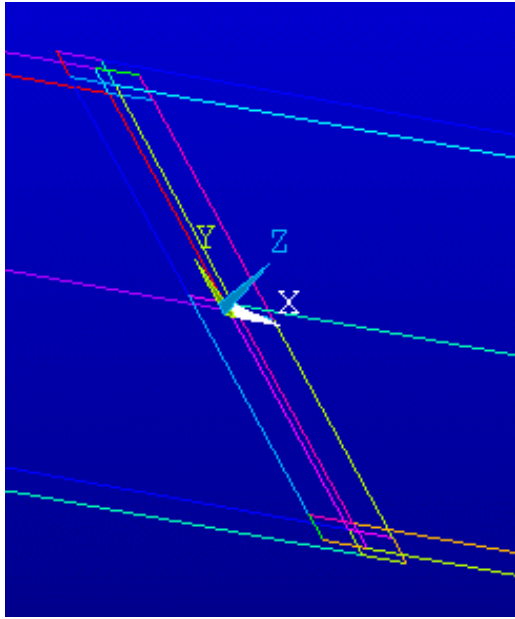


Figura 6.2-Modelo simples

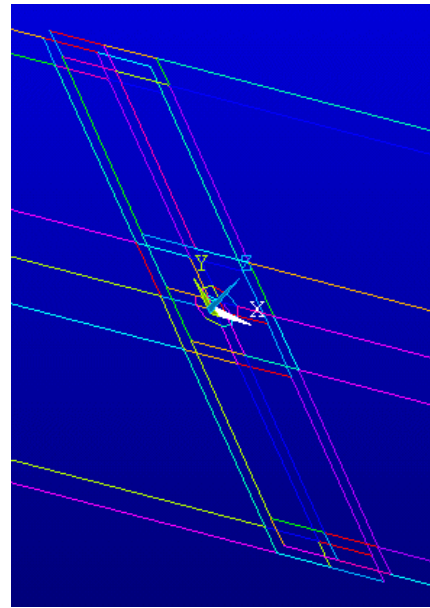


Figura 6.3-Modelo do círculo

6.3.1 Ligação rígida de um nó

Este modelo é utilizado por Wang [13] e é constituído como base pelo modelo simples, Figura 6.2, e por uma única ligação rígida dos dois nós que estão no centro do ponto de soldadura, um em cada placa, como está representado na Figura 6.4.

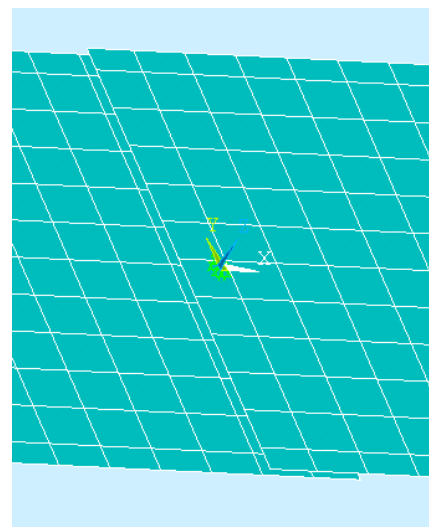
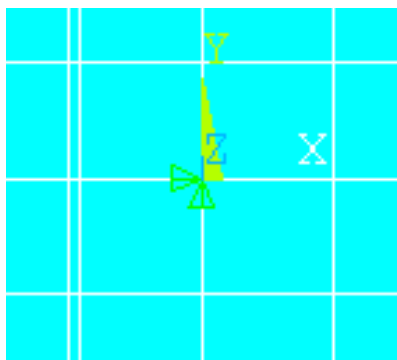


Figura 6.4- Modelo – Ligação rígida de um nó

Como se pode ver na Figura 6.5, a união não se revelou suficientemente rígida e a FRF ficou muito à esquerda da FRF do respectivo ensaio.

Conclui-se que a ligação necessita de maior rigidez.

Foi também usado um modelo que utilizava um conjunto de molas com rigidez linear e molas com rigidez à torção, unindo os mesmos nós. No entanto, este não apresentou melhores resultados, pois nunca poderia impor mais rigidez no local que a própria união rígida.

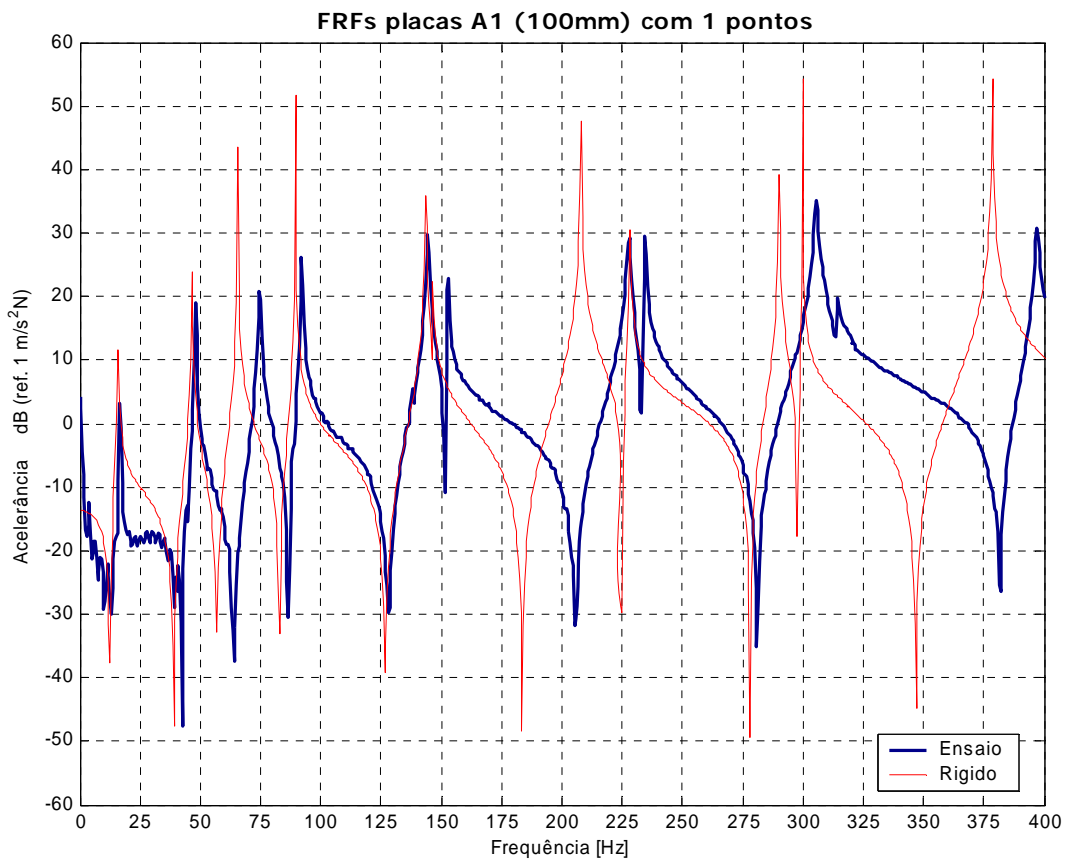


Figura 6.5- FRF – Acoplamento A 1 ponto - Ligação rígida de um nó

6.3.2 Ligação com um elemento de viga BEAM4

Este modelo, também utilizado por Wang [13], é constituído como base pelo modelo simples Figura 6.2 e por uma viga com 12 GLs a unir os dois nós das placas.

Este elemento de viga representa um corpo cilíndrico com um determinado raio e altura igual à distância entre os dois planos médios das placas, ou seja, 1,5 mm, modelando assim, o ponto de soldadura.

Este modelo também não representou a rigidez necessária, como se pode ver na Figura 6.6, onde se avalia também, sem grandes alterações, a influência do raio do corpo cilíndrico.

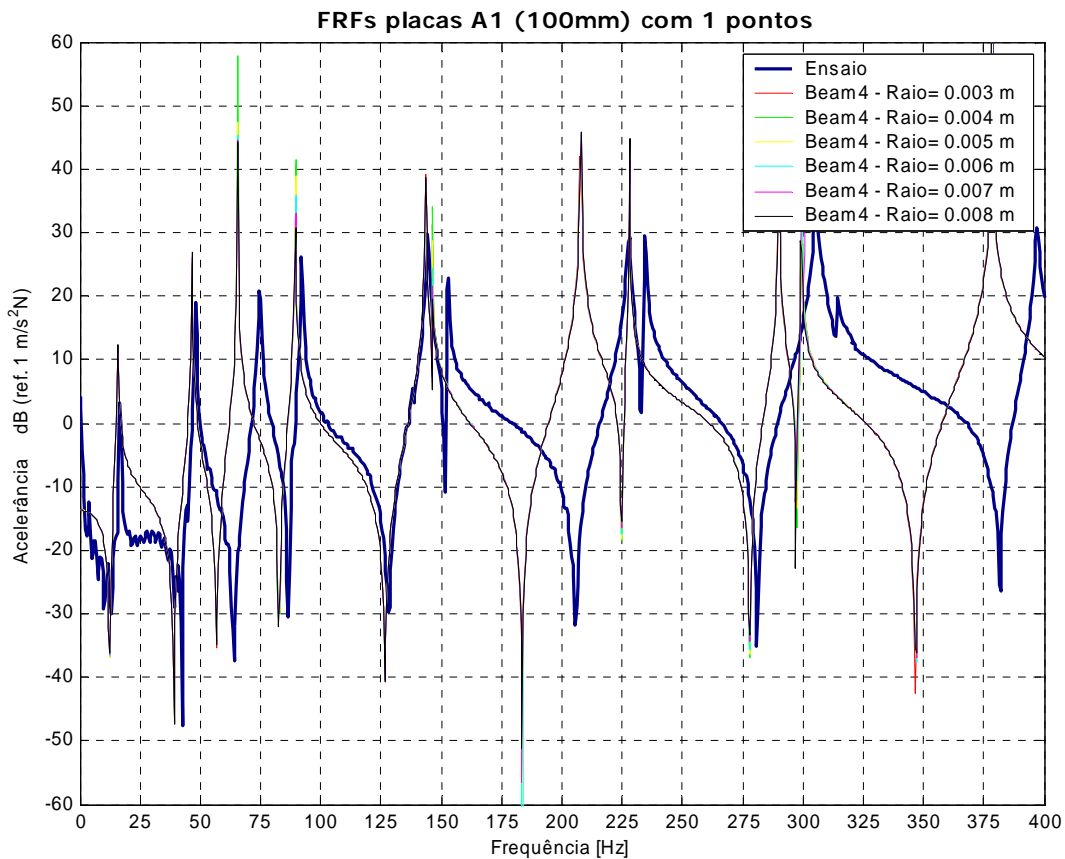


Figura 6.6- FRF – Acoplamento A 1 ponto - Ligação com um elemento BEAM4

6.3.3 Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto

Perante os resultados obtidos com os modelos anteriores, torna-se evidente haver uma grande influência da área de soldadura e portanto, é necessário impor mais rigidez na periferia do nó central do ponto de soldadura.

Os próximos modelos (modelo 4, modelo 5, modelo 8 e modelo 9) são constituídos com base no modelo de círculo da Figura 6.3.

• **Modelo 4**

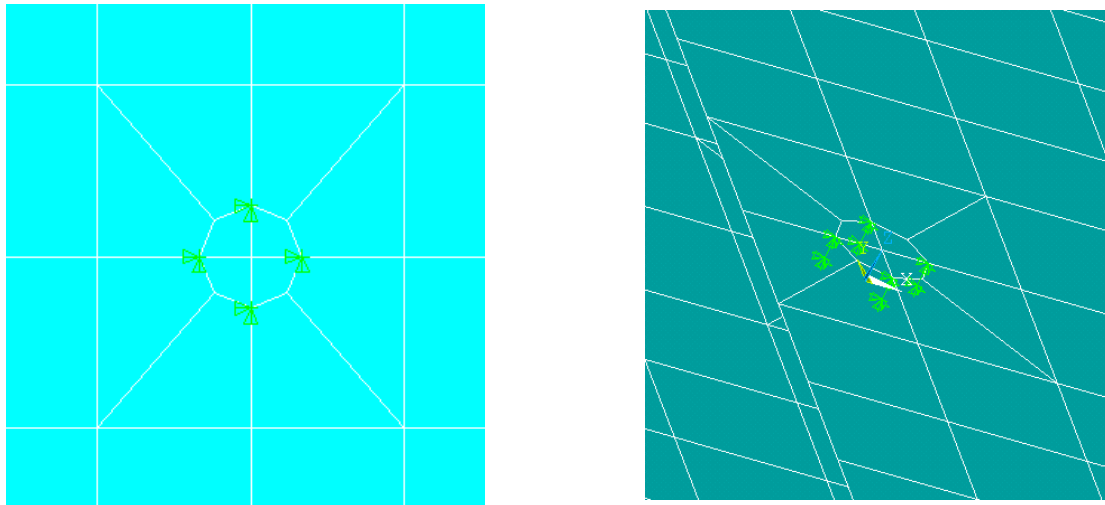


Figura 6.7- Modelo - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto – modelo 4

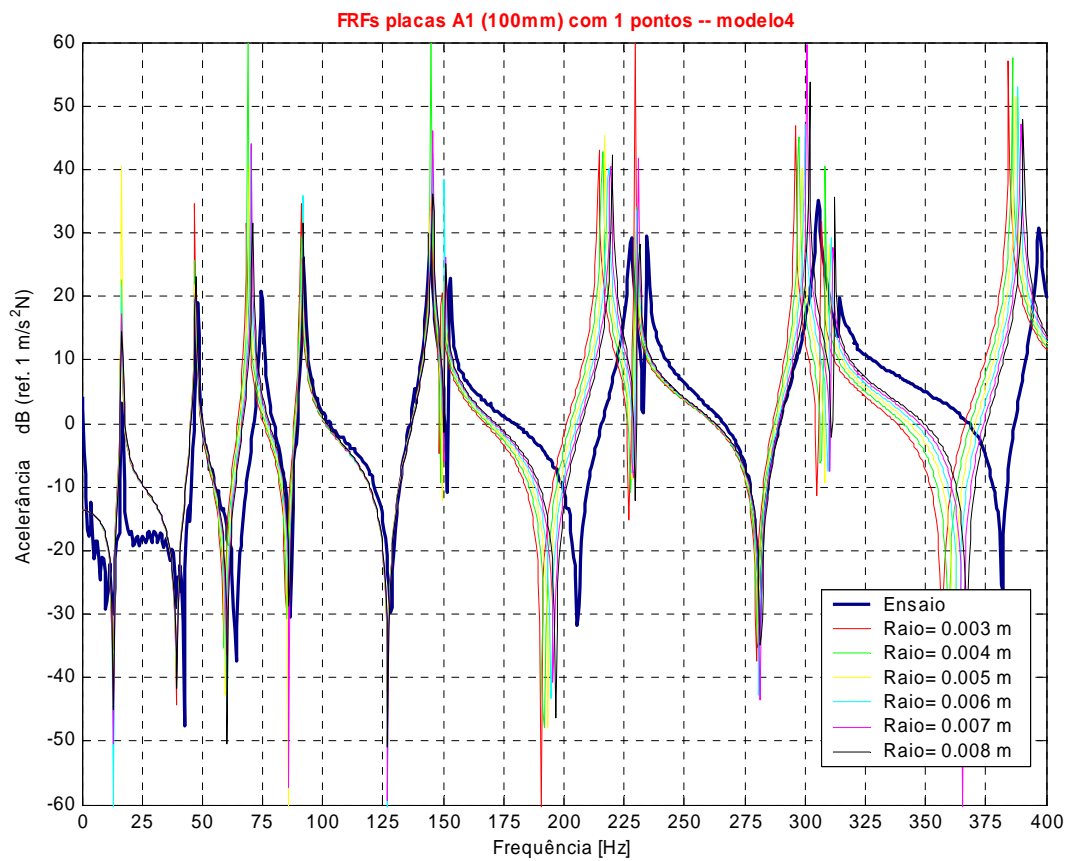


Figura 6.8- FRF – Acoplamento A 1 ponto – modelo 4 -
Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto

• **Modelo 5**

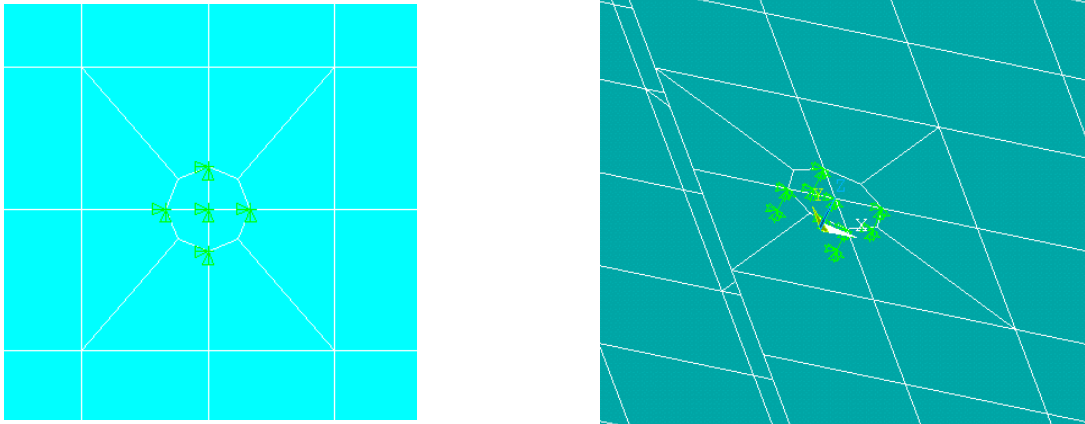


Figura 6.9- Modelo - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto – modelo 5

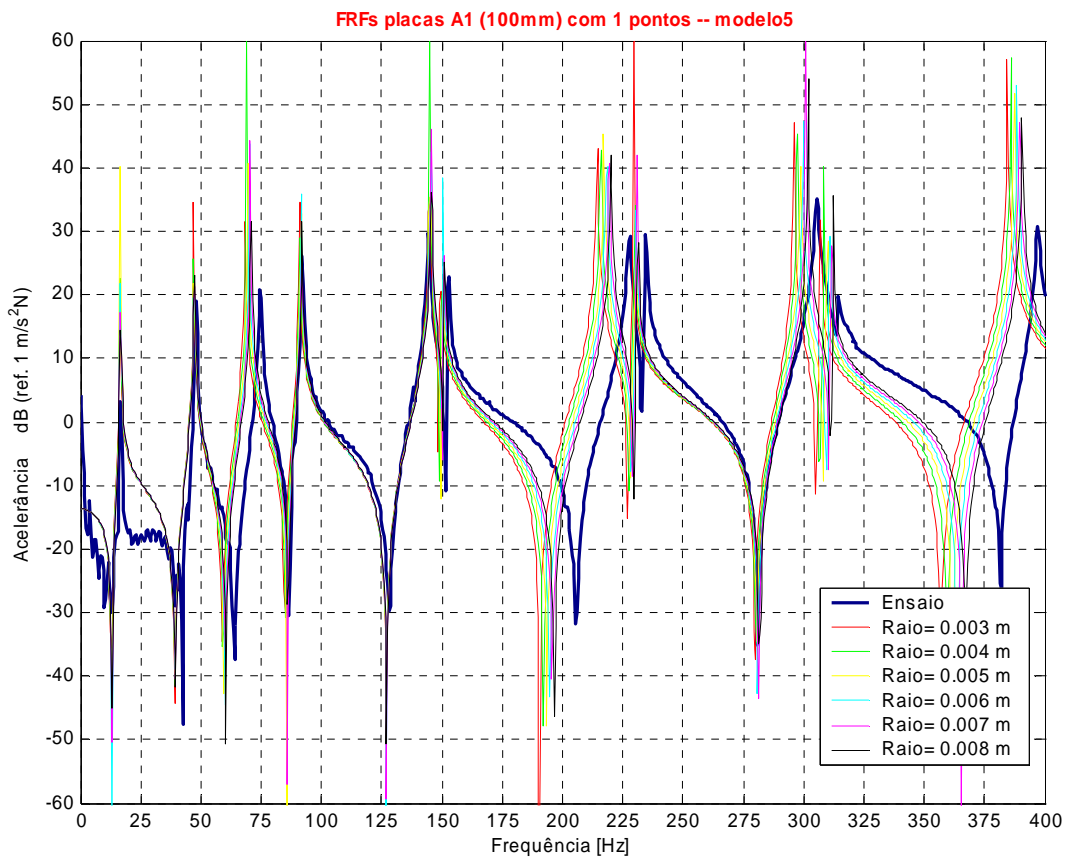


Figura 6.10- FRF – Acoplamento A 1 ponto – modelo 5 -
Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto

• **Modelo 8**

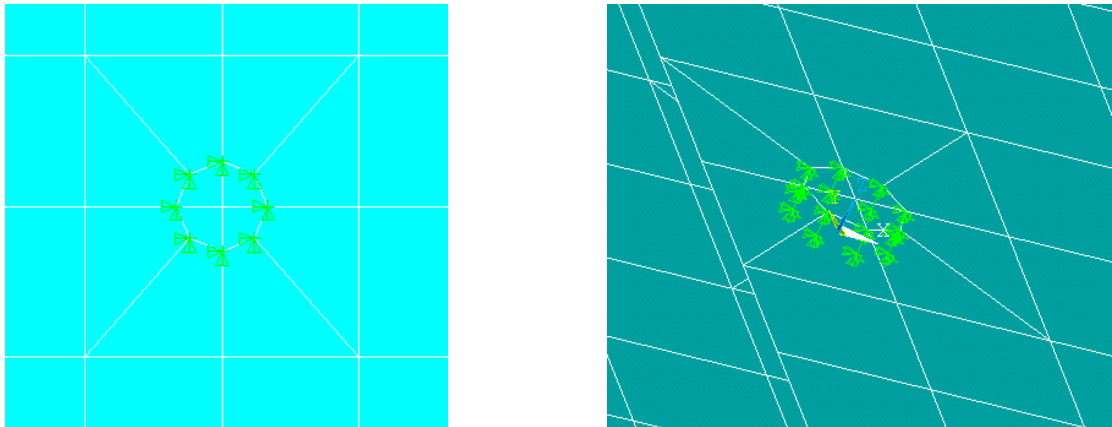


Figura 6.11- Modelo - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto – modelo 8

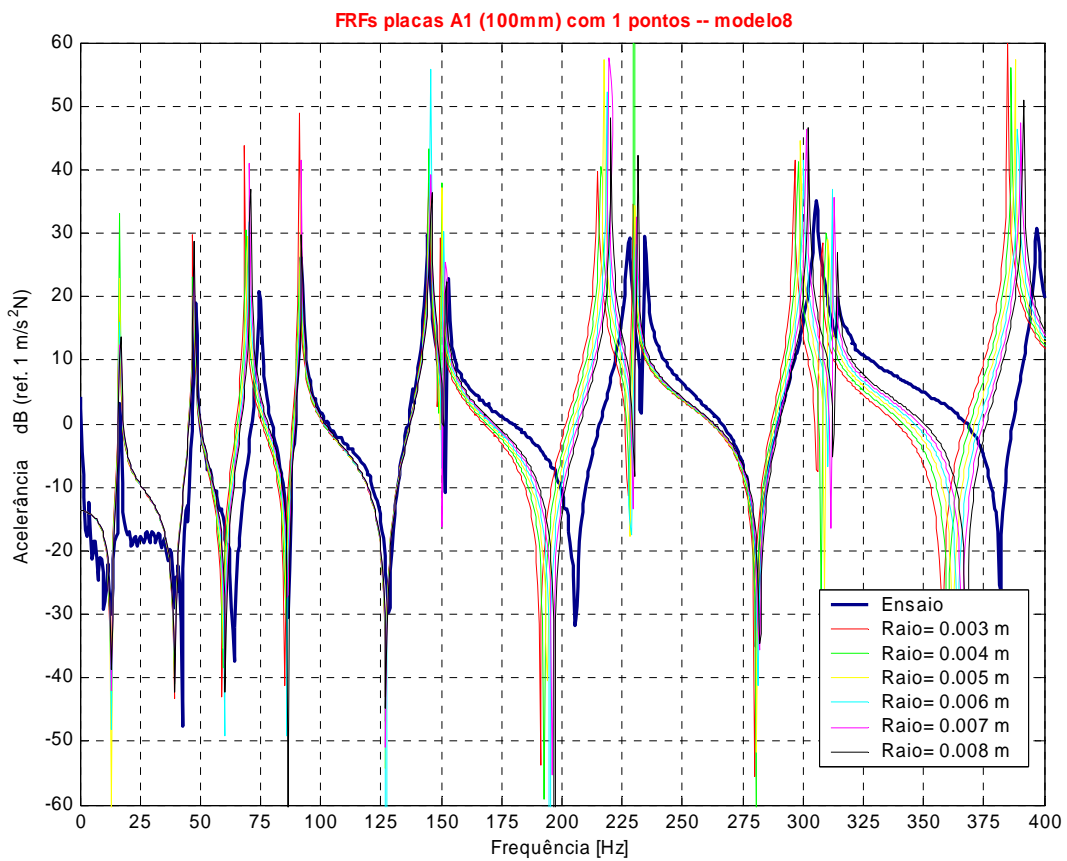


Figura 6.12- FRF – Acoplamento A 1 ponto – modelo 8 -
Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto

• Modelo 9

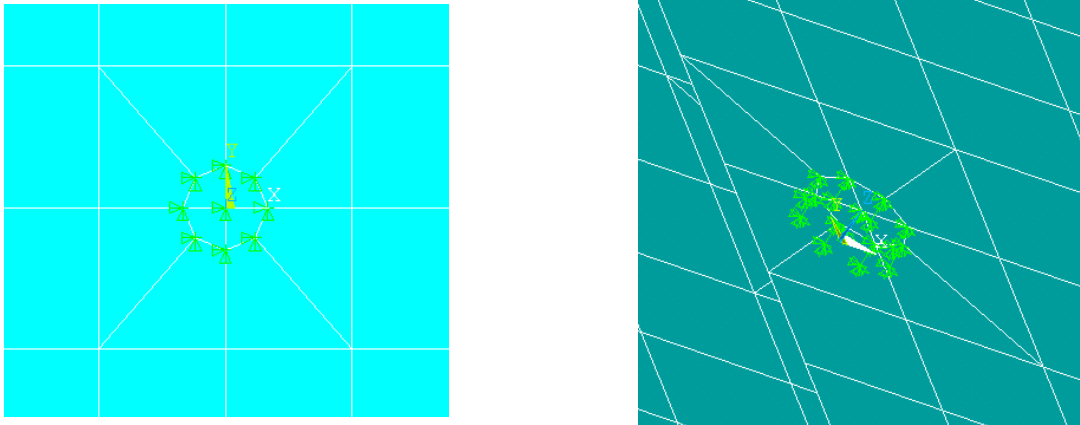


Figura 6.13- Modelo - Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto – modelo 9

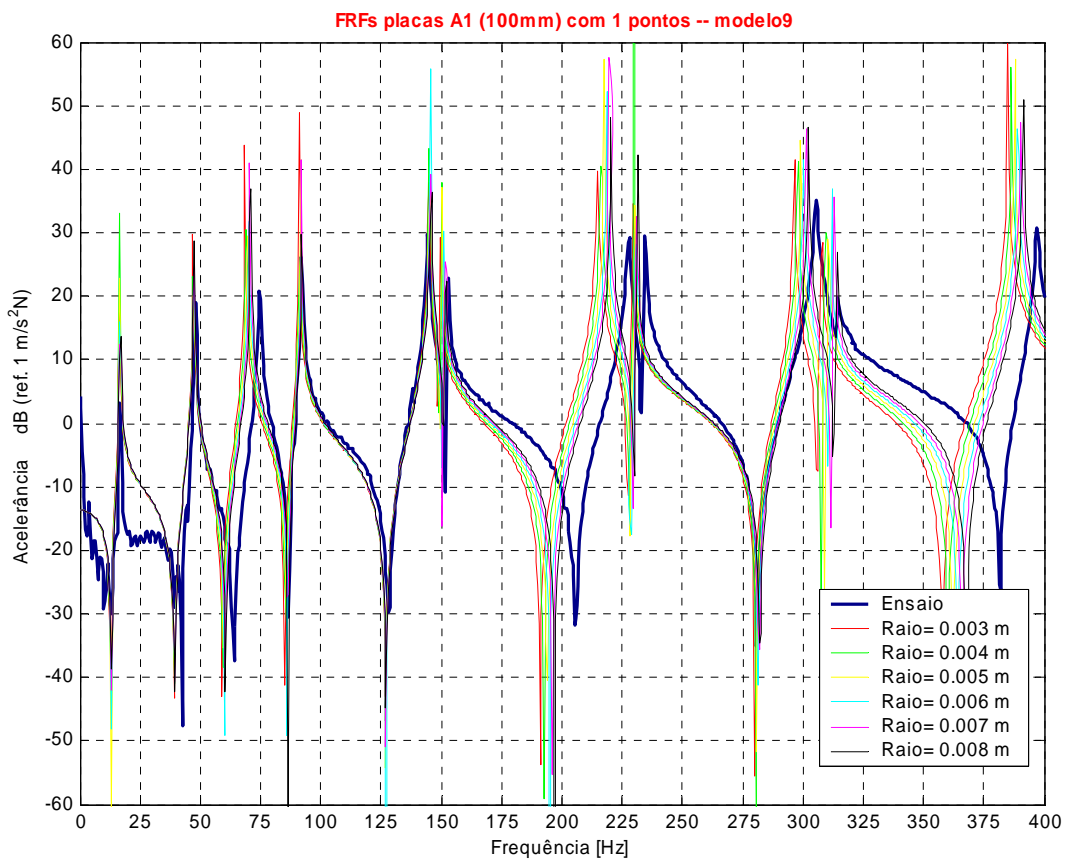


Figura 6.14- FRF – Acoplamento A 1 ponto – modelo 9 -
Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto

Podemos verificar que os modelos 4, 5, 8 e 9 têm resultados muito idênticos pois impõem localmente sensivelmente a mesma rigidez o que se pode comprovar na Figura 6.15.

Podemos concluir, ao avaliar a evolução das FRFs com o raio que quanto maior for o raio mais rigidez se impõe localmente e mais se aproxima da FRF do ensaio.

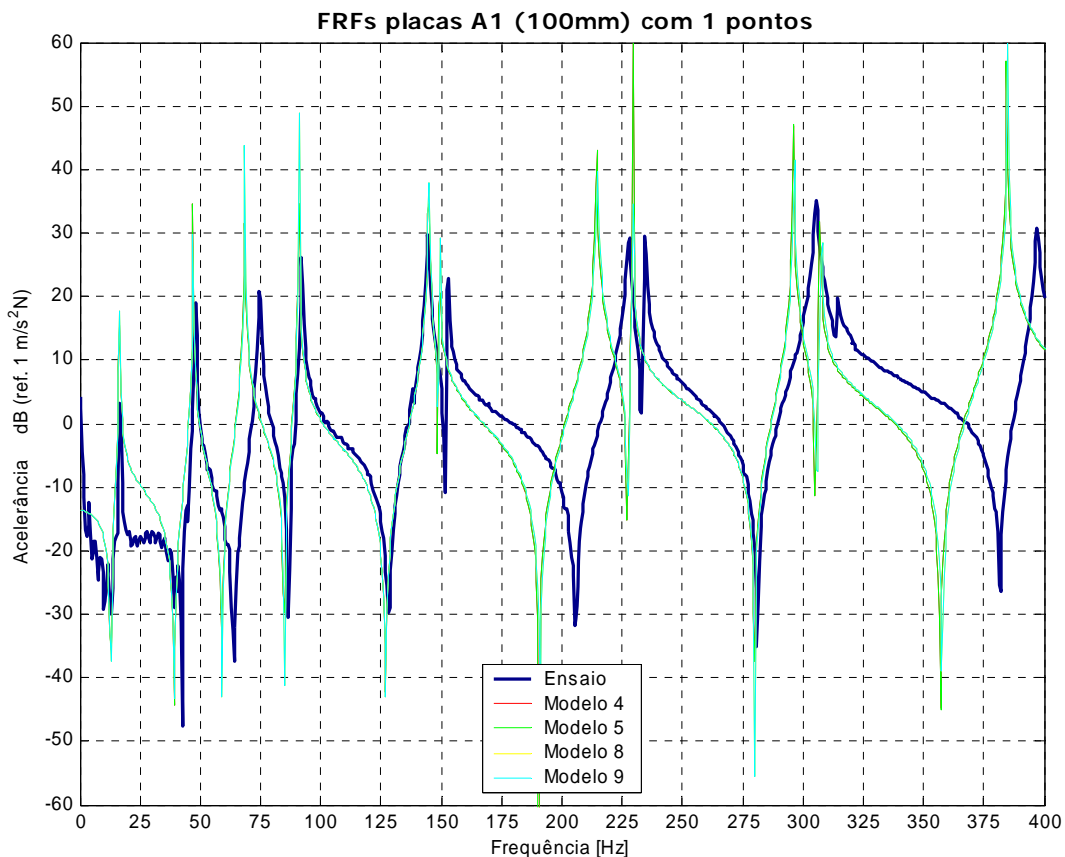


Figura 6.15- FRF – Acoplamento A 1 ponto – raio=0.003 -
Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto

Para o acoplamento A, com dois pontos de soldadura, a rigidez imposta pelos modelos é suficiente, como se pode constatar no Figura 6.16.

No entanto, deve ser feita apenas uma abordagem ao acoplamento A com um só ponto, pois é nestas condições que se encontra a questão do ponto de soldadura isolado.

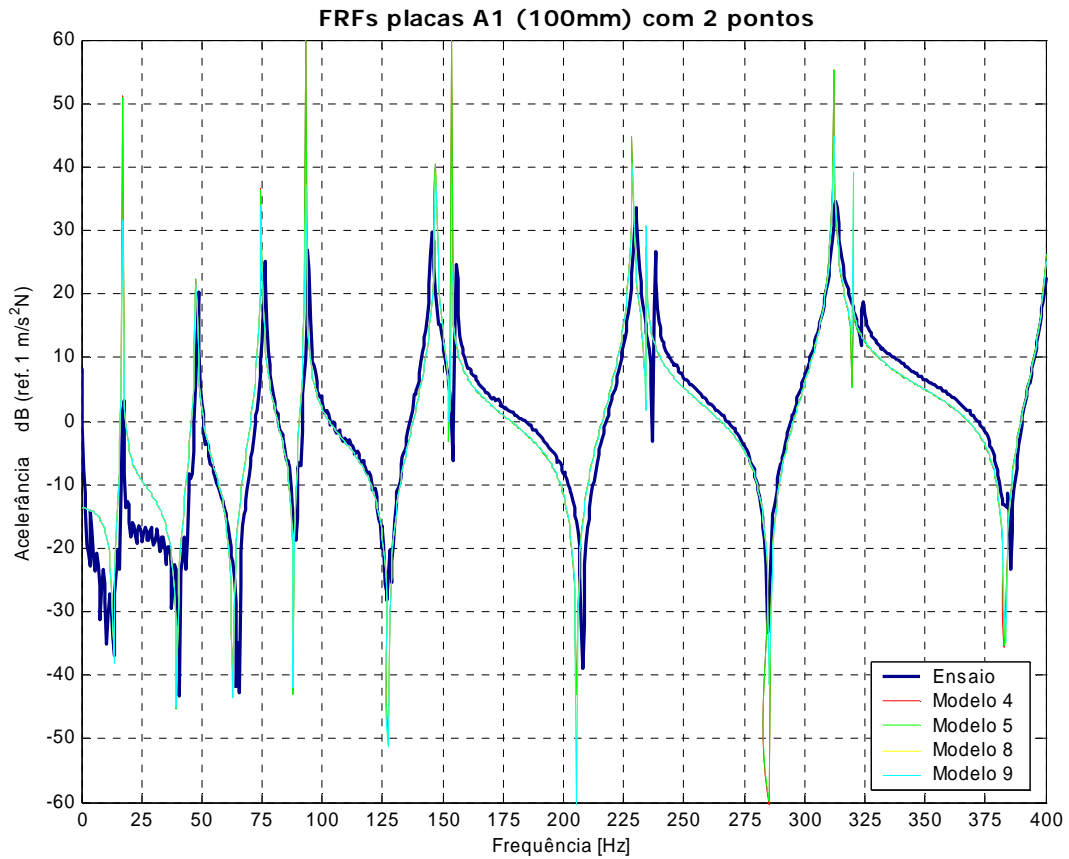


Figura 6.16- FRF – Acoplamento A 2 pontos – raio=0.003 -
Ligação rígida de vários nós no círculo do ponto

6.3.4 Ligação rígida de vários nós ao longo da placa sobreposta

Como já vimos anteriormente, o ponto de soldadura impõe, na sua vizinhança, uma grande rigidez. Foi criado o modelo representado na Figura 6.17, que consiste em estabelecer uma ligação rígida ao longo da placa sobreposta. É como se houvesse uma ligação física das duas placas naquela zona comum. Assim, temos uma forma de impor também alguma “rigidez” ao primeiro modo de torção que corresponde ao terceiro pico da FRF.

Verifica-se que a rigidez imposta é demasiadamente elevada e a FRF do modelo numérico desloca-se muito para a direita, a partir da segunda frequência própria.

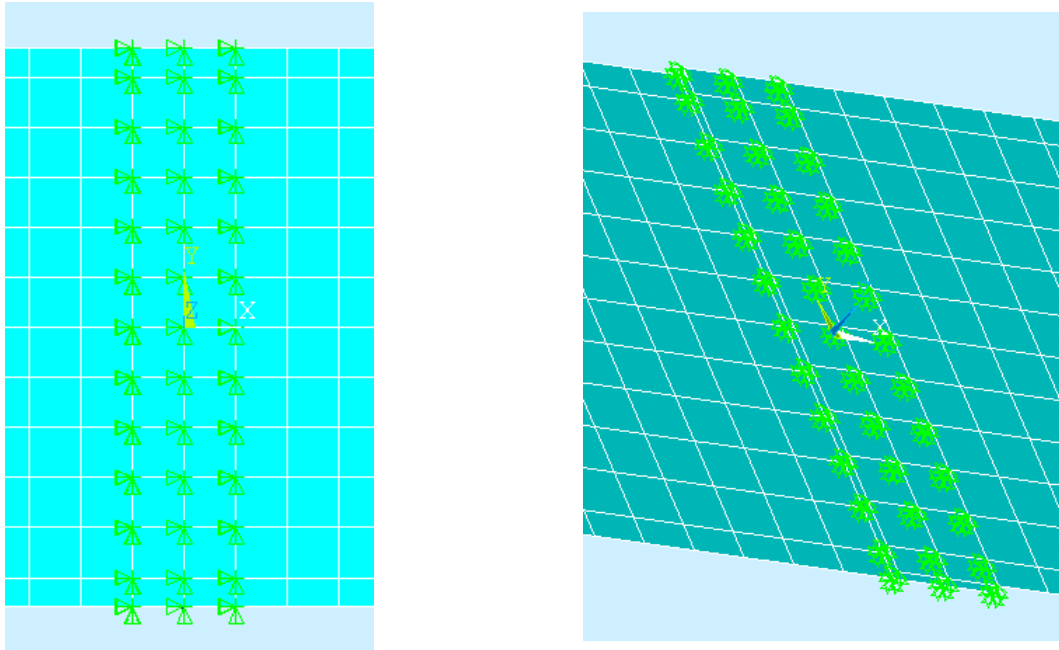


Figura 6.17- Modelo – Ligação rígida de vários nós ao longo da chapa sobreposta

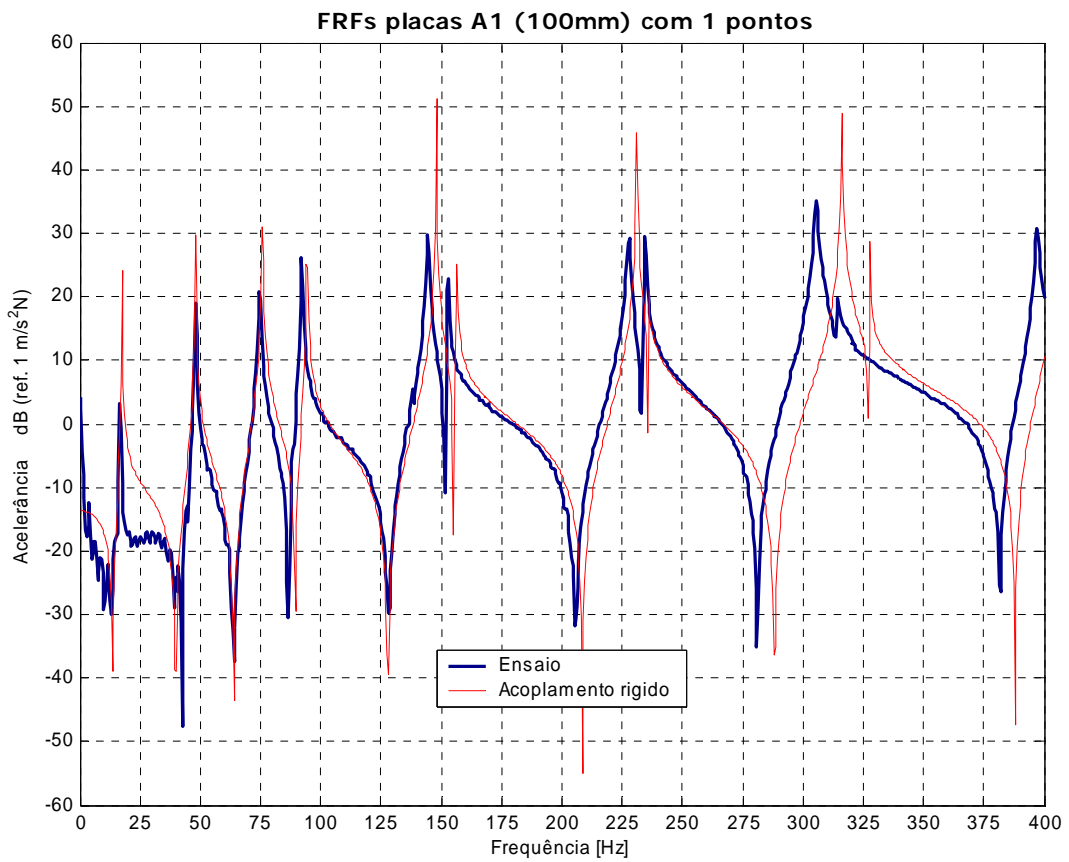


Figura 6.18- FRF – Acoplamento A 1 pontos – raio=0.003 -
Ligação rígida de vários nós ao longo da chapa sobreposta

6.3.5 Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto

Dos modelos anteriores, pode-se concluir que há a necessidade de uma rigidez em toda a periferia do ponto, pois localmente não é suficiente.

Retomou-se o modelo simples, da Figura 6.2. Foi criada uma ligação rígida dos nós adjacentes ao nó central do ponto de soldadura. Para avaliar a que distância é que essas ligações deverão estar, fez-se uma variação progressiva da dimensão da malha de 4,5 – 14 mm, como está indicado da Figura 6.19 à Figura 6.25.

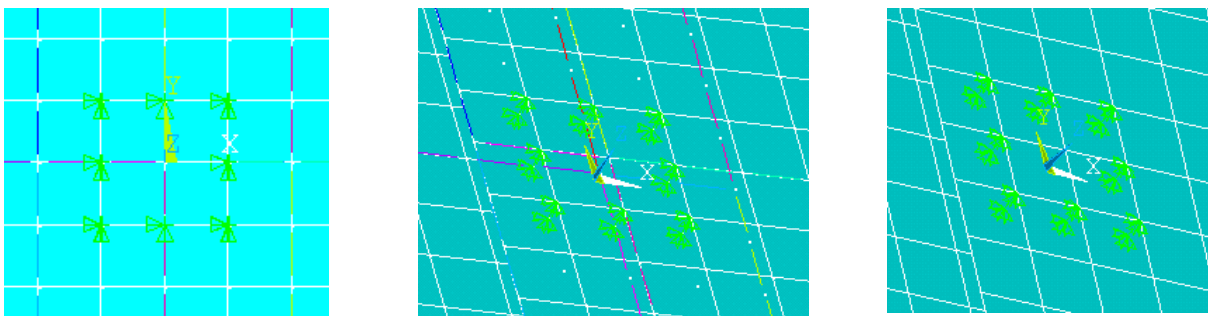


Figura 6.19- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto
Malha 4,5 mm

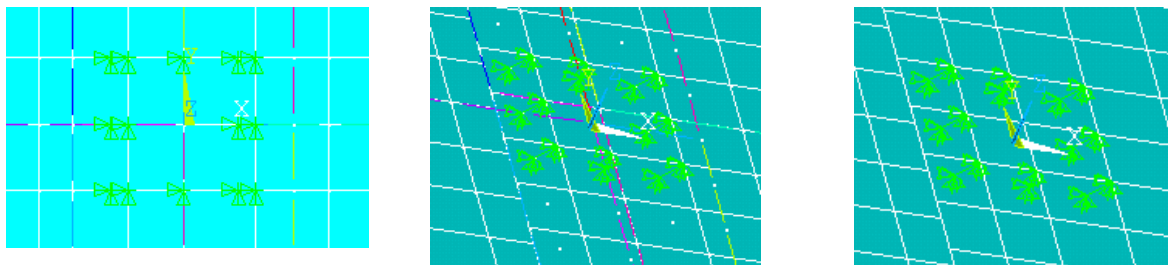


Figura 6.20- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto
Malha 6 mm

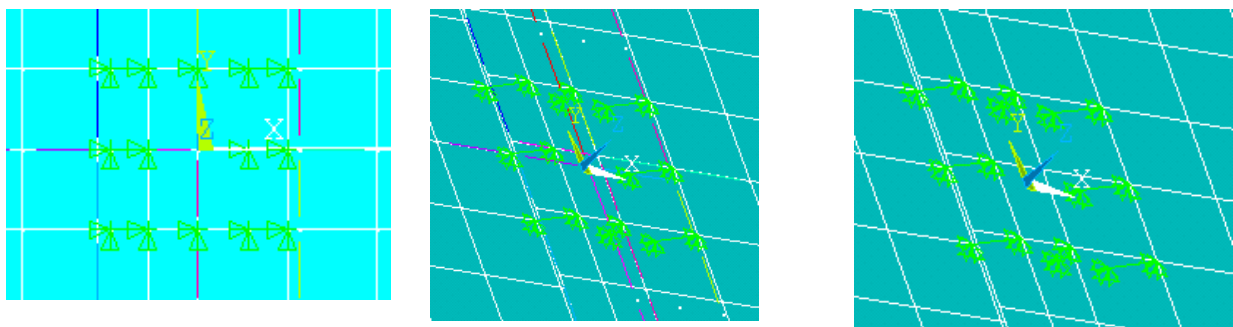


Figura 6.21- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto
Malha 8 mm

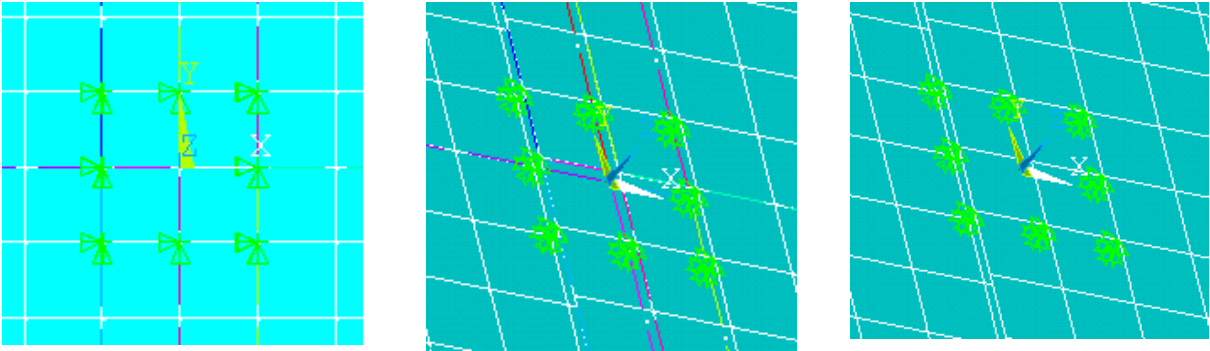


Figura 6.22- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 9 mm

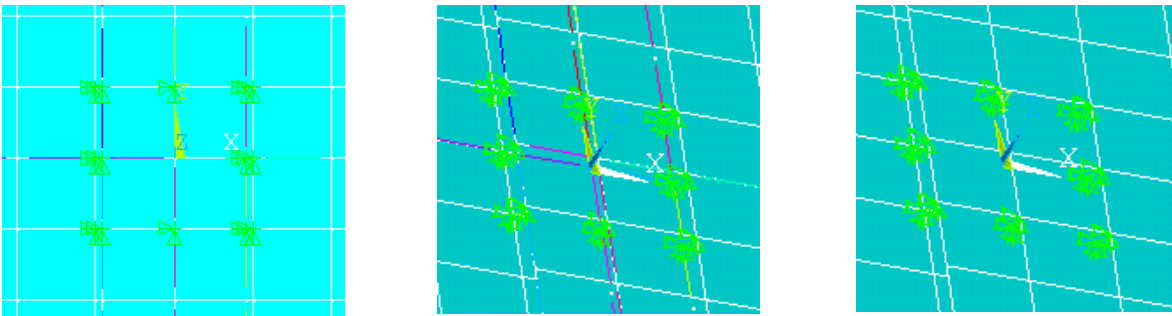


Figura 6.23- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 10 mm

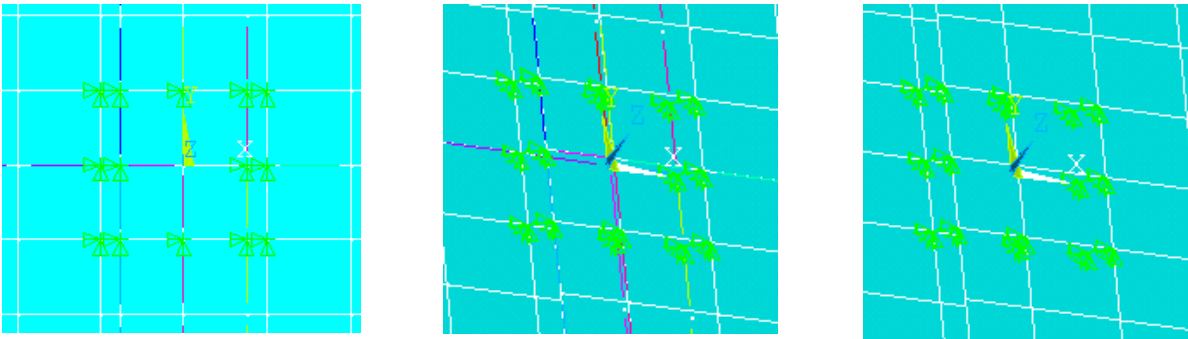


Figura 6.24- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 12 mm

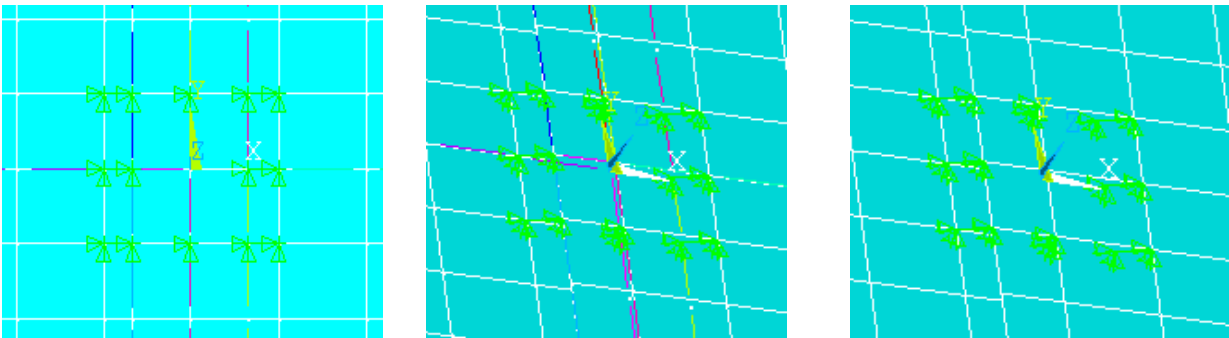


Figura 6.25- Modelo – Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto Malha 14 mm

Verificou-se uma maior aproximação das FRFs que têm a sua malha coincidente, ou seja, as ligações rígidas são geometricamente perpendiculares às placas, como se pode verificar para as malhas de 4,5 mm e 9 mm, Figura 6.19, Figura 6.22 e Figura 6.26. Estas representam um submúltiplo da distância do ponto de soldadura à aresta exterior.

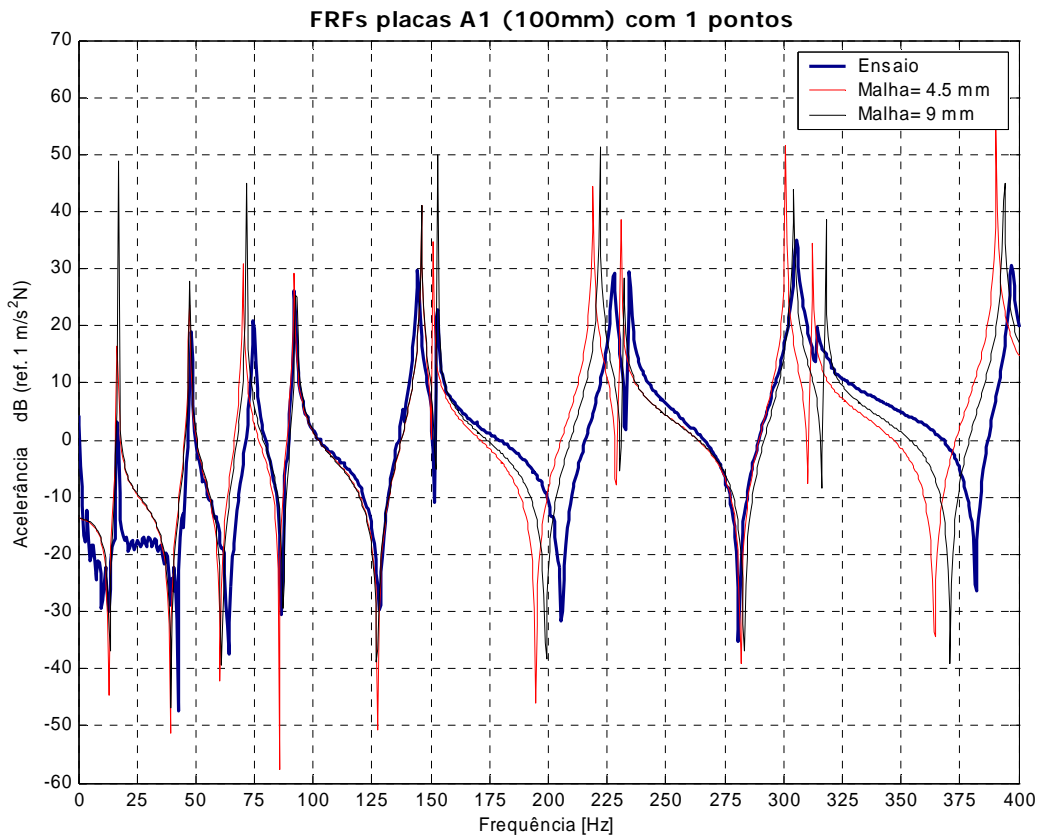


Figura 6.26- FRF- Acoplamento A 1 ponto – malha 4.5 e 9 mm
Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto

Os modelos que não têm a sua malha coincidente representam maus resultados, como se pode verificar na Figura 6.27 e na Figura 6.28

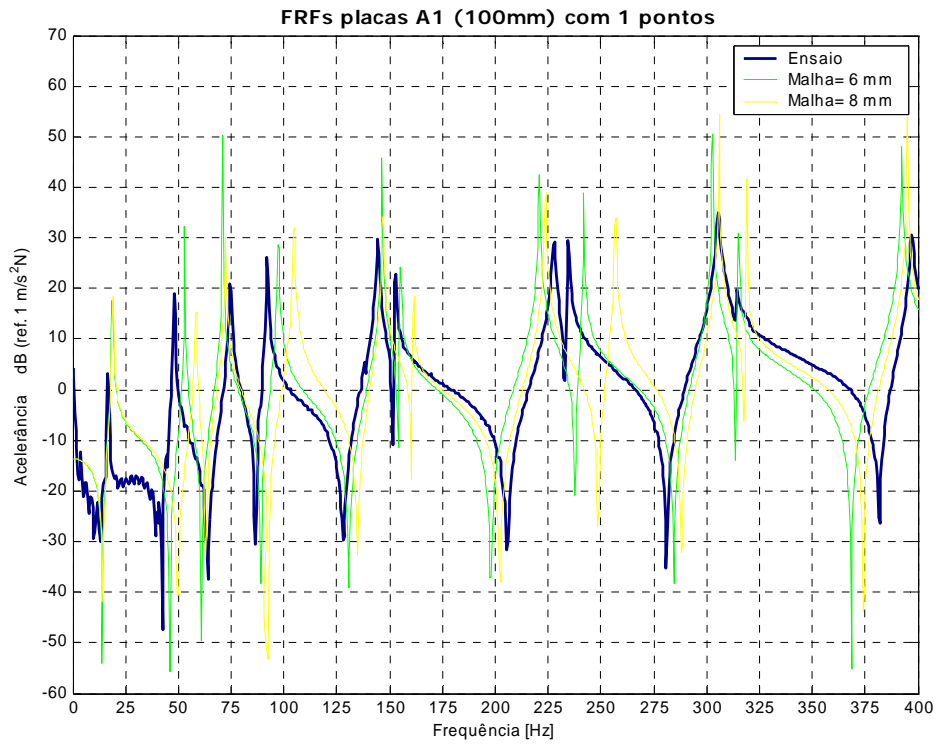


Figura 6.27- FRF- Acoplamento A 1 ponto – malha 6 e 8 mm
Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto

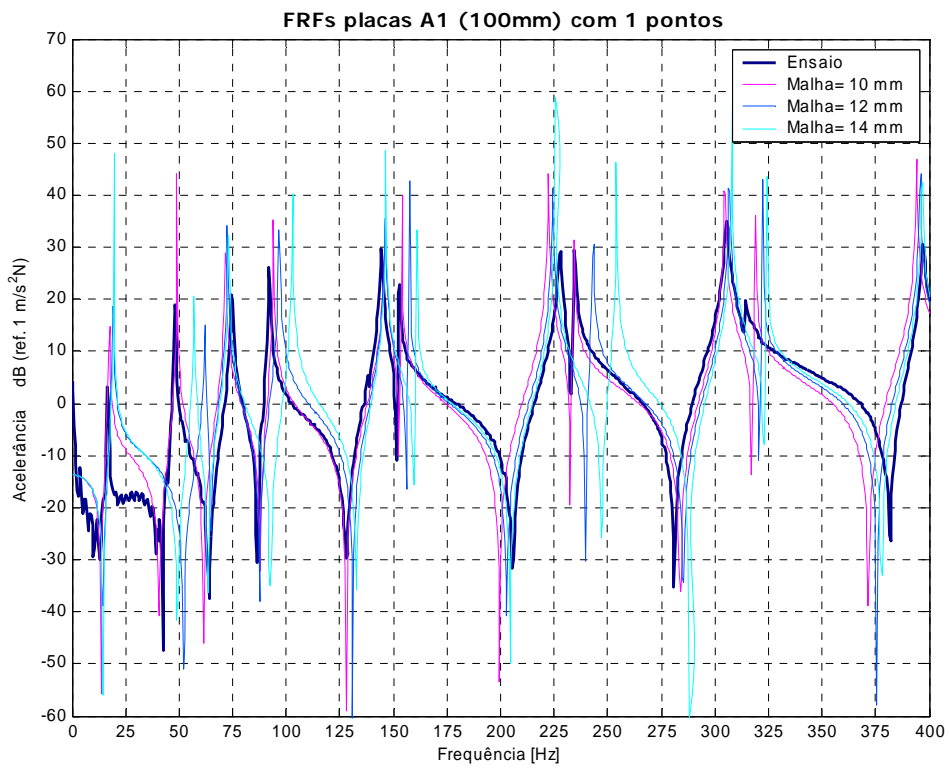


Figura 6.28- FRF- Acoplamento A 1 ponto – malha 10, 12 e 14 mm
Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto

Apresentam-se na Figura 6.29, Figura 6.30, Figura 6.31 e Figura 6.32 a comparação das FRFs dos outros quatro acoplamentos com este modelo com malha de 4,5 mm e 9 mm.

De entre todos os modelos aqui apresentados, este último aproxima-se muito dos resultados experimentais.

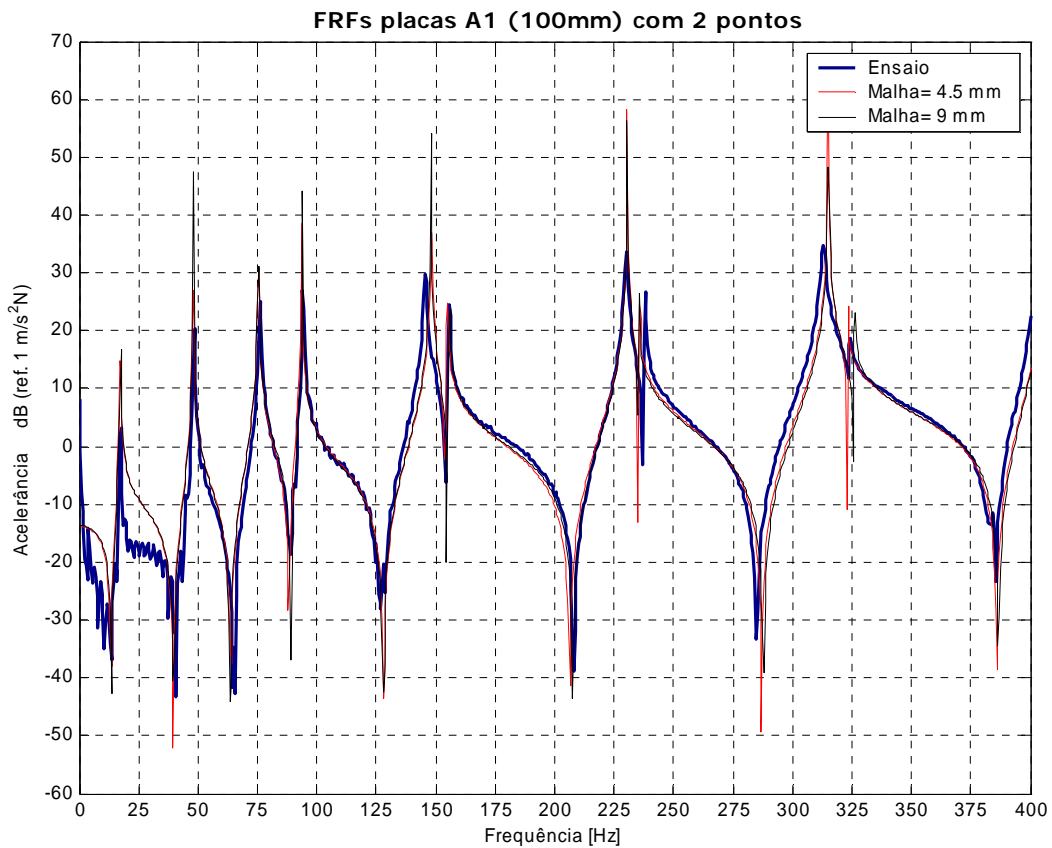


Figura 6.29- FRF- Acoplamento A 2 ponto – malha 4.5 e 9 mm
Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto

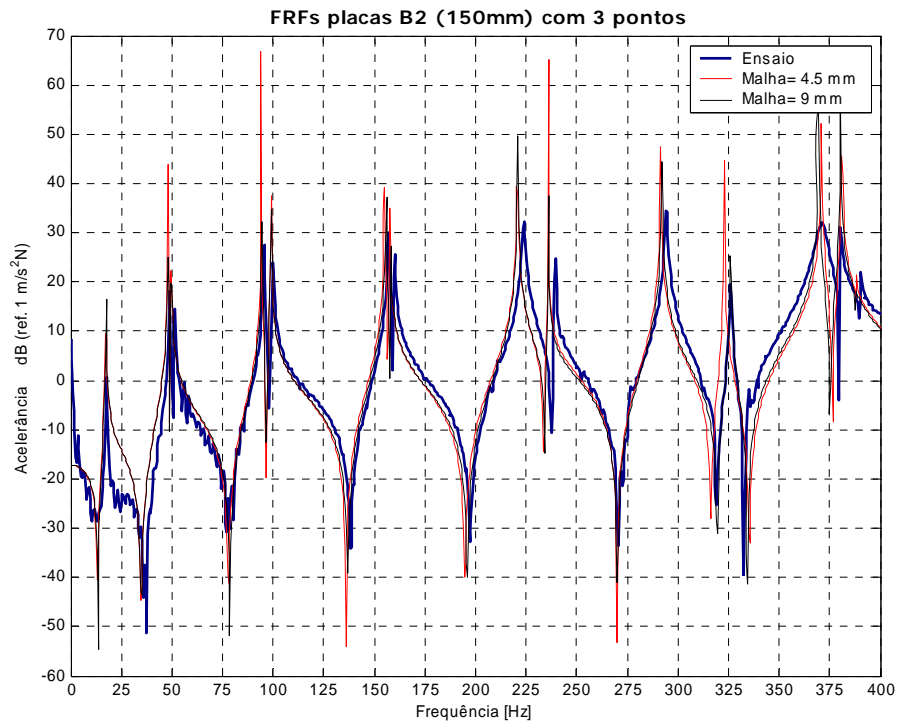


Figura 6.30- FRF- Acoplamento B 3 ponto – malha 4.5 e 9 mm
Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto

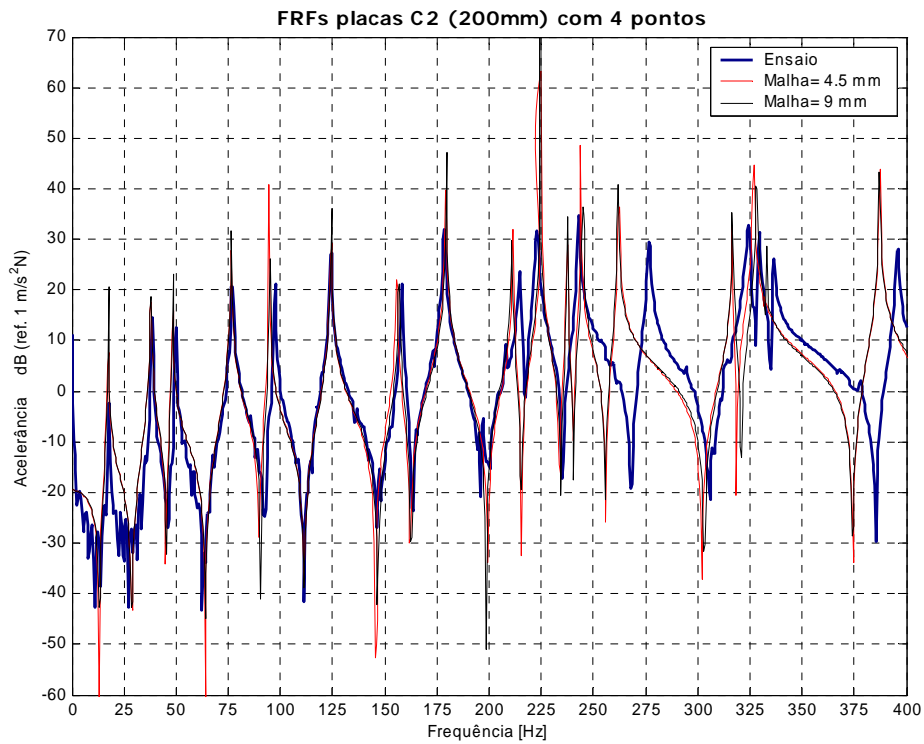


Figura 6.31- FRF- Acoplamento C 4 ponto – malha 4.5 e 9 mm
Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto

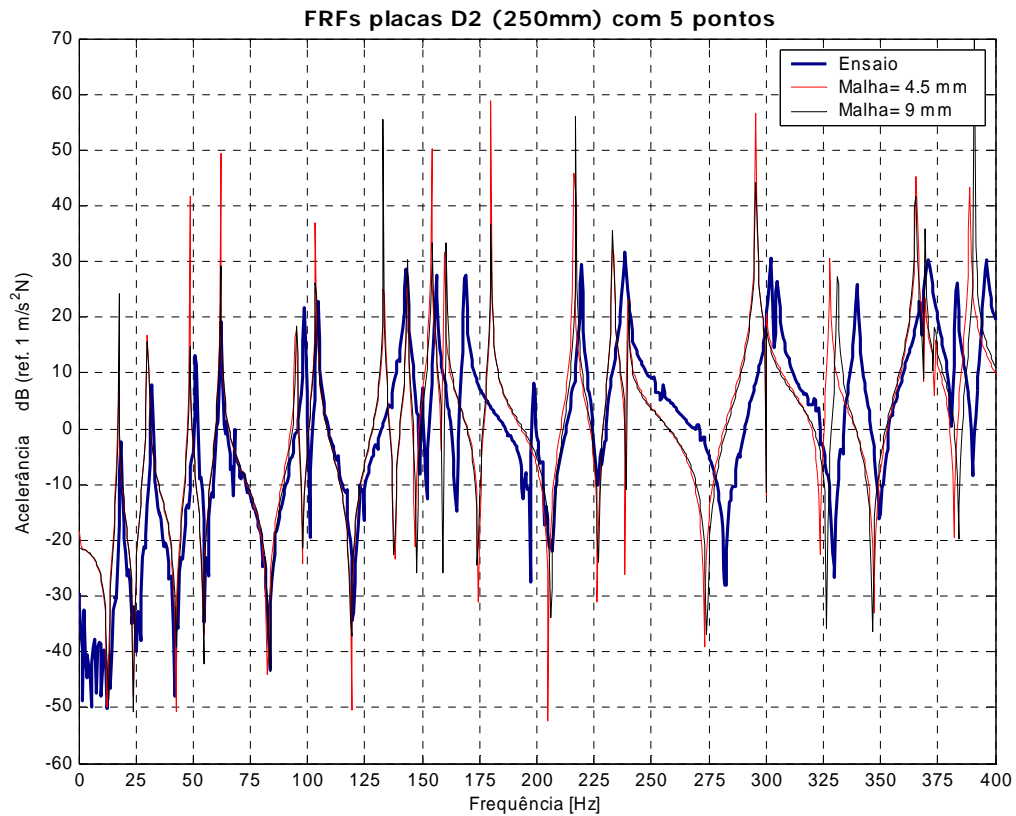


Figura 6.32- FRF- Acoplamento D 5 ponto – malha 4.5 e 9 mm
Ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto

Ladeur [14] utilizou como programa de elementos finitos comercial, o *MSC.NASTRAN*. Este investigador também utilizou um modelo muito idêntico ao apresentado neste trabalho. Chegou também à conclusão de que a malha coincidente é a que tem melhores resultados.

Conclusões

CAPÍTULO

7

7.1 Conclusões

Neste trabalho, identificou-se um modelo muito simples de implementar (ligação rígida dos vários nós adjacentes ao ponto com a malha coincidente), que nos traduz, com alguma fiabilidade, o comportamento dinâmico de uma junta soldada por pontos.

A criação deste modelo foi fruto de uma análise cuidada das geometrias das estruturas, das suas características mecânicas e da malha a utilizar; além disso, foi realizado um estudo em redor da rigidez do ponto de soldadura. A malha coincidente apresentou-se como uma característica muito importante para este modelo.

A reprodução dos vários acoplamentos na análise experimental mostrou-se de alguma importância, no sentido de que poder-se-ia esperar um determinado erro nos modelos, pois o resultado experimental dos vários acoplamentos geometricamente iguais apresentou alguma discrepância.

Na realização dos ensaios, a possível utilização do transdutor laser e de um vibrador poderia traduzir-se por uma maior confiança no modelo numérico da estrutura, face aos resultados experimentais realizados.

No entanto, foi ultrapassado com sucesso o problema da massa do acelerómetro e da utilização do martelo com um transdutor de forças.

7.2 Futuros trabalhos

De forma a validar este modelo, seria necessário utilizar uma estrutura automóvel relativamente complexa, com mais de uma centena de pontos de soldadura; além disso, seria crucial deter em formato CAD toda a estrutura com o maior rigor dimensional possível.

Seria conveniente utilizar o programa comercial de elementos finitos *MSC.NASTRAN* para efectuar os próximos estudos. Assim haveria maior facilidade em confrontar o modelo aqui desenvolvido com os resultados, modelos e elementos finitos já existentes neste software que é largamente utilizado na indústria automóvel. Desta forma haveria também maior facilidade em encontrar um modelo CAD de uma estrutura automóvel compatível com o programa de elementos finitos.

A utilização de um bom transdutor laser e de um vibrador ajudaria a obter melhores e mais fiáveis resultados.

Anexos

Anexo 1 – Dimensões e massas das placas

Nas tabelas Tabela A-1 e Tabela A-2, apresentam-se as dimensões e massas específicas dos dois grupos de placas estudadas.

Placas 300

	mm	mm		mm	mm	Massa [g]	Kg/m ³
A	100	300	<i>A31</i>	96,7	298,4	339,4	7841,4
			<i>A32</i>	96,7	298,4	337,2	7790,6
			<i>A33</i>	96,7	298,4	336	7762,9
			<i>A34</i>	96,7	298,4	338,3	7816,0
			<i>A35</i>	96,7	298,4	338,4	7818,3
			<i>A36</i>	96,7	298,4	337,9	7806,8
B	150	300	<i>B31</i>	148,8	297,5	518,6	7810,0
			<i>B32</i>	148,8	297,5	518,9	7814,5
			<i>B33</i>	148,8	297,5	514,5	7748,3
			<i>B34</i>	148,8	297,5	518,1	7802,5
			<i>B35</i>	148,8	297,5	515,1	7757,3
			<i>B36</i>	148,8	297,5	518	7801,0
C	200	300	<i>C31</i>	197,2	298,05	689,8	7824,1
			<i>C32</i>	197,2	298,05	689,2	7817,3
			<i>C33</i>	197,2	298,05	687,9	7802,6
			<i>C34</i>	197,2	298,05	684,2	7760,6
			<i>C35</i>	197,2	298,05	687,8	7801,4
			<i>C36</i>	197,2	298,05	684,6	7765,1
D	250	300	<i>D31</i>	249,25	297,2	862,2	7759,5
			<i>D32</i>	249,25	297,2	866,8	7800,9
			<i>D33</i>	249,25	297,2	868,3	7814,4
			<i>D34</i>	249,25	297,2	867,2	7804,5
			<i>D35</i>	249,25	297,2	869,1	7821,6
			<i>D36</i>	249,25	297,2	861,2	7750,5

Tabela A-1 Dimensões das placas de 300 mm

Placas 400

	mm	mm		mm	mm	Massa [g]	Kg/m ³
A	100	400	A41	96,7	397,05	451,00	7830,93
			A42	96,7	397,05	449	7796,21
			A43	96,7	397,05	448,9	7794,47
			A44	96,7	397,05	449,5	7804,89
			A45	96,7	397,05	451,1	7832,67
			A46	96,7	397,05	451,6	7841,35
B	150	400	B41	148,8	398,3	693,6	7801,98
			B42	148,8	398,3	692,1	7785,10
			B43	148,8	398,3	694,5	7812,10
			B44	148,8	398,3	691,1	7773,85
			B45	148,8	398,3	690	7761,48
			B46	148,8	398,3	692,4	7788,48
C	200	400	C41	197,2	397,5	921,4	7836,33
			C42	197,2	397,5	917	7798,91
			C43	197,2	397,5	921,5	7837,18
			C44	197,2	397,5	917,4	7802,31
			C45	197,2	397,5	915,2	7783,60
			C46	197,2	397,5	919,3	7818,47
D	250	400	D41	249,25	397,45	1162	7819,83
			D42	249,25	397,45	1164,2	7834,63
			D43	249,25	397,45	1157,2	7787,53
			D44	249,25	397,45	1157,4	7788,87
			D45	249,25	397,45	1162,2	7821,17
			D46	249,25	397,45	1159,2	7800,99

Tabela A-2 Dimensões das placas de 400 mm

O corte das placas foi realizado por uma guilhotina e, devido à sua baixa precisão dimensional e geométrica, pois havia um erro considerável na esquadilha das placas, foi necessário realizar algumas passagens na fresadora CNC para que houvesse lados relativamente paralelos e ângulos rectos nos vértices das placas. Para haver um maior rigor nas medições, foi utilizado um paquímetro digital.

Efectuaram-se as respectivas pesagens para averiguar as discrepâncias das massas específicas, como indicado nas tabelas Tabela A-1 e Tabela A-2. Considerou-se, para efeitos de cálculo, o valor médio das massas específicas, 7801 kg/m³.

Anexo 2 – Elementos finitos utilizados

Nas seguintes figuras, estão representados os elementos finitos com os respectivos números de nós e graus de liberdade (GL) utilizados na modelação numérica no programa comercial ANSYS 6.0.

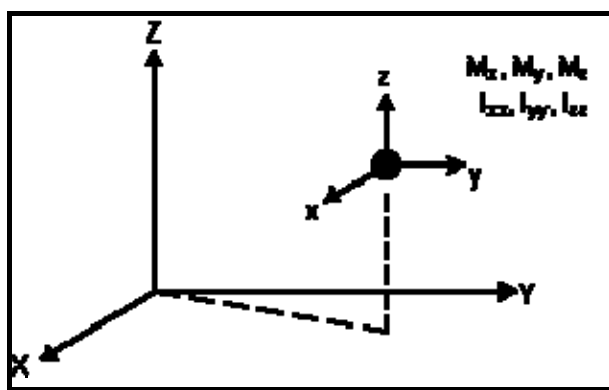


Figura A-1 Elemento MASS21 – 1 nó com 6 GL por nó

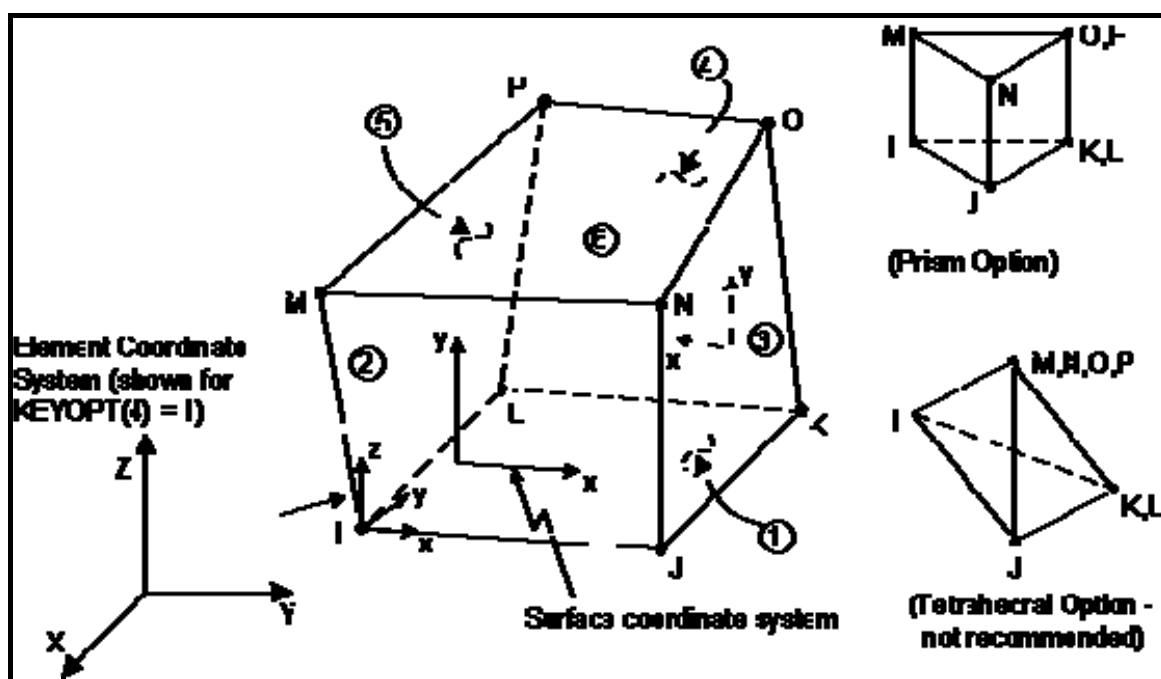


Figura A-2 Elemento SOLID45 – 8 Nós com 3 GL por nó

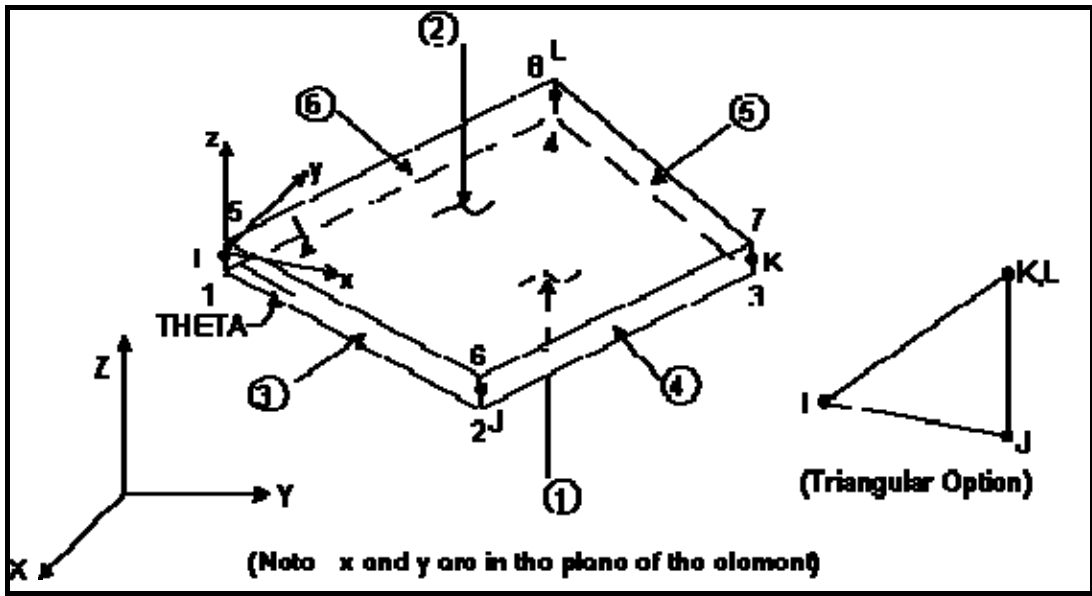


Figura A-3 Elemento SHELL63 - 4 nós com 6 GL por nó

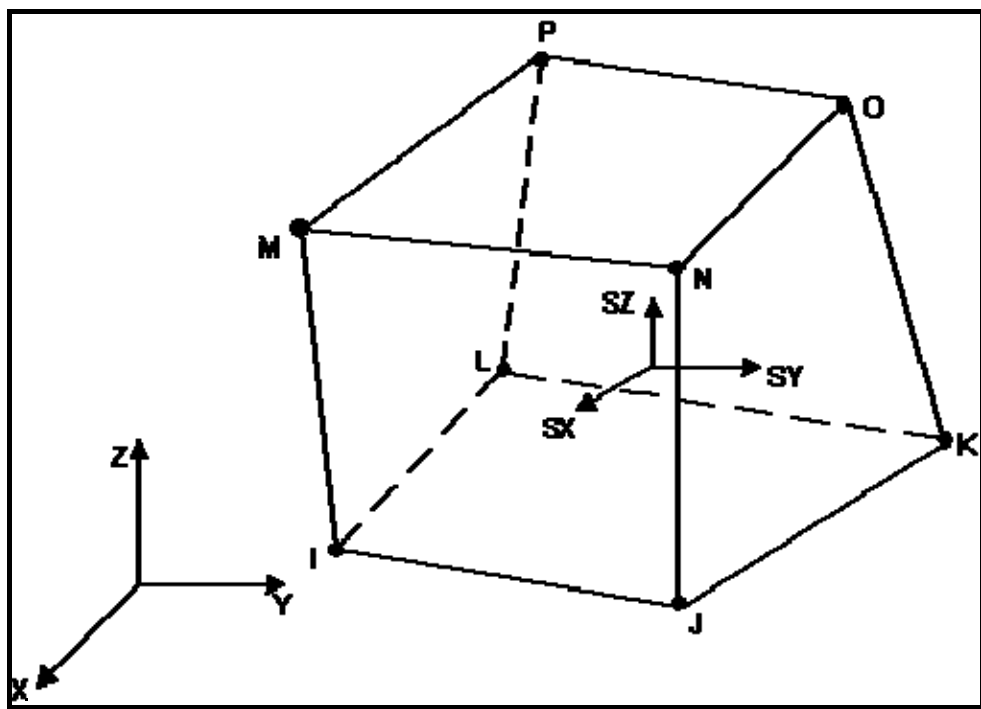


Figura A-4 Elemento SOLID73 - 8 nós com 6 GL por nó

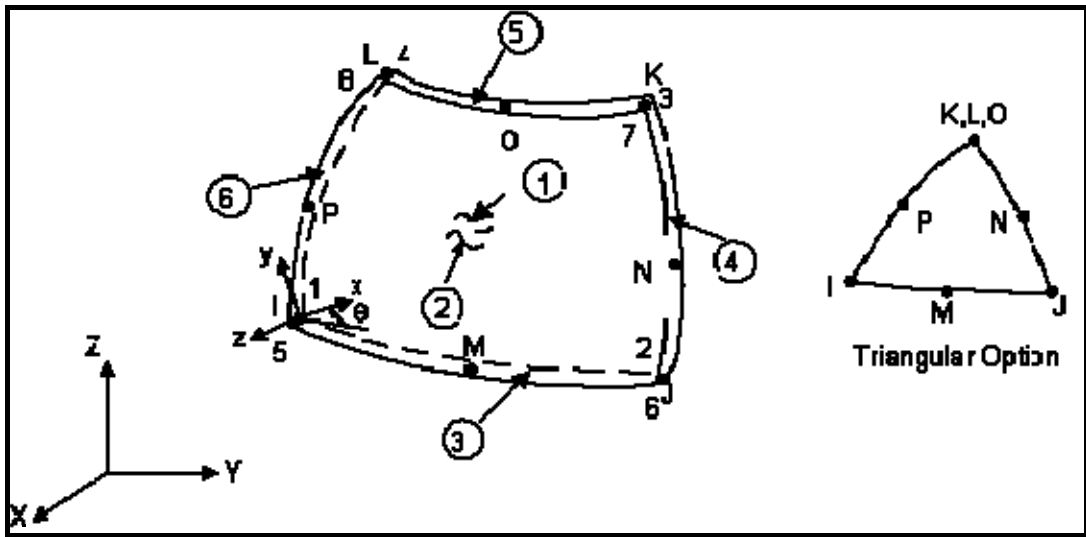


Figura A-5 Elemento SHELL93 - 8 nós com 6 GL por nó

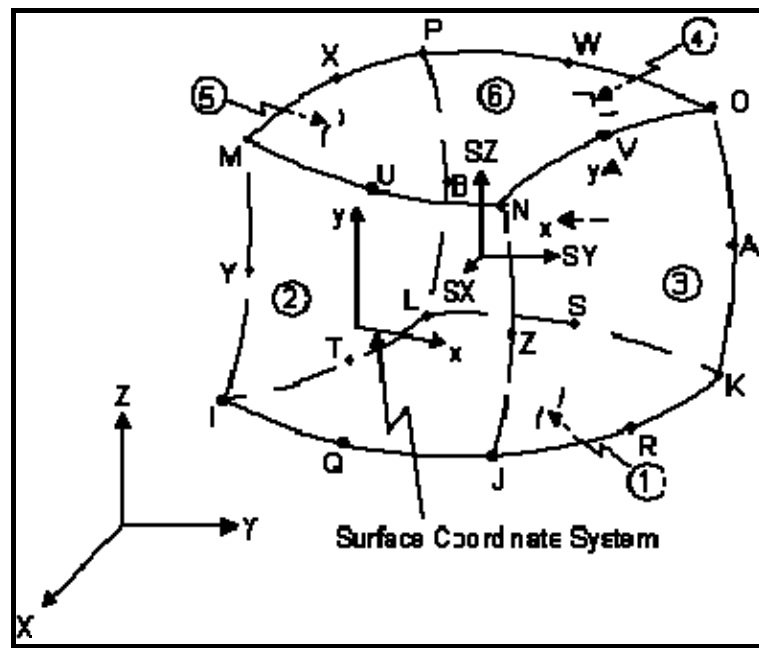


Figura A-6 Elemento SOLID95 - 20 nós com 3 GL por nó

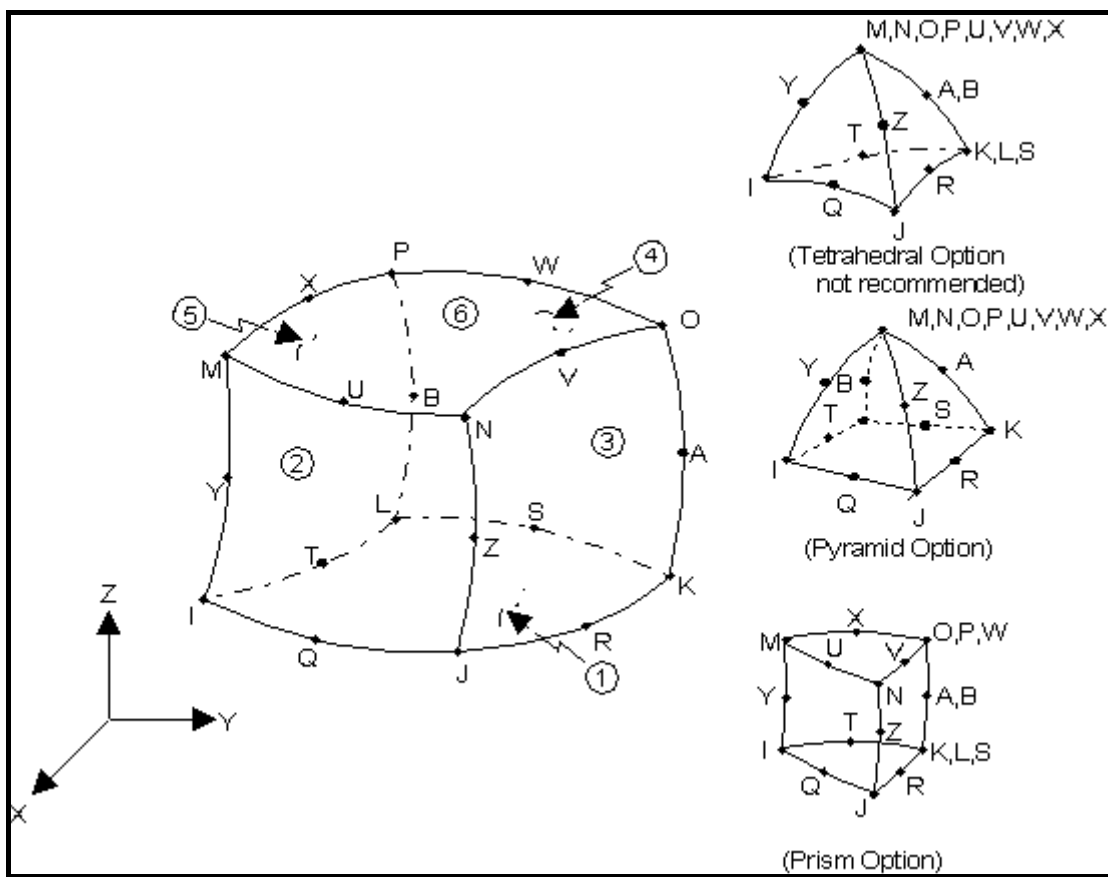


Figura A-7 Elemento SOLID186 - 20 nós com 3 GL por nó

Anexo 3 – Frequências próprias determinadas com o laser

Na seguinte tabela, estão indicadas as frequências próprias das placas determinadas com o laser. Para efeitos de cálculo das características mecânicas das placas, foram só utilizados os valores das placas A3, A4, B3 e B4 dado que as placas seguintes revelaram uma grande dispersão de valores.

	A31	A32	A33	A34	A35	A36	Média [Hz]	Desvio Padrão
Freq. 1	91	91	90,5	90,5	91	91	90,8	0,26
Freq. 2	170,5	170	169	170	171	171	170,3	0,76
Freq. 3	253	252	250,5	251,5	253	252,5	252,1	0,97
Freq. 4	360,5	358	355	359	361,5	360,5	359,1	2,35
Freq. 5	499	497	494	496,5	498,5	498	497,2	1,81
Freq. 6	587	582,5	579	585	588,5	587,5	584,9	3,60

	A41	A42	A43	A44	A45	A46	Média [Hz]	Desvio Padrão
Freq. 1	52	51	51,5	51	51,5	51,5	51,4	0,38
Freq. 2	126,5	126,5	128	127	128	127	127,2	0,68
Freq. 3	142,5	142	142	142	142,5	143	142,3	0,41
Freq. 4	261,5	262	264	263	265	263	263,1	1,28
Freq. 5	281,5	279,5	280	280	280,5	281	280,4	0,74
Freq. 6	413,5	413,5	416,5	415	418,5	417	415,7	2,02

	B31	B32	B33	B34	B35	B36	Média [Hz]	Desvio Padrão
Freq. 1	94,5	95	92,5	91	94,5	91	93,1	1,83
Freq. 2	122,5	115,5	112	112	113,5	112,5	114,7	4,06
Freq. 3	248	251,5	244	248	246	248	247,6	2,50
Freq. 4	258,5	259,5	254	254	257	253,5	256,1	2,60
Freq. 5	364,5	364	361	366	361,5	366	363,8	2,16
Freq. 6	433,5	434,5	425,5	431,5	429	431,5	430,9	3,26

	B41	B42	B43	B44	B45	B46	Média [Hz]	Desvio Padrão
Freq. 1	56,5	50,5	51,5	50,5	51	53	52,2	2,32
Freq. 2	82	82	85	83	83	84,5	83,3	1,25
Freq. 3	150,5	141	143	141	141,5	145,5	143,8	3,72
Freq. 4	180	176	180	176,5	176,5	178	177,8	1,81
Freq. 5	288,5	276,5	280	276,5	277,5	281	280,0	4,56
Freq. 6	295,5	290,5	297,5	292	291,5	294,5	293,6	2,69

Tabela A-3 Frequências próprias obtidas com a resposta do laser

Anexo 4 – FRF obtida com o laser nas placas A3

O gráfico da Figura A-8 mostra a FRF obtida no ponto P utilizando um transdutor de velocidades por feixe laser, Figura 5.5. Para traçar os resultados da aceleração do gráfico, a magnitude da mobilidade fornecida pelo transdutor foi multiplicada pela frequência em cada registo intervalado de 0,5 Hz [25].

O ruído do sinal pode ter sido produzido de várias formas:

- O elemento reflector colocado na placa pode não ser o mais adequado para a situação.
- O facto de o martelo, ao aplicar a sua sollicitação, provocar grandes deslocamentos na placa suspensa, pode levar o adesivo reflector a não reflectir da melhor forma esse feixe laser.
- Por outro lado, o amplificador pode já não estar nas melhores condições.

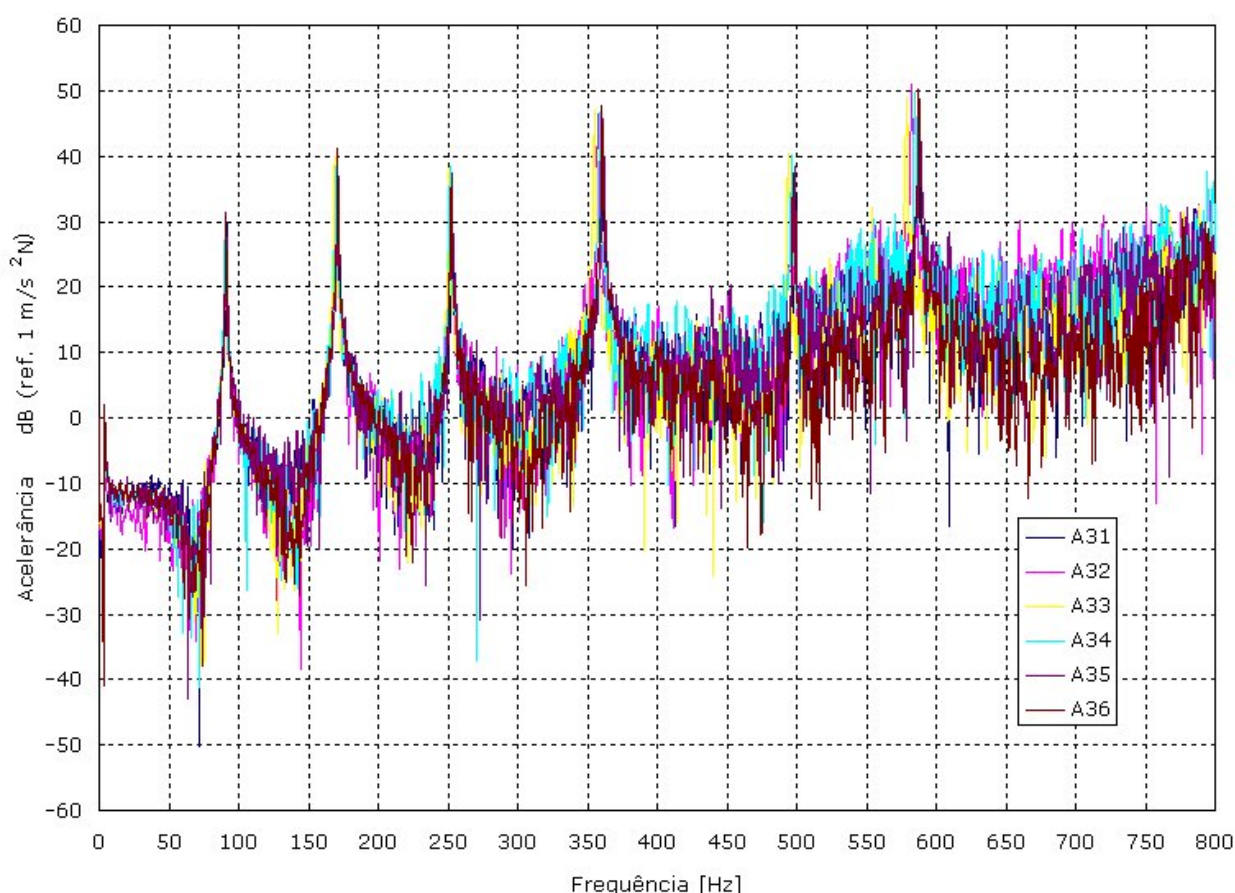


Figura A-8 FRFs obtidas com o transdutor laser nas placas A3

Anexo 5 – Efeito adicional da massa do acelerómetro

A utilização de um acelerómetro na medição das respostas das placas levou ao estudo do comportamento dinâmico do efeito adicional dessa massa na estrutura estudada.

Os quatro gráficos seguintes, Figura A-9, Figura A-10, Figura A-11 e Figura A-12, mostram a influência da adição de um elemento de MASS21 que representa no modelo a massa do acelerómetro nas placas A3, A4, B3 e B4 respectivamente. É de notar que o efeito de inércia de rotação adicionado pelo elemento MASS21 está totalmente inadequado aos resultados do ensaio. No entanto, se se considerar somente a massa, ter-se-á uma melhor aproximação das frequências próprias determinadas no ensaio.

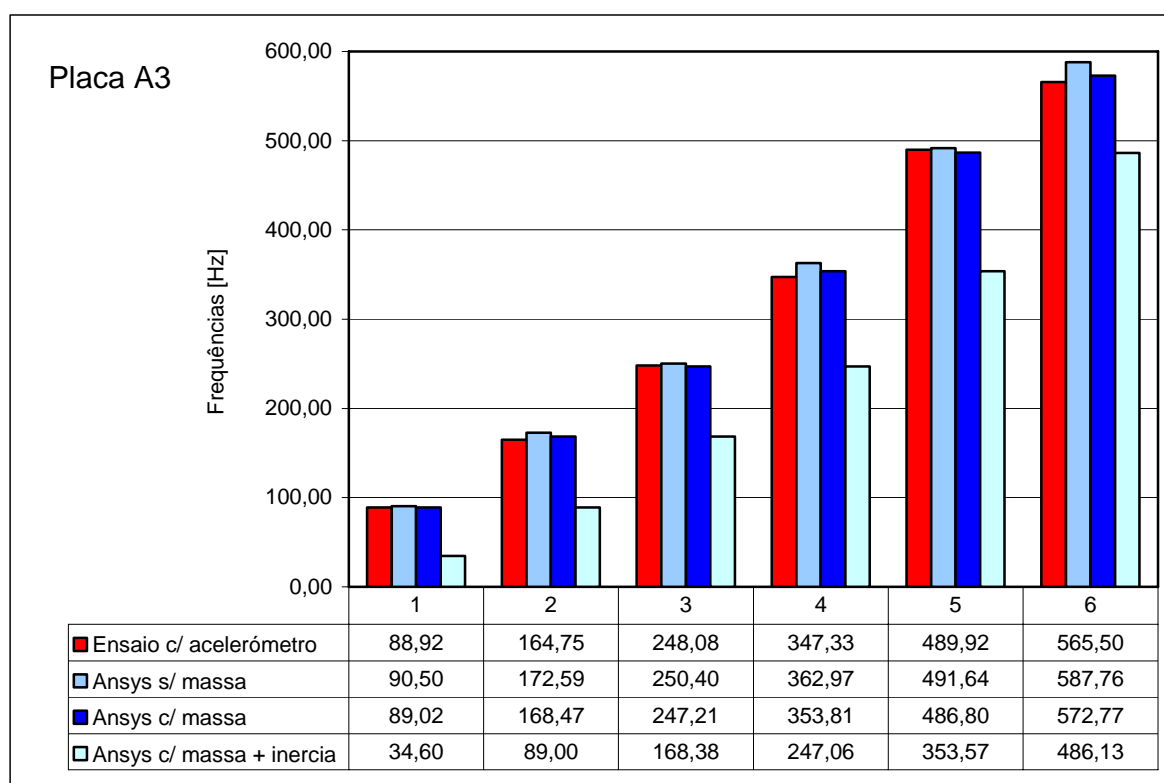


Figura A-9 Comparação das frequências próprias da placa A3 com a adição do efeito da massa do acelerómetro

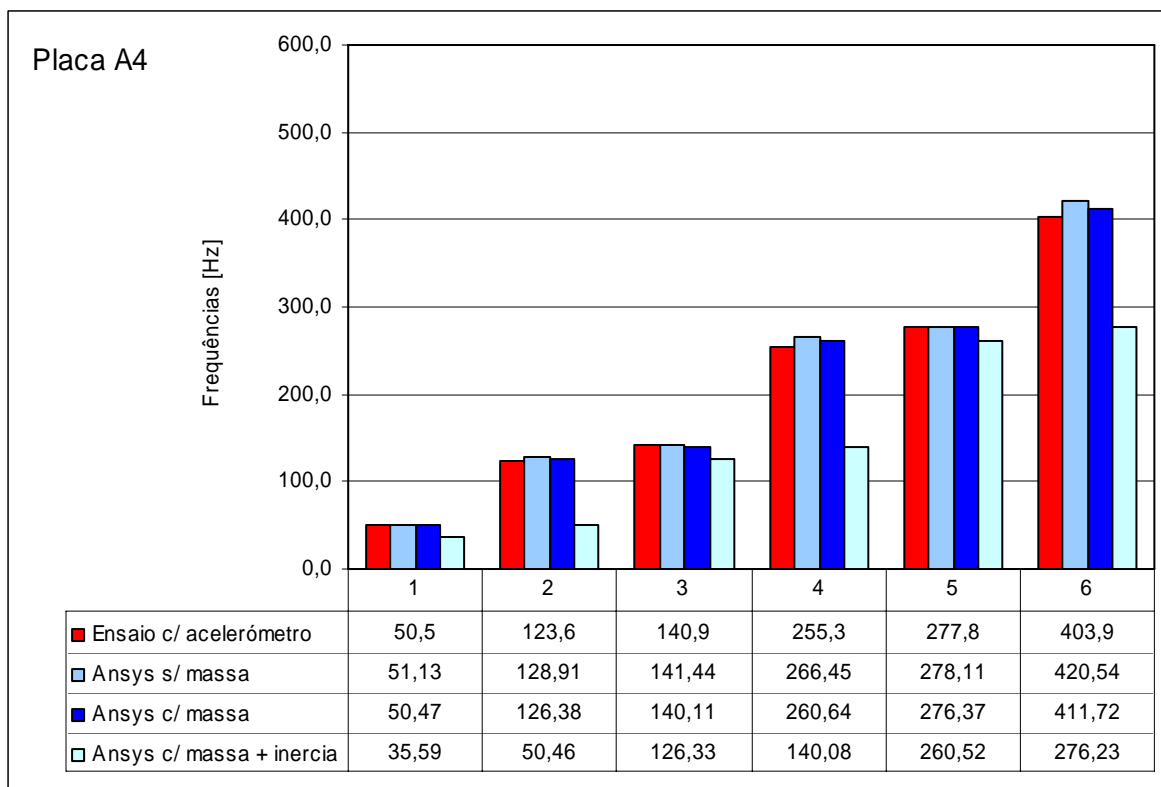


Figura A-10 Comparação das frequências próprias da placa A4 com a adição do efeito da massa do acelerómetro

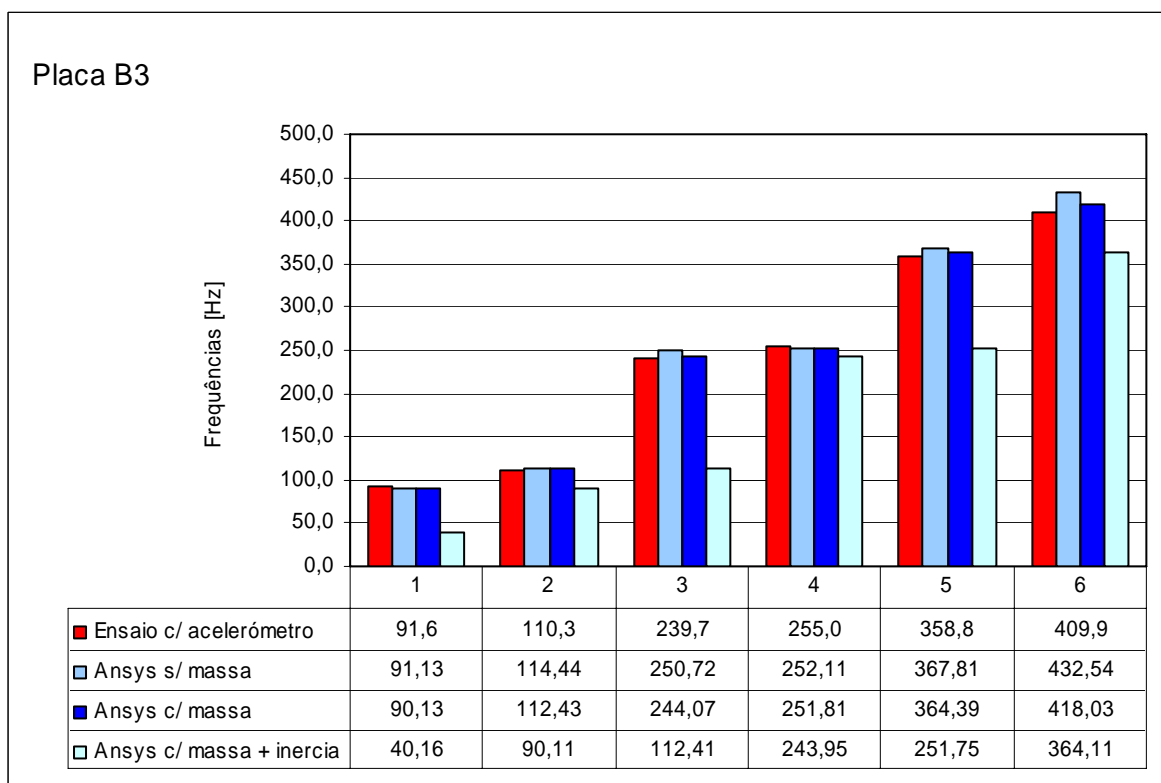


Figura A-11 Comparação das frequências próprias da placa B3 com a adição do efeito da massa do acelerómetro

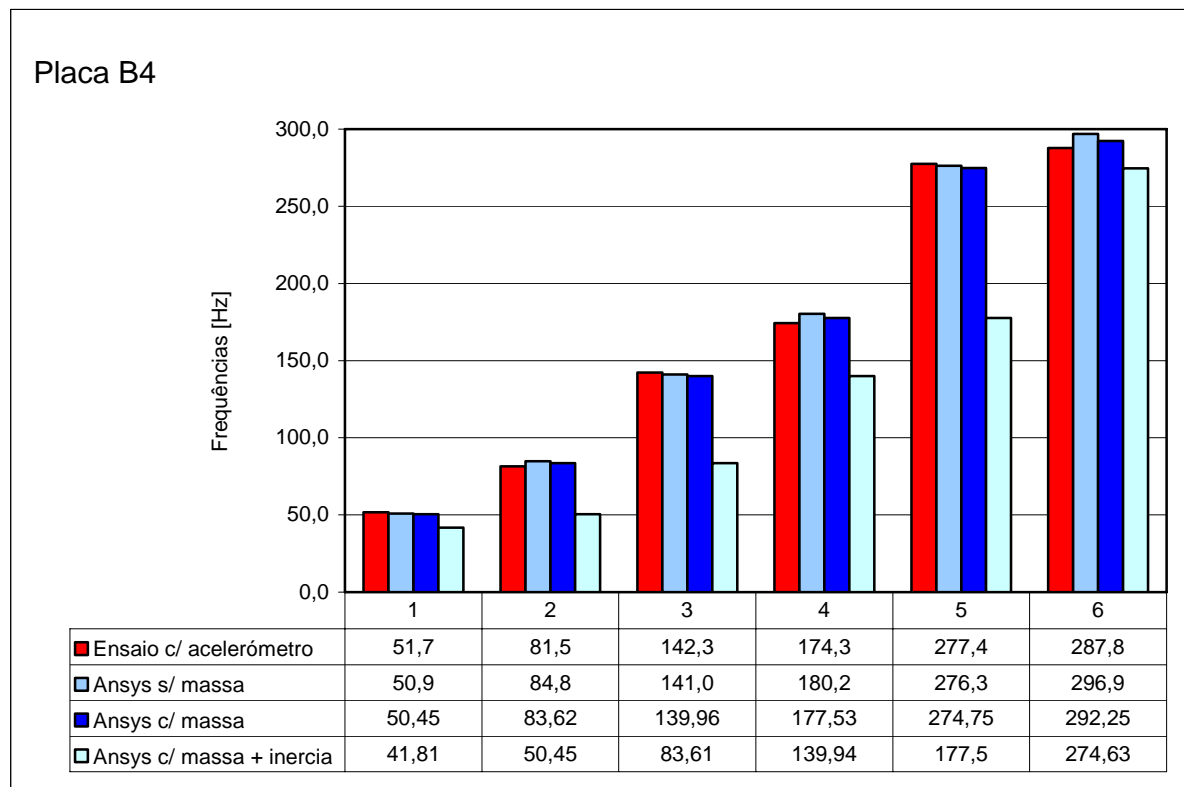


Figura A-12 Comparação das frequências próprias da placa B4 com a adição do efeito da massa do acelerómetro

Anexo 6 – Determinação das características do modelo

Anexo 6.1 – Determinação do módulo de elasticidade

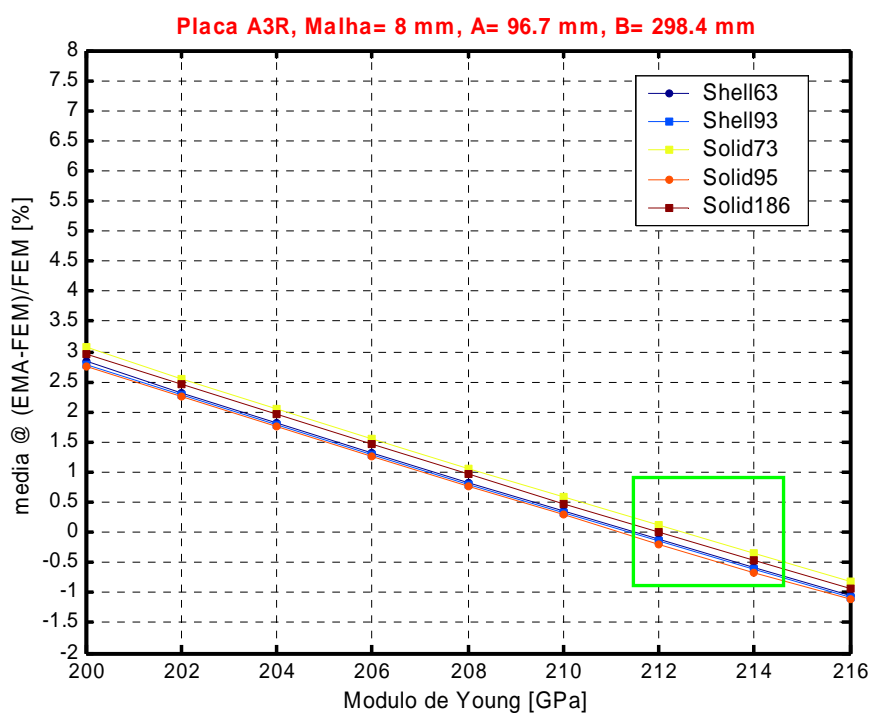


Figura A-13 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com malha de 8mm versus módulo de Young

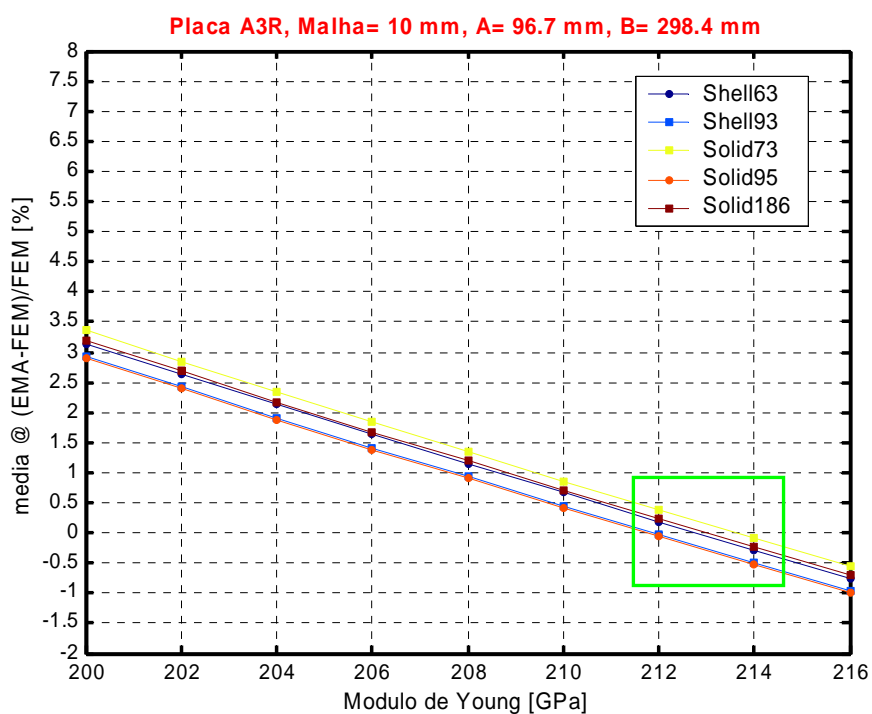


Figura A-14 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com malha de 10mm versus módulo de Young

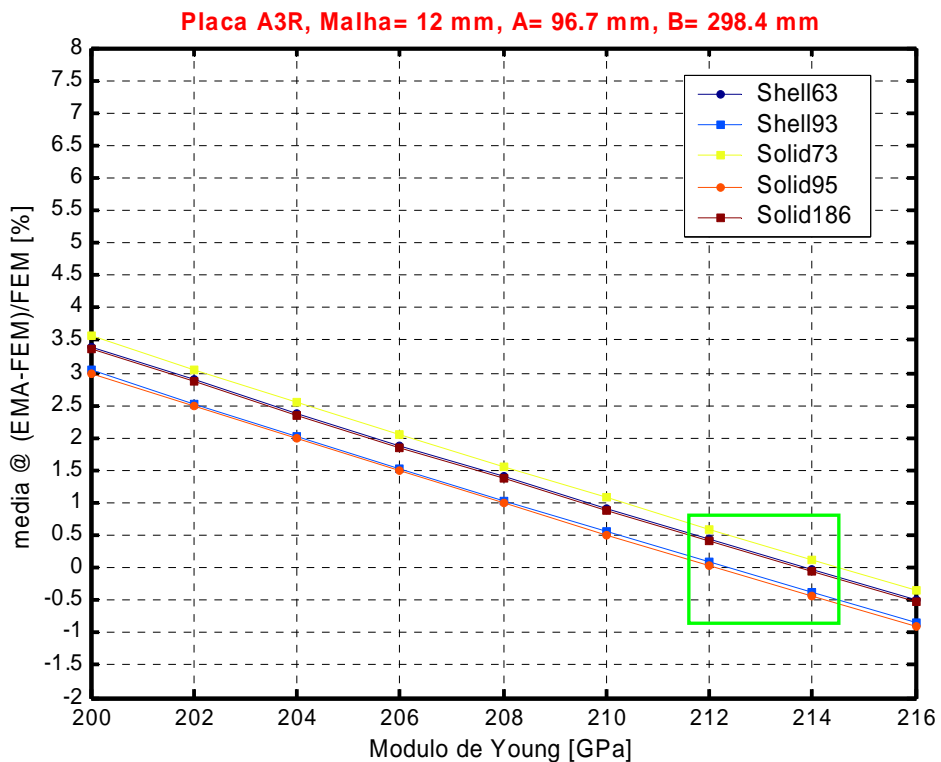


Figura A-15 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com malha de 12mm versus módulo de Young

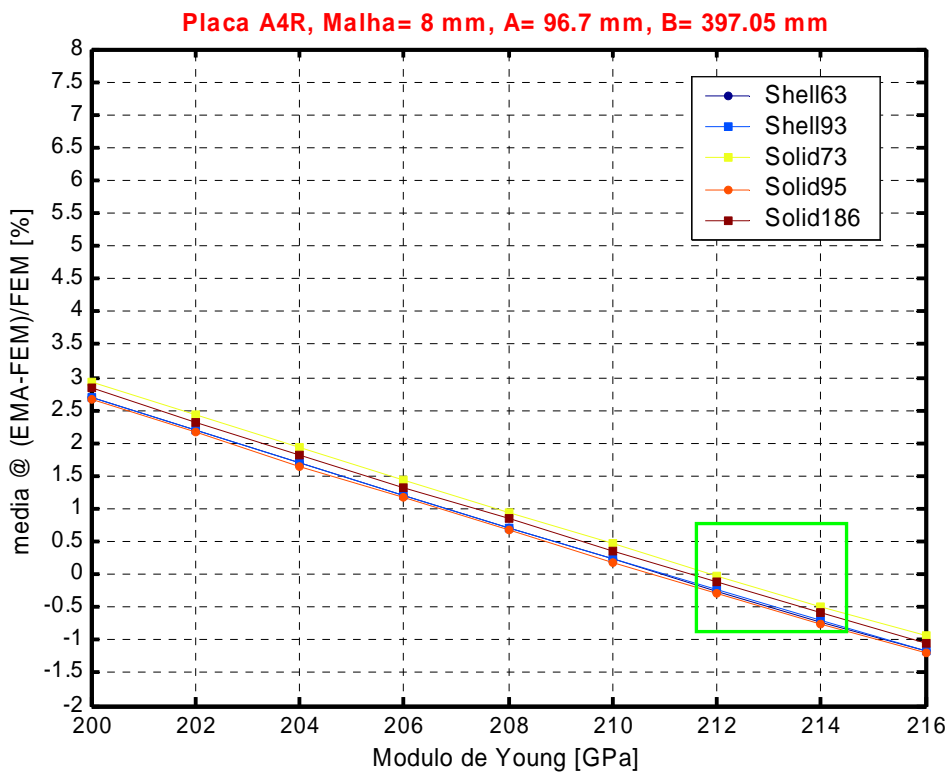


Figura A-16 Erro médio das frequências próprias da placa A4R com malha de 8mm versus módulo de Young

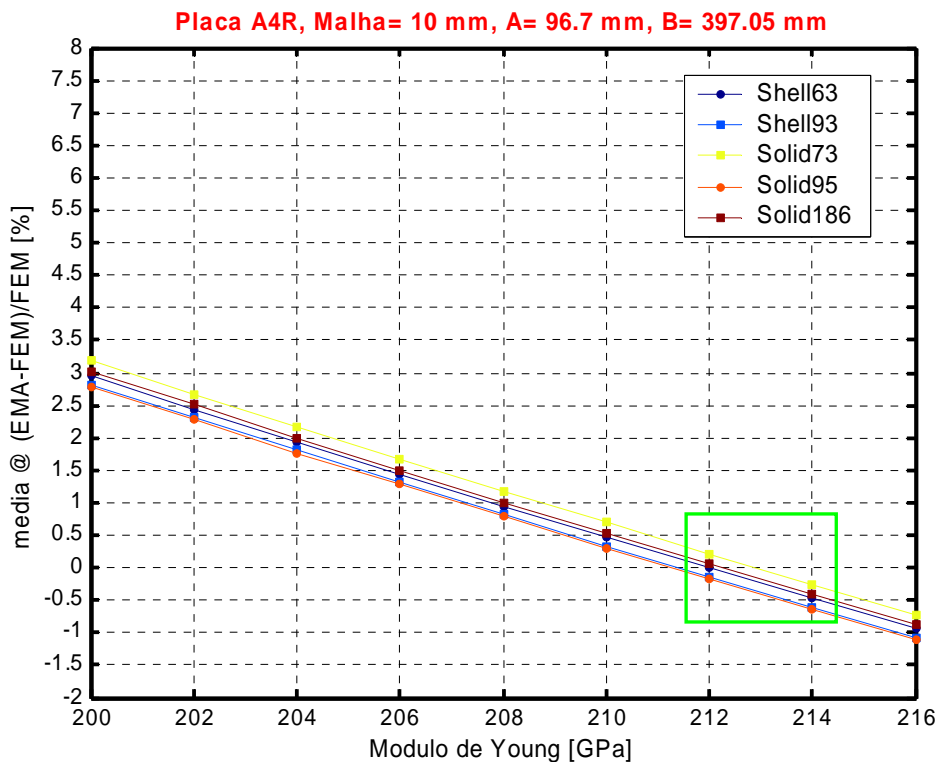


Figura A-17 Erro médio das frequências próprias da placa A4R com malha de 10mm versus módulo de Young

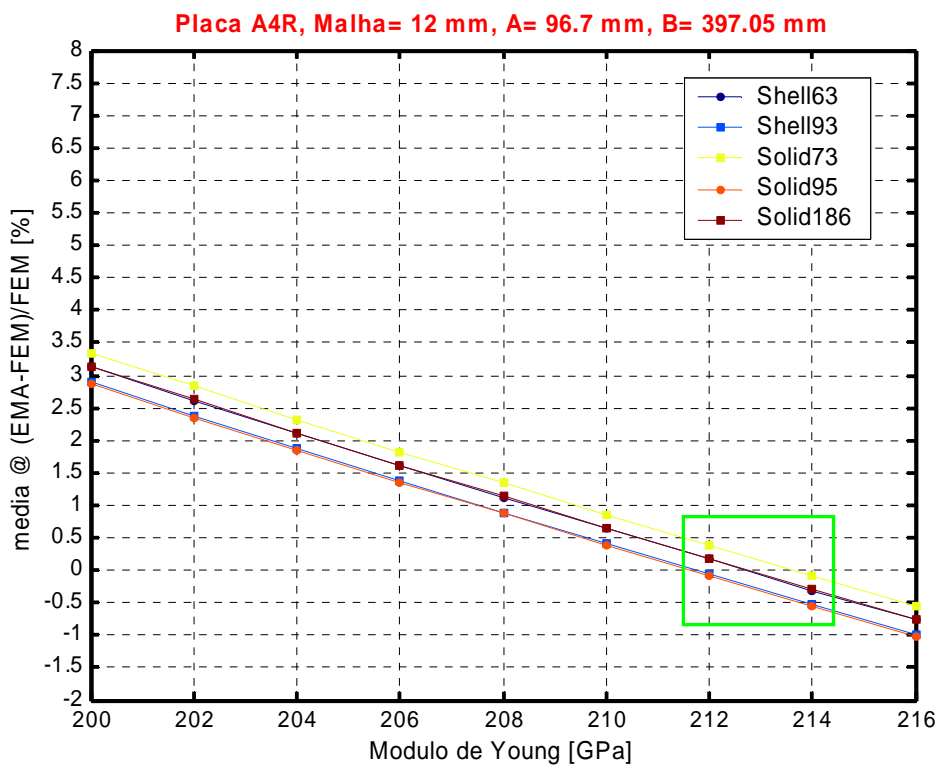


Figura A-18 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com malha de 12mm versus módulo de Young

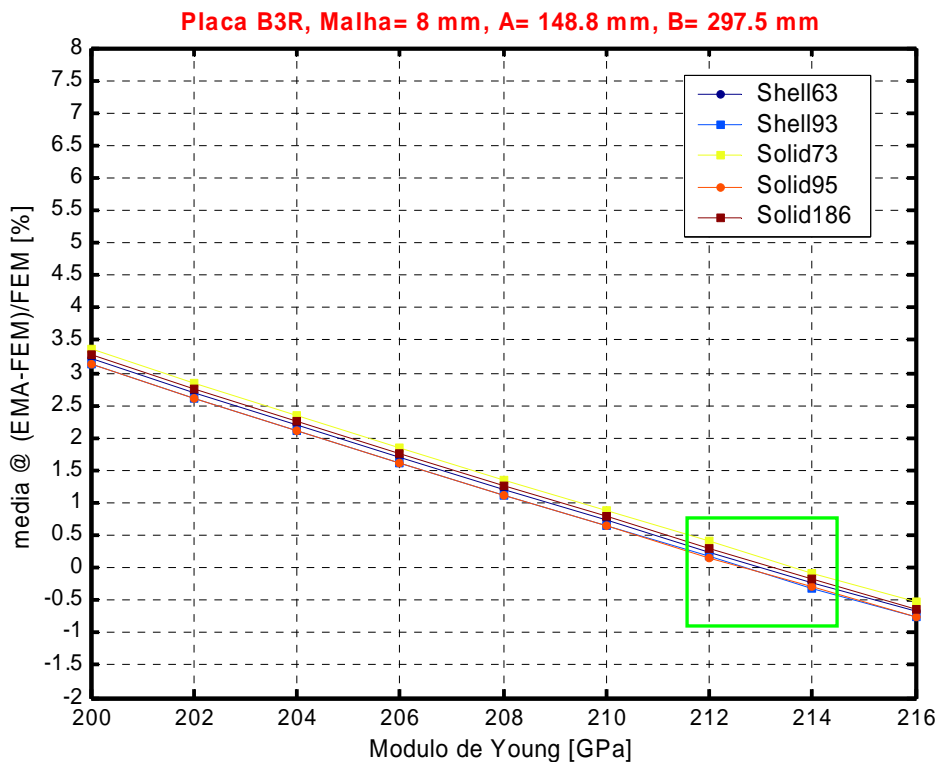


Figura A-19 Erro médio das frequências próprias da placa B3R com malha de 8mm versus módulo de Young

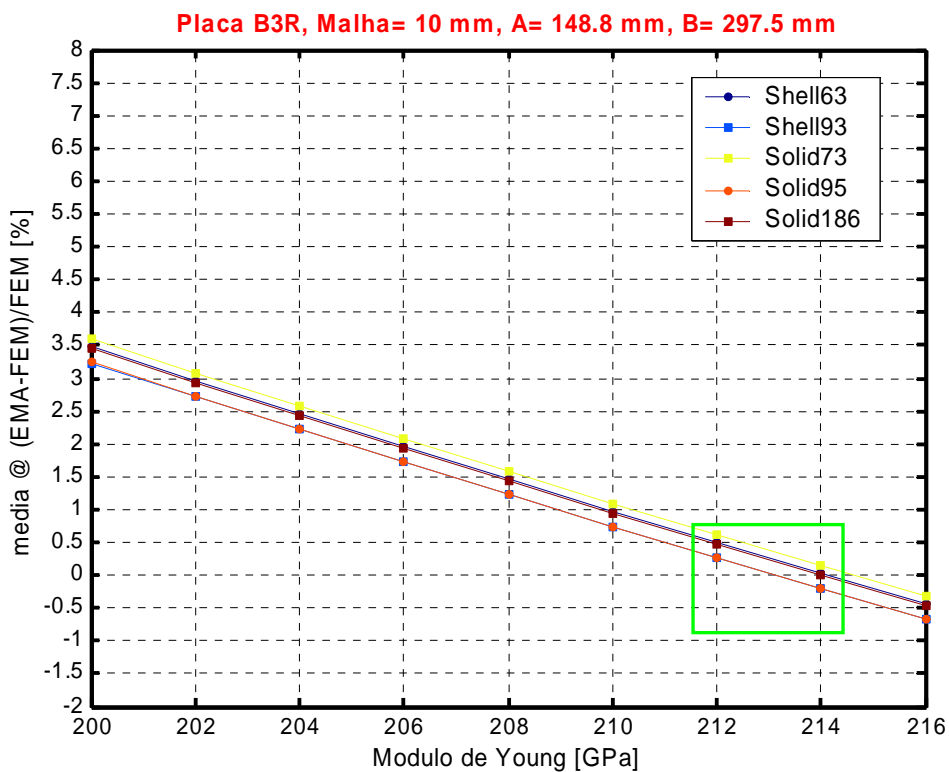


Figura A-20 Erro médio das frequências próprias da placa B3R com malha de 10mm versus módulo de Young

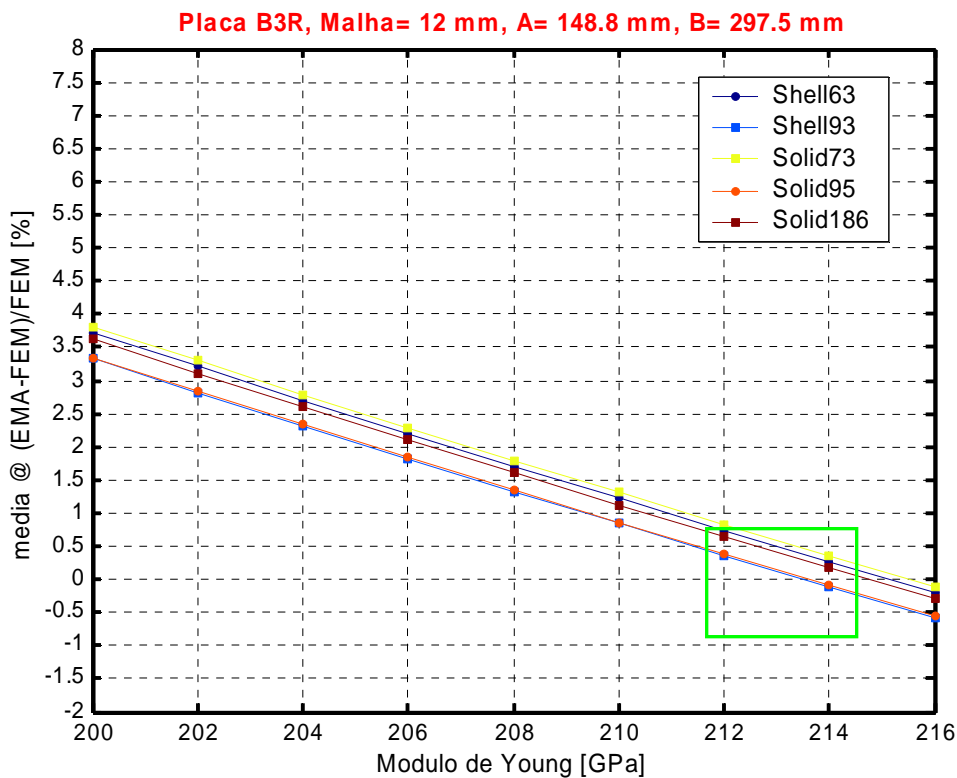


Figura A-21 Erro médio das frequências próprias da placa B3R com malha de 12mm versus módulo de Young

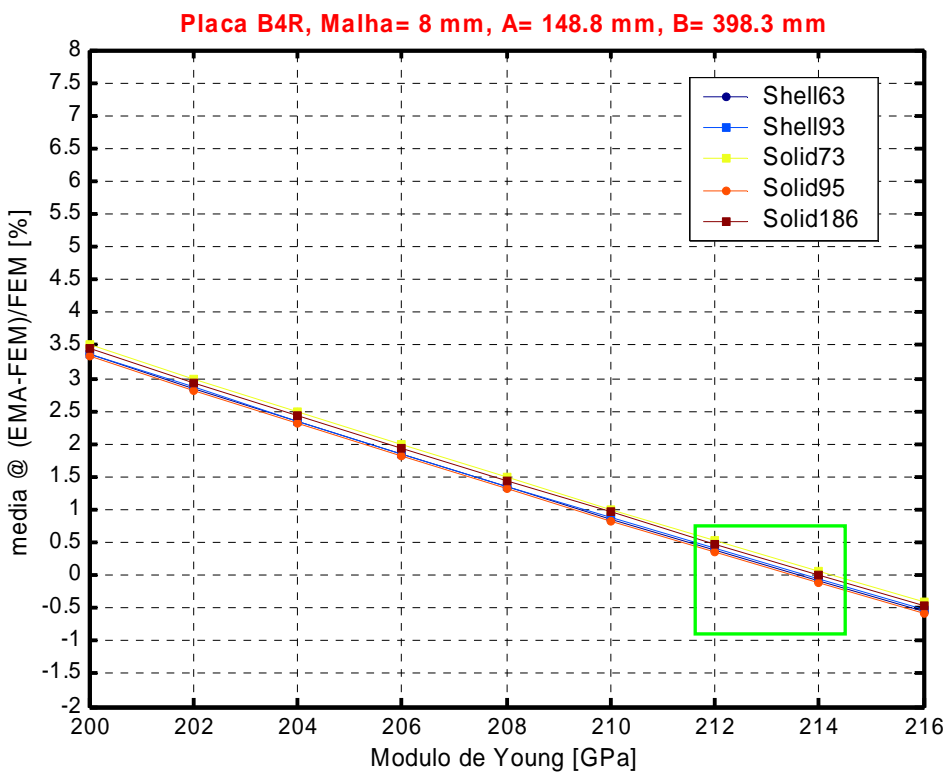


Figura A-22 Erro médio das frequências próprias da placa B4R com malha de 8mm versus módulo de Young

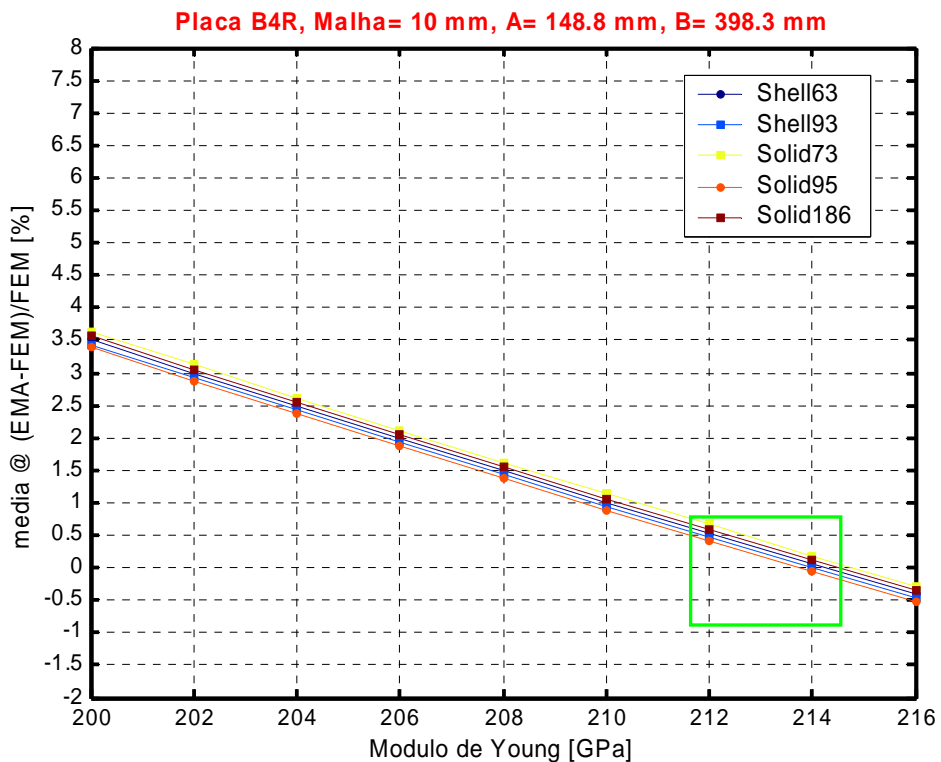


Figura A-23 Erro médio das frequências próprias da placa B4R com malha de 10mm versus módulo de Young

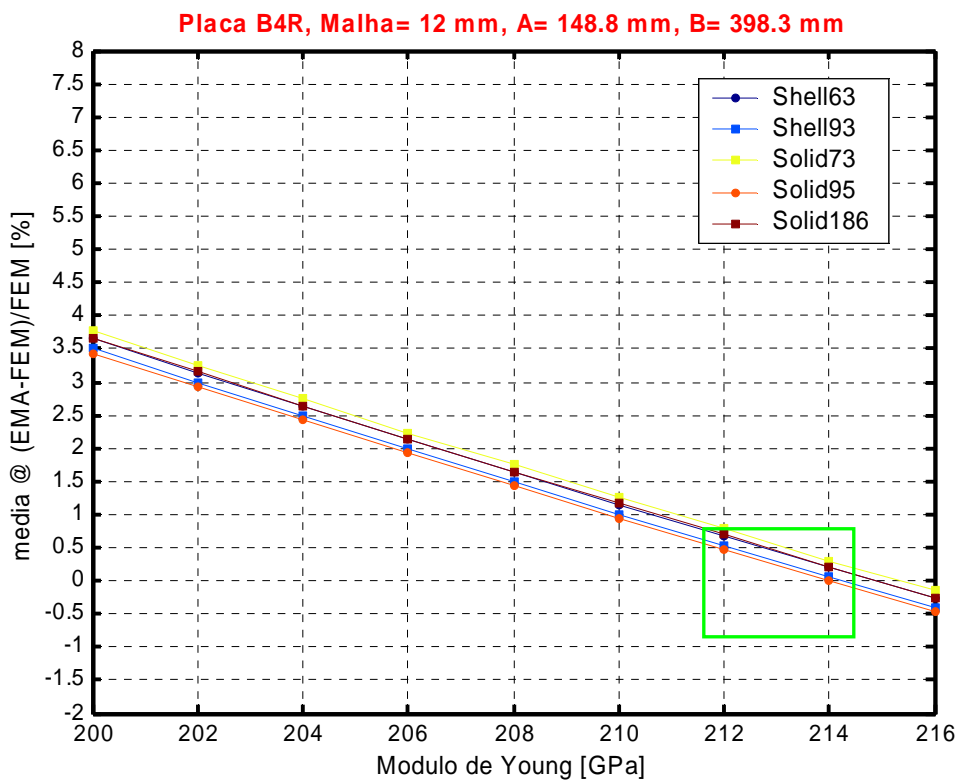


Figura A-24 Erro médio das frequências próprias da placa B4R com malha de 12mm versus módulo de Young

Anexo 6.2 – Escolha da dimensão média da malha de elementos finitos

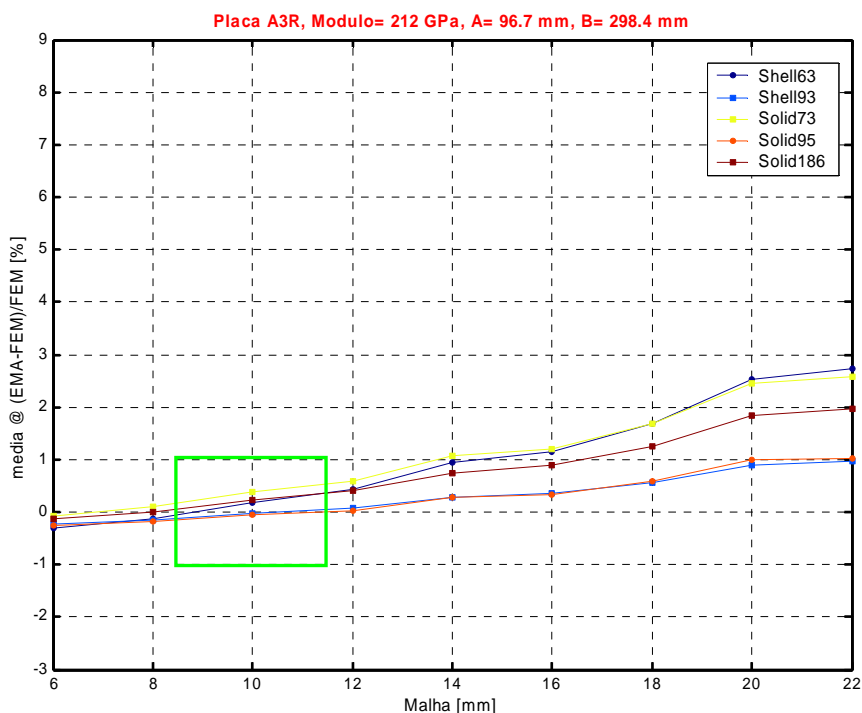


Figura A-25 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com Modulo de Young de 212GPa versus malha

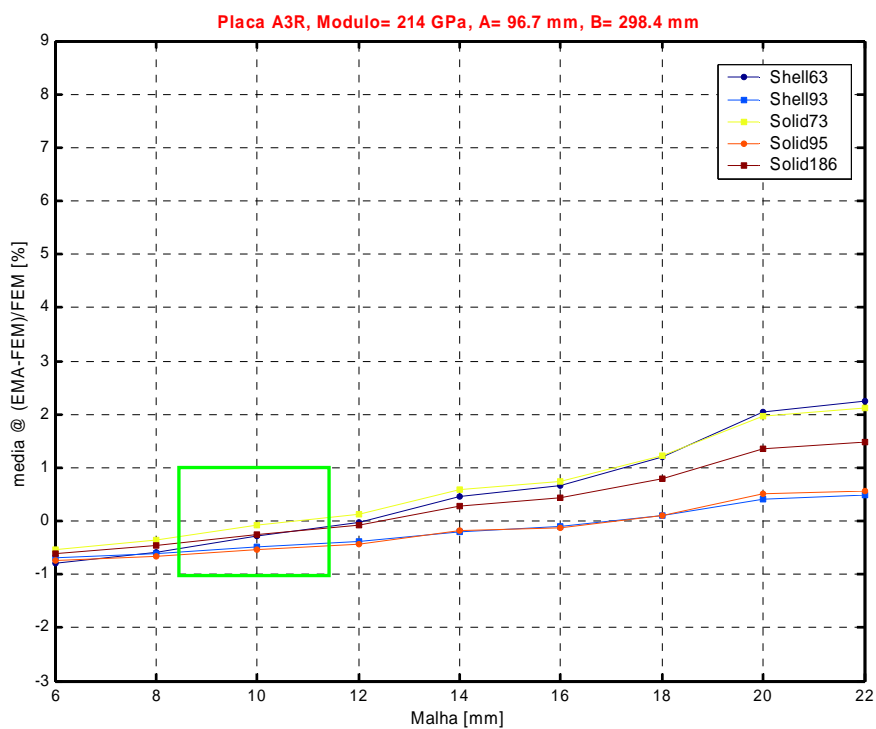


Figura A-26 Erro médio das frequências próprias da placa A3R com Modulo de Young de 214GPa versus malha

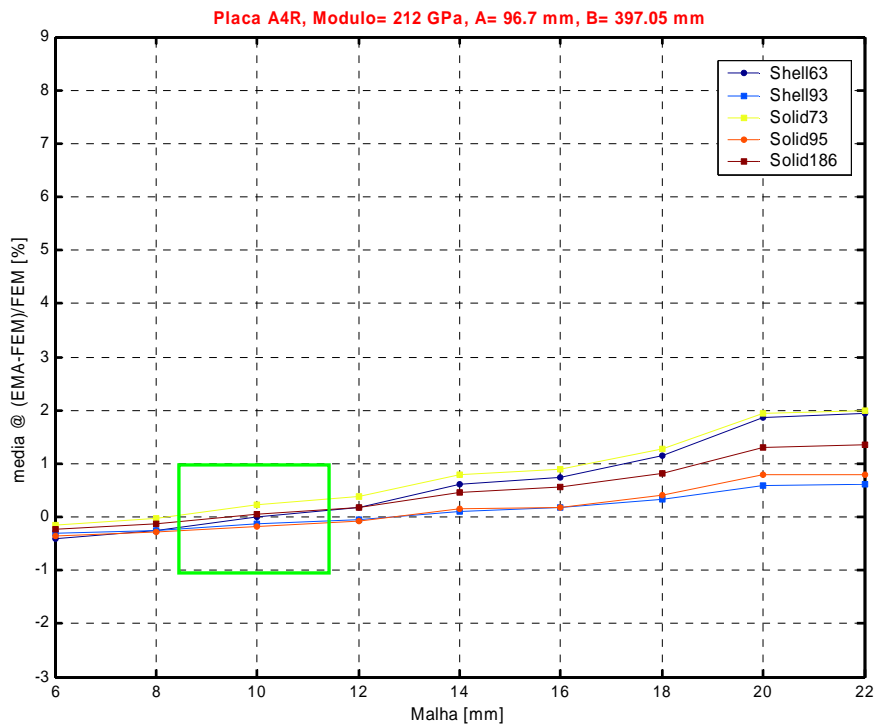


Figura A-27 Erro médio das frequências próprias da placa A4R com Modulo de Young de 212GPa versus malha

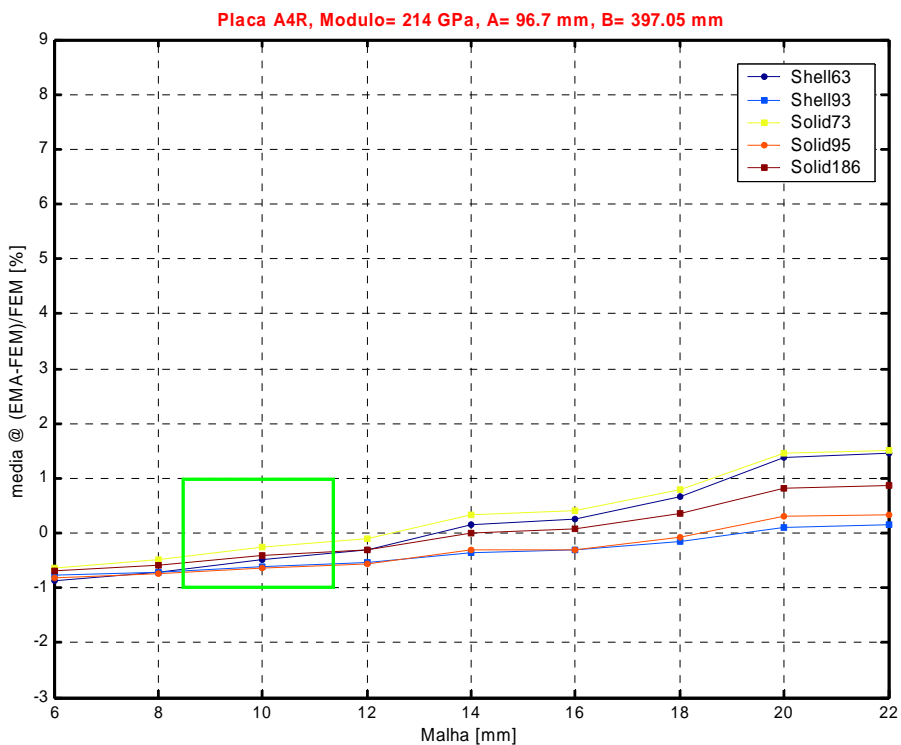


Figura A-28 Erro médio das frequências próprias da placa A4R com Modulo de Young de 214GPa versus malha

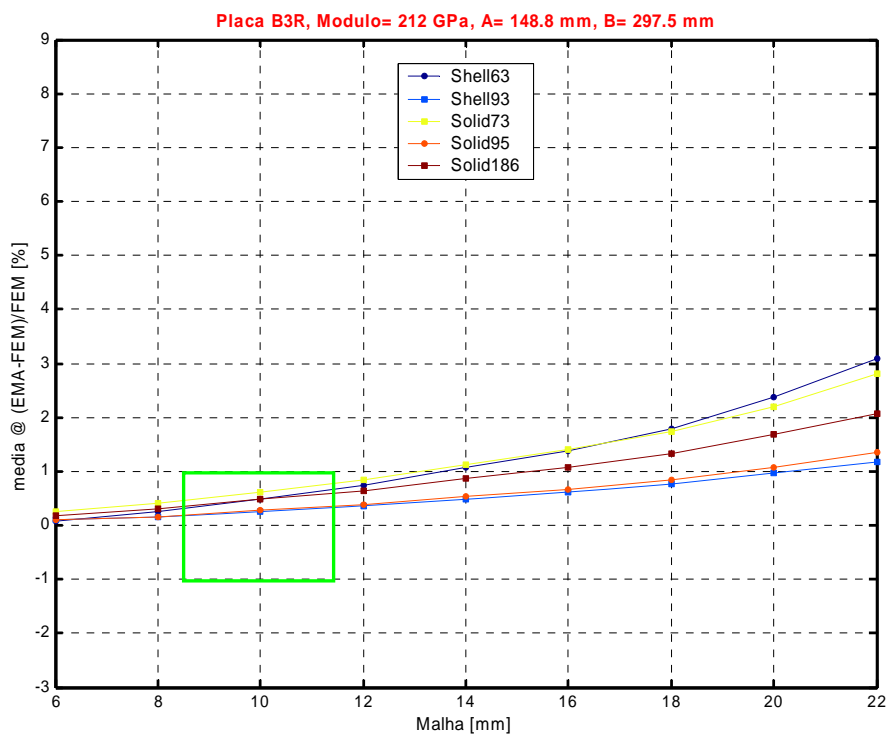


Figura A-29 Erro médio das frequências próprias da placa B3R com Modulo de Young de 212GPa versus malha

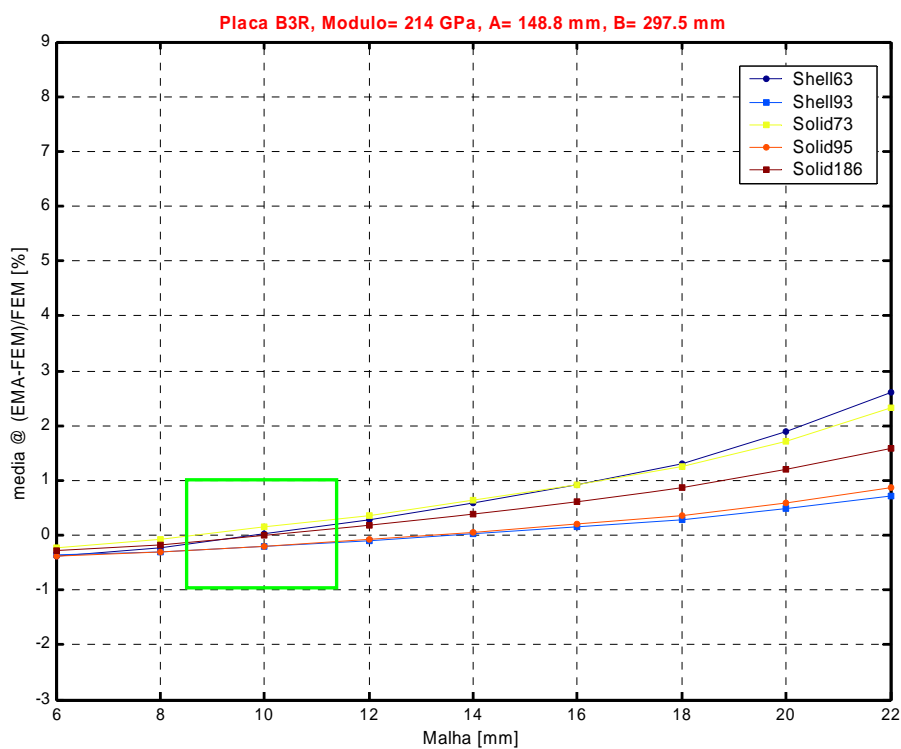


Figura A-30 Erro médio das frequências próprias da placa B3R com Modulo de Young de 214GPa versus malha

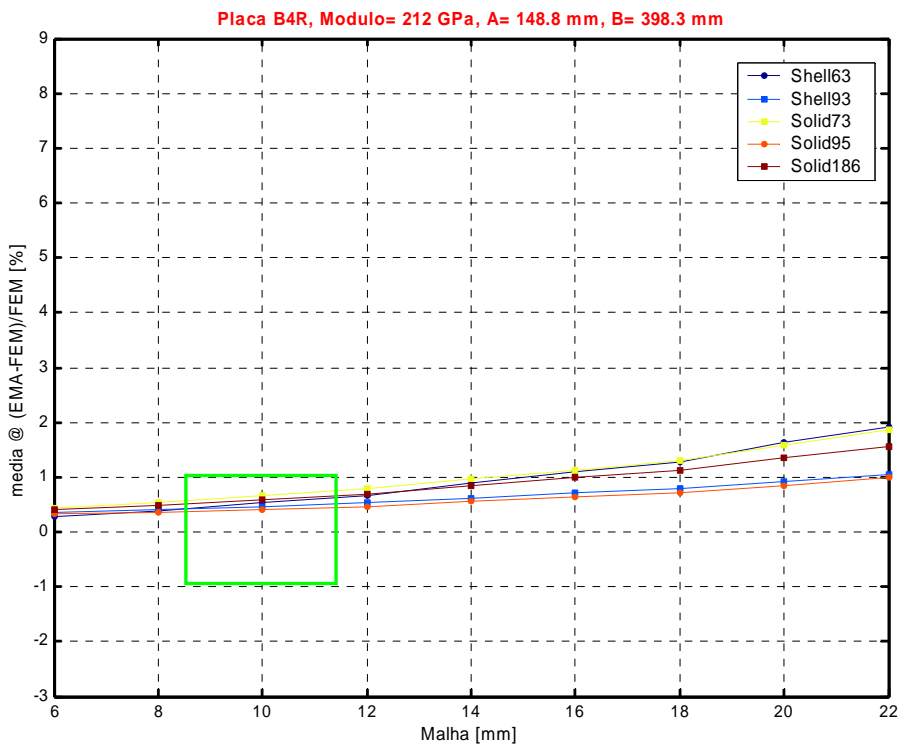


Figura A-31 Erro médio das frequências próprias da placa B4R com Modulo de Young de 212GPa versus malha

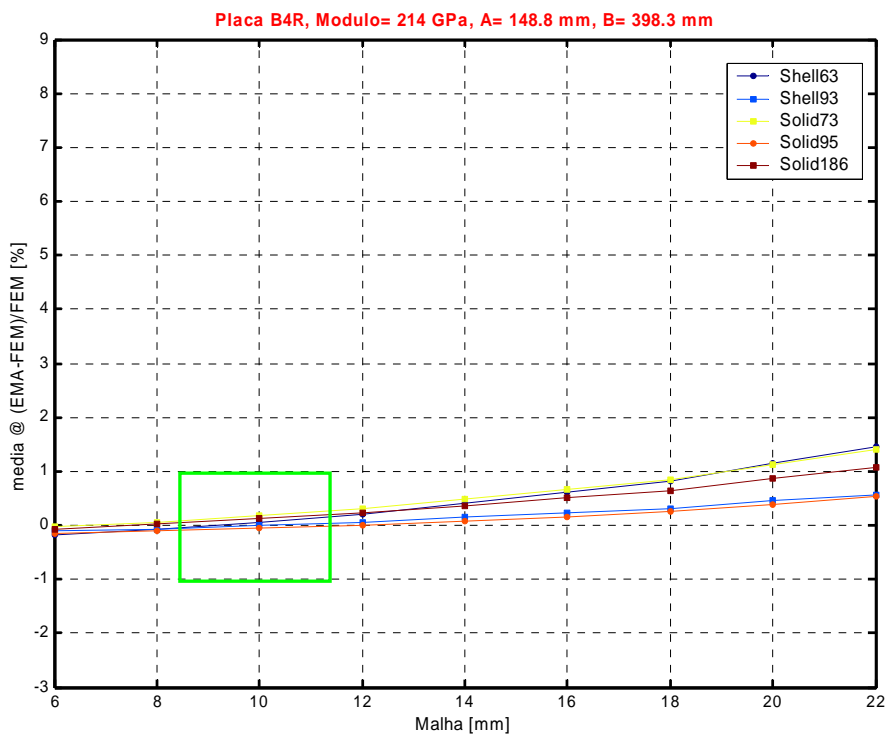


Figura A-32 Erro médio das frequências próprias da placa B4R com Modulo de Young de 214GPa versus malha

Anexo 7 – FRFs obtidas com os 5 acoplamentos

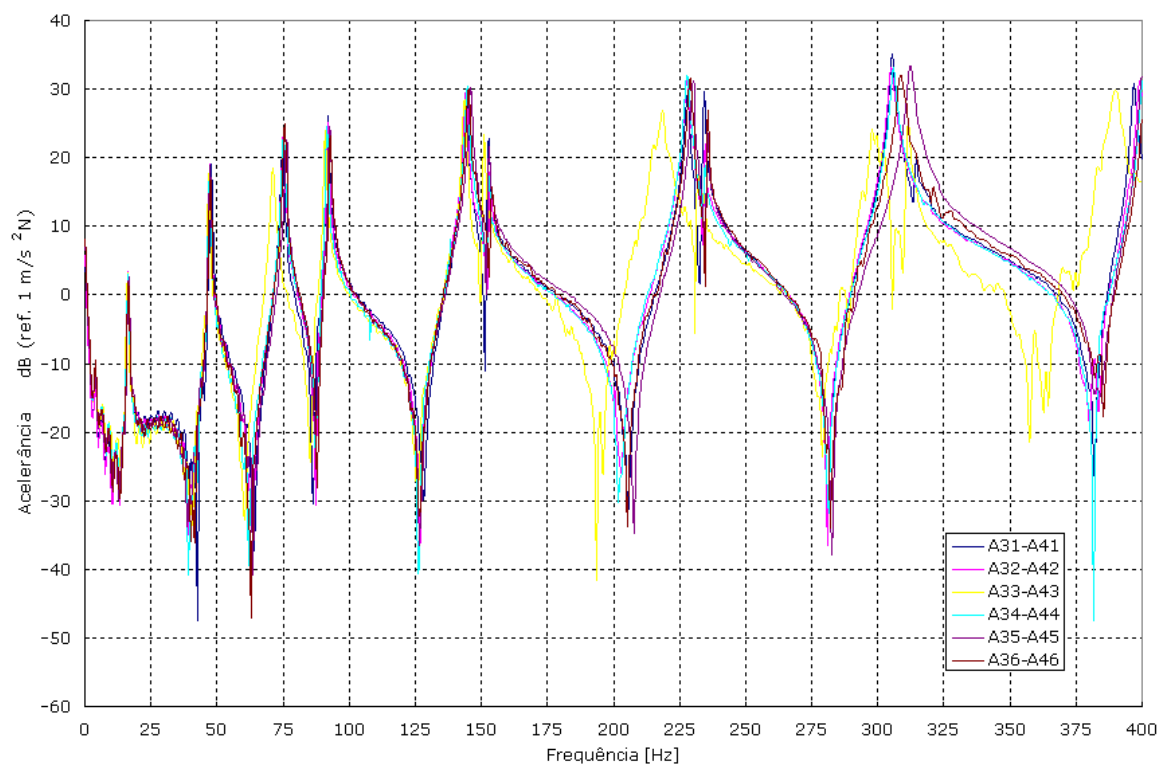


Figura A-33 FRFs do acoplamento A com um ponto de soldadura

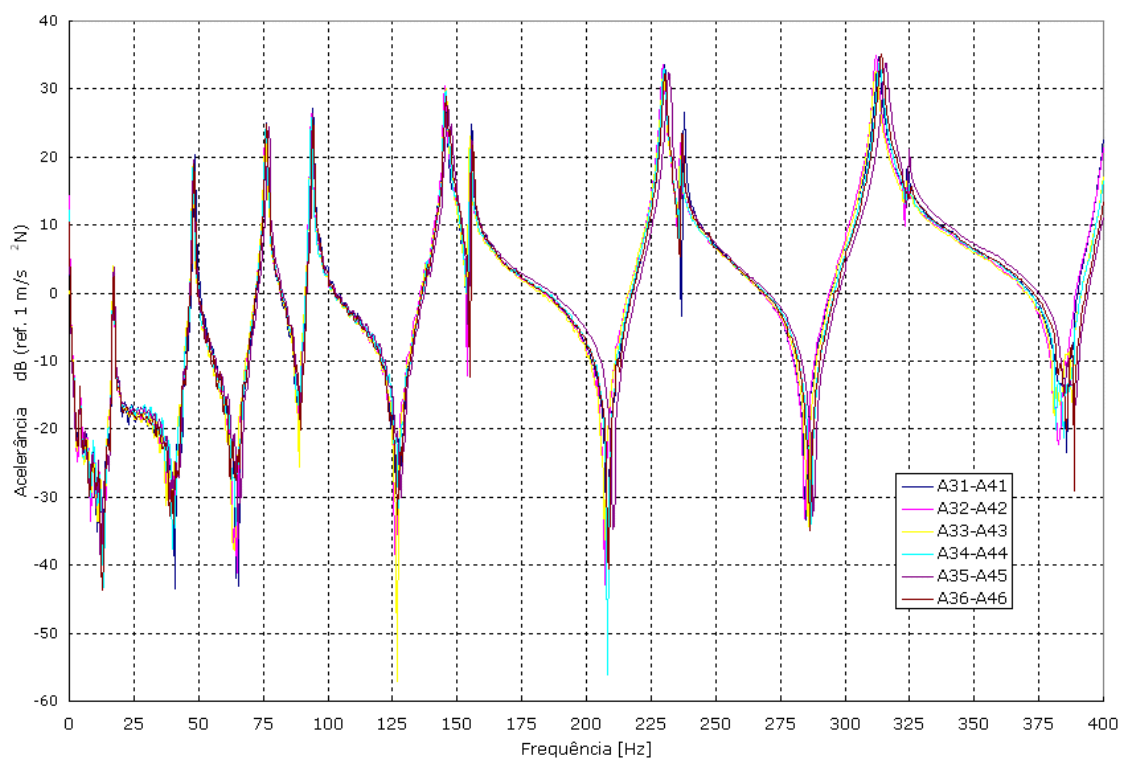


Figura A-34 FRFs do acoplamento A com dois pontos de soldadura

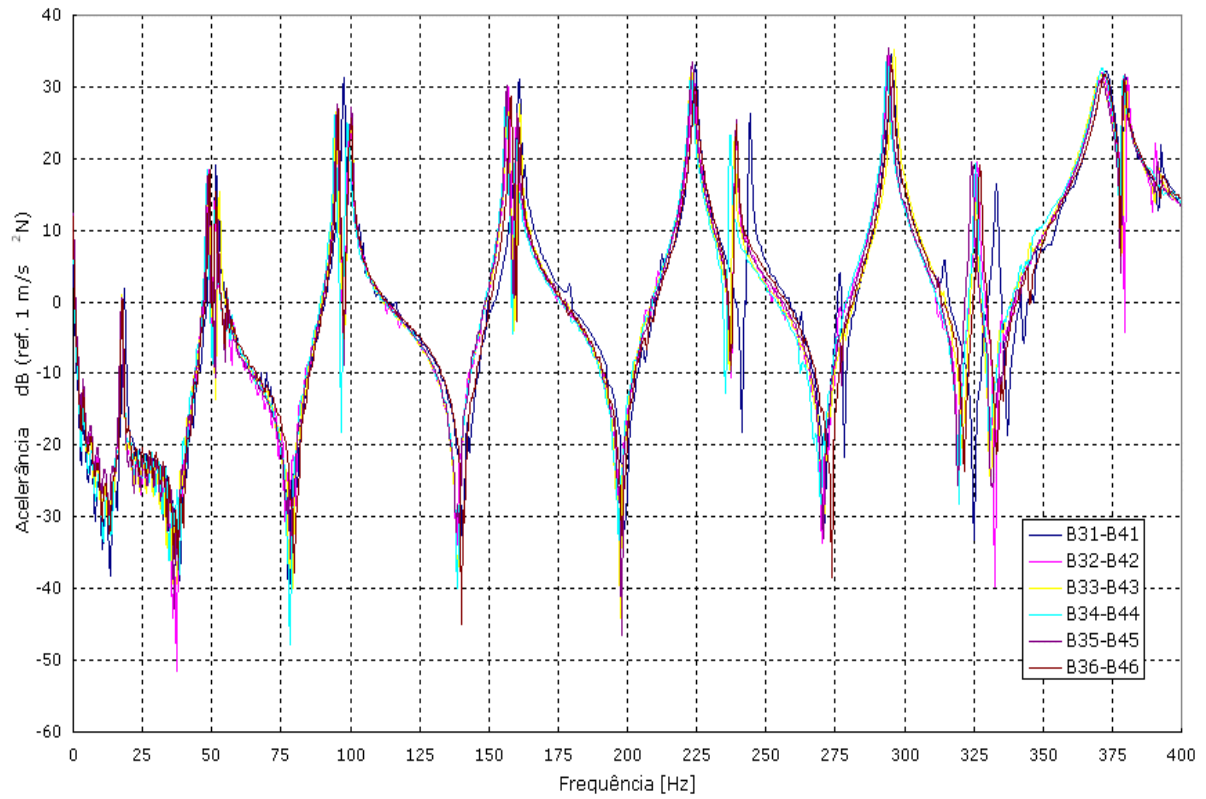


Figura A-35 FRFs do acoplamento B com três pontos de soldadura

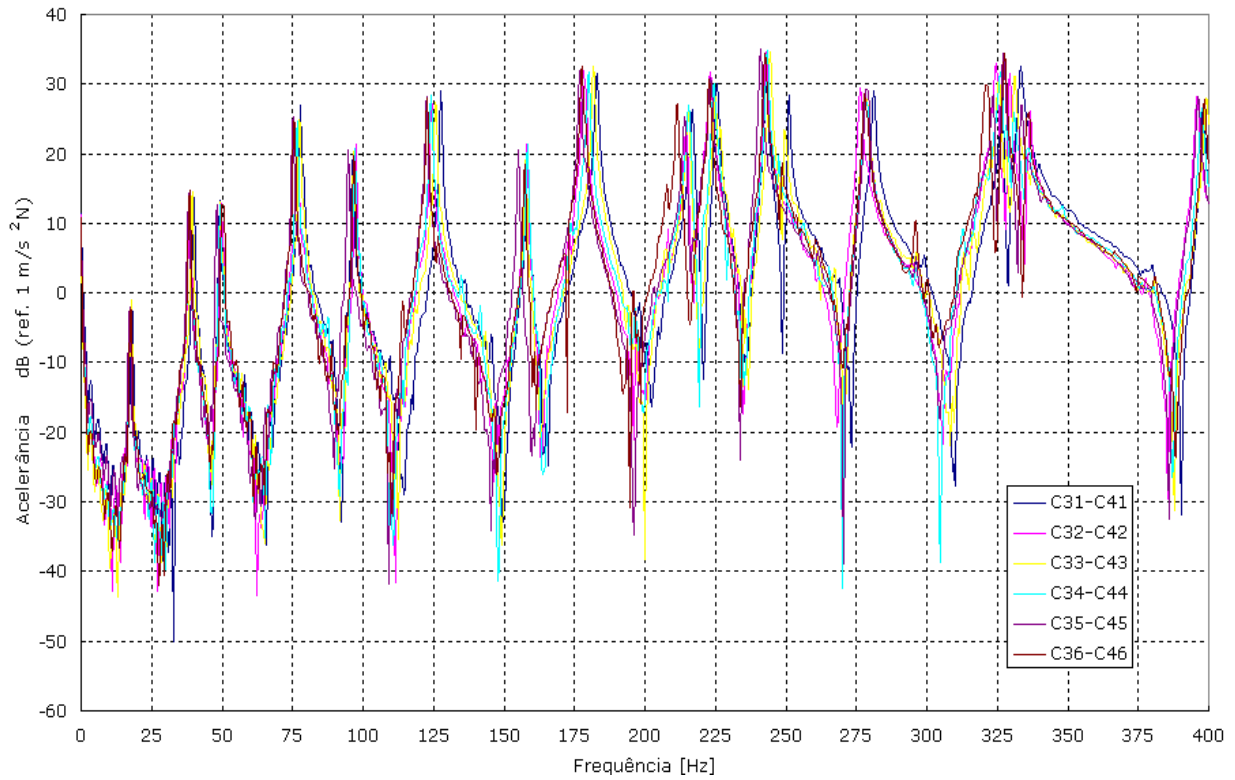


Figura A-36 FRFs do acoplamento C com quatro pontos de soldadura

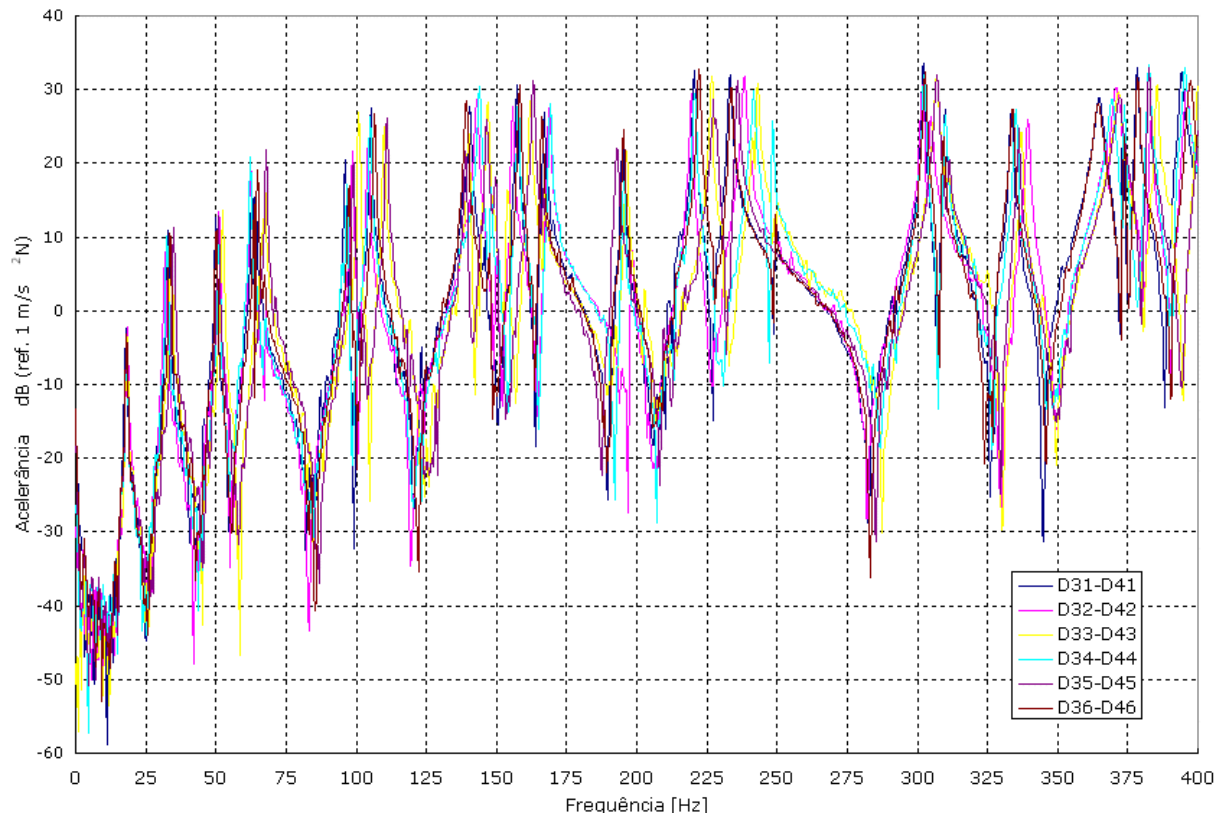


Figura A-37 FRFs do acoplamento D com cinco pontos de soldadura

Referências

- 1 Wang, J., Sas, P.
JOINT MODELS AND THEIR PARAMETERS FOR FE DYNAMIC ANALYSIS
Proceedings of the 15th International Seminar on Modal Analysis (ISMA), Leuven, Belgium, 1990
- 2 Nobari, A. S., Robb, D. A., Ewins, D. J.
A NEW APPROACH TO MODAL-BASED STRUCTURAL DYNAMICS MODEL UPDATING AND JOINT IDENTIFICATION
Proceedings of the 10th International Modal Analysis Conference (IMAC X), San Diego, California, USA, 1992
- 3 Nobari, A. S., Robb, D. A., Ewins, D. J.
MODEL UPDATING AND JOINT IDENTIFICATION METHODS: APPLICATIONS, RESTRICTIONS AND OVERLAP
The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol. 8, no. 2, 1993
- 4 Arruda, J. R. F. and Santos, J. M. C.
MECHANICAL JOINT PARAMETER ESTIMATION USING FREQUENCY RESPONSE FUNCTIONS AND COMPONENT MODE SYNTHESIS
Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 7 (6), 493-508, 1992
- 5 Mottershead, J. E., Friswell, M. I., Ng, G. H. T., and Brandon, J. A.
EXPERIENCE IN MECHANICAL JOINT MODEL UPDATING
Proceedings of the 19th International Seminar on Modal Analysis (ISMA), Leuven, Belgium, 1994
- 6 Moon, Y.-M., Jee, T.-H., Park, Y.-P.
DEVELOPMENT OF AN AUTOMOTIVE JOINT MODEL USING AN ANALYTICALLY BASED FORMULATION
Journal of Sound and Vibration, 220(4), 625-640, 1999
- 7 Draemeker, A., Ladevèze, P., Collard, E., Leconte, P.
MODELLING AND IDENTIFICATION OF JOINTS PARAMETERS: APPLICATION TO BOLDED PLATES
Proceedings of the 25th International Seminar on Modal Analysis (ISMA), Leuven, Belgium, 2000, Vol. 2
- 8 Morais, P. G., Silva, J. M. M. and Carvalhal, F. J.
MODELLING OF MOVEABLE JOINTS FOR MODEL UPDATING OF DYNAMIC MECHANICAL SYSTEMS
The International Conference on Structural Dynamics Modelling, Madeira, Portugal, 2002
- 9 Tsai, J. S., Chou, Y. F.
THE IDENTIFICATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A SINGLE BOLT JOINT
Journal of Sound and Vibration, 125(3), 487-502, 1988
- 10 Romgong, J. A.
REDUCING VIBRATION LEVELS USING "SMART JOINT" CONCEPTS
Proceedings of the 25th International Seminar on Modal Analysis (ISMA), Leuven, Belgium, 2000, Vol. 2

-
- 11 Jarvis, Brian, P.
SIMPLE JOINT MODELS
Proceedings of the 25th International Seminar on Modal Analysis (ISMA), Leuven, Belgium, 2000, Vol. 2
 - 12 Liu, Yanbin, Lim, C. Teik and Wang, Yi
VIBRATION CHARACTERISTICS OF WELDED BEAM AND PLATE STRUCTURES
Journal Noise Control Eng., 49(6), 2001 Nov-Dec
 - 13 Wang, Yi and Lim, C. Teik
AN EXPERIMENTAL AND COMPUTATIONAL STUDY OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF SPOT-WELDED SHEET METAL STRUCTURES
SAE 2001 World Congress Detroit, 2001-01-0431, Michigan 2001
 - 14 Lardeur, P., Lacouture, E, Blain, E.
SPOT WELD MODELLING TECHNIQUES AND PERFORMANCES OF FINITE ELEMENT MODELS FOR THE VIBRATIONAL BEHAVIOUR OF AUTOMOTIVE
Proceedings of the 25th International Seminar on Modal Analysis (ISMA), Leuven, Belgium, 2000, Vol. 2
 - 15 Vlahopoulos, N. and Zhao, X.
NA APPROACH FOR EVALUATING POWER TRANSFER COEFFICIENTS FOR SPOT-WELDED JOINTS IN NA ENERGY FINITE ELEMENT FORMULATION
Journal of Sound and Vibration, 220(1),135-154, 1999
 - 16 Heiserer, D., Chargin, M., Sielaff, J.
HIGH PERFORMANCE, PROCESS ORIENTED, WELD SPOT APPROACH
1° MSC World Automotive, Munich, Germany, 1999
 - 17 A. Jonscher, M. Lewerenz, G. Luehrs,
THE NEW SPOT WELD ELEMENT IN THE CAE PROCESS
Processing of the 1° MSC World Automotive, Munich, Germany, 1999
 - 18 H, David
FREQUÊNCY DDOMAIN CONSIDERATIONS IN VEHICULE DESIGN FOR OPTIMAL STRUTURAL FEEL
SAE 2000 World Congress Detroit, 2000-01-1344, Michigan 2000
 - 19 Robert Bosh GmbH
Automotive Handbook
SAE, Society of Automotive Engineers, 2000, pp. 197
 - 20 John Fenton
Handbook of Vehicle Design Analysis
SAE, Society of Automotive Engineers, 1999, pp. 177
 - 21 J. F. Oliveira, L. Quintino
Processos de Soldadura, volume II
Edições Técnicas do Instituto de Soldadura, 1993, pp. 20-32
 - 22 Manuais do Ansys, versão 6.0, Outubro 2001
 - 23 Matlab, the Language of Technical Computing - User's Manual,
The MathWorks Inc., 2002.

24 Database Toolbox for use with Matlab,
The MathWorks Inc., 2002.

25 Maia, N. M. M., Silva, J. M. M.
Theoretical and Experimental Modal Analysis
Reserch studies Press, Ltd, 1997, pp. 38-39