

FÁBIO XAVIER DE MELO

**Aplicação de técnicas híbridas de TPA na determinação de forças operacionais
em diferentes condições de contorno**

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Ciências.

Área de Concentração: Dinâmica de Máquinas e Sistemas.

Orientador: Prof. Dr. Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira.

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE DA
VERSÃO CORRIGIDA.
A VERSÃO ORIGINAL ENCONTRA-
SE DISPONÍVEL JUNTO AO
DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECANICA DA
EESC-USP.

São Carlos

2017



Class.	TESE
Cutt.	9933
Tombo	T017/18
Sysno	2371136

31100210554

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

06.02.18

118a Xavier de Melo, Fábio
 Aplicação de técnicas híbridas de TPA na
determinação de forças operacionais equivalentes em
diferentes condições de contorno / Fábio Xavier de
Melo; orientador Leopoldo Pisanelli Rodrigues de
Oliveira. São Carlos, 2017.

 Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica
das Máquinas e Sistemas -- Escola de Engenharia de São
Carlos da Universidade de São Paulo, 2017.

 1. TPA. 2. Vibrações. 3. Component-based. 4. NVH.
I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **FABIO XAVIER DE MELO**.

Título da tese: "Aplicação de técnicas híbridas de TPA na determinação de forças operacionais equivalentes em diferentes condições de contorno".

Data da defesa: 11/12/2017.

Comissão Julgadora:

Resultado:

Prof. Dr. **Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira**
(Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Associado **Rodrigo Nicoletti**
(Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)

Aprovado

Prof. Dr. **Flavio Yukio Watanabe**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

Aprovado

Prof. Dr. **Paulo José Paupitz Gonçalves**
(Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"/UNESP – Bauru)

Aprovado

Prof. Dr. **Vitor Ramos Franco**
(Universidade Federal de São Carlos/UFSCar)

Aprovado

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica:
Prof. Associado **Gherhardt Ribatski**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Luís Fernando Costa Alberto**

À minha amada filha Helena

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Prof. Dr. Leopoldo Pisanelli Rodrigues de Oliveira, que no período de realização deste trabalho muito me ensinou, contribuindo para meu crescimento científico, cultural e intelectual.

Ao CNPq pela concessão da bolsa de doutorado que viabilizou a realização deste trabalho.

À Escola de Engenharia de São Carlos (EESC) por ter propiciado a estrutura necessária para o desenvolvimento e realização das atividades.

Aos funcionários do Laboratório de Dinâmica (Labdin), Cris, Xina Sergio e Diego pelo auxílio nas questões administrativas e técnicas e pela convivência.

Aos meus colegas Jaime e Ricardo pelo incentivo, auxílio e pela amizade ao longo destes anos.

Aos meus pais, sogros e demais familiares e amigos, pelo incentivo e apoio nos momentos difíceis, a minha esposa Luana pela paciência e amor.

A Deus, por me conceder saúde e força de vontade para vencer mais esta etapa da minha vida.

RESUMO

Melo, F.X. (2017). **Aplicação de técnicas híbridas de TPA na determinação de forças operacionais equivalentes em diferentes condições de contorno.** 104f. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2017.

A análise de caminhos de transferência de energia (TPA na sigla em inglês para *Transfer Path Analysis*) é uma ferramenta útil para solução de problemas de ruído e vibrações, uma vez que, auxilia no estudo das fontes e dos caminhos de propagação, permitindo propor modificações eficientes para minimizar o ruído/vibração nas regiões de interesse ou atribuir características desejáveis para tais componentes, mesmo em etapas anteriores a construção de protótipos físicos. Na TPA clássica as forças operacionais são características do sistema completo (subsistema ativo + subsistema passivo), isso implica no fato de que, a cada modificação em um dos subsistemas, é necessário refazer todos os testes para correta determinação do ruído ou vibração nos pontos de interesse, constituindo-se em um dos entraves para utilização generalizada da TPA clássica no processo de desenvolvimento de produtos. Por este motivo, nos últimos anos, tem-se renovado o interesse no desenvolvimento de técnicas mais rápidas e mais simples de análise de caminhos de transferência de energia, visando contornar as limitações operacionais da TPA clássica. Neste cenário, destaca-se o conjunto de métodos denominado *de* TPA baseada em componentes que é um conjunto de métodos que caracteriza a excitação de uma fonte de ruído ou vibração através de um conjunto de forças ou velocidades equivalentes inerentes apenas ao subsistema ativo. Desta forma, as respostas, em pontos de interesse localizados no subsistema passivo, podem ser calculadas através destas forças e das FRF do sistema completo. Os principais métodos desta classe de TPA são o *da força bloqueada*, *velocidade livre*, *interface híbrida* e *in situ*. Este trabalho apresenta uma análise crítica dos métodos da TPA clássica e da *TPA baseada em componentes* e propõe uma utilização conjunta destes métodos no processo de determinação de forças equivalentes do subsistema ativo que, combinadas com a dinâmica do subsistema passivo, permite prever a vibração em pontos de interesse localizados no subsistema passivo, sem que seja necessário analisar o sistema completo.

Palavras-Chave: TPA; TPA baseada em componentes; força bloqueada; velocidade livre; TPA in situ

ABSTRACT

Melo, F.X. (2017). **Application of hybrid TPA techniques in the determination of equivalent forces under different boundary conditions.** 104f. Doctoral Thesis – São Carlos School of Engineering, University of São Paulo, São Carlos, 2017.

The transfer path analysis (TPA) is a useful tool for solving NVH (Noise, Vibration and Harshness) problems as it helps studying the sources and propagation paths, which enables efficient modifications to minimize noise & vibration at specific targets or even assigning desirable features to such components, even in stages prior to the construction of physical prototypes. In the classical TPA the operational forces are characteristics of the complete system (active subsystem + passive subsystem), this implies that, with each modification in one of the subsystems, it is necessary to redo all the tests for the correct determination of the noise or vibration in the points of interest, which is one of the obstacles to the widespread use of classic TPA in all sorts of product development. For this reason, in recent years, interest has been renewed in the development of faster and simpler techniques for analyzing energy transfer paths, to overcome the operational limitations of classical TPA. In this scenario, a set of methods called component-based TPA is highlighted, which consists of characterizing the excitation of a source of noise and/or vibration through a set of equivalent forces or velocities inherent only to the active subsystem. In this way, the responses at target locations on the passive subsystem can be calculated through these forces and the FRF of the complete system. The main methods of this class of TPA are the blocked-force, free-velocity, hybrid interface and in situ. This thesis presents a critical analysis of the classical TPA and component-based TPA methods and proposes a the combined use of these methods in the process of determining equivalent forces of the active subsystem which, combined with the passive subsystem dynamics, allows the prediction of the vibrational behavior of the assembly at targeted locations on the passive subsystem, without the need for a full experimental analysis of the assembled system.

Keywords: TPA, Component-based TPA, blocked-force, free-velocity, in situ TPA.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	3
1.1	Objetivos	7
1.2	Contribuições	8
1.3	Estrutura da Tese	9
1.4	Revisão Bibliográfica	9
2	MÉTODOS CLÁSSICOS DE ANÁLISE DE CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA.....	15
2.1	O Modelo da TPA de Entrada-Resposta	16
2.2	Determinação das Forças Operacionais Estruturais	18
2.2.1	<i>Método da rigidez complexa</i>	18
2.2.2	<i>Método da inversão matricial</i>	19
2.3	Obtenção das Funções de Resposta em Frequência.....	20
3	TPA BASEADA EM COMPONENTES	23
3.1	Força Bloqueada.....	24
3.2	Velocidade Livre	25
3.3	Interface Híbrida	26
3.4	In Situ.....	27
4	MOCK-UP E BANCADA DE TESTES	29
5	CONDIÇÕES DE CONTORNO, SENSORES E PARÂMETROS UTILIZADOS NOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS DE TPA	35
6	TPA CLÁSSICA	39
6.1	Procedimento Experimental	39
6.2	Resultados da TPA para a Condição de Contorno Flexível.....	40
6.2.1	<i>Método da medição direta</i>	40
6.2.2	<i>Método da inversão matricial</i>	42
6.2.3	<i>Comparação entre os métodos da medição direta e da inversão matricial</i>	43
6.3	Resultados da TPA para a Condição de Contorno Rígida	46
7	CONFIGURAÇÃO DE BANCADA.....	51
7.1	Forças Operacionais Equivalentes.....	52

7.2	Resultados da TPA para a Configuração de Bancada	53
8	FORÇA BLOQUEADA	55
8.1	Procedimento Experimental.....	55
8.2	Forças Operacionais Equivalentes	56
8.3	Resultados da TPA para Condição de Contorno Flexível	58
8.4	Resultados da TPA para Condição de Contorno Rígida	63
9	VELOCIDADE LIVRE	71
9.1	Procedimento Experimental.....	71
9.2	Forças Operacionais Equivalentes	72
9.3	Resultados para a Condição de Contorno Flexível	73
9.4	Resultados para a Condição de Contorno Rígida	75
10	IN SITU	79
10.1	Procedimento Experimental.....	79
10.2	Forças Equivalentes Operacionais	80
10.3	Resultados para a Condição de Contorno Flexível	80
10.4	Resultados para a Condição de Contorno Rígida	82
11	CONCLUSÕES	85
12	TRABALHOS FUTUROS	89
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	91

1 INTRODUÇÃO

Durante seu funcionamento, um automóvel é submetido a diversas excitações dinâmicas que geram ruído e vibração que são transmitidos para o seu interior, bem como radiados externamente. Altos níveis de ruído e vibração reduzem consideravelmente o conforto veicular, causando danos à saúde dos ocupantes. Além disso, diminuem a vida útil e a confiabilidade de certos componentes do veículo devido, por exemplo, à fadiga, o que reduz a segurança veicular (MELO, 2013). Mesmo que abaixo de níveis danosos a saúde, as características de ruído e vibração de um veículo, ou produto de consumo em geral, são fatores determinantes na sua aceitação e posicionamento de mercado (GUIMARÃES, 2008). Estudos de refinamento se justificam para produtos de alto valor agregado, pois podem refletir subjetivamente a qualidade do produto e ser um dos fatores centrais na escolha de compra.

A análise de caminhos de transferência de energia (*TPA* na sigla em inglês para *Transfer Path Analysis*) é uma técnica que avalia a contribuição de diferentes caminhos de propagação de energia vibroacústica entre uma fonte e um receptor, ligados entre si através de várias conexões, sendo seu principal campo de aplicação é a indústria automotiva (PLUNT, 2005).

No entanto, a aplicação das técnicas de *TPA* não se restringe apenas à solução de problemas vibroacústicos de veículos, sendo possível aplicá-la no processo de desenvolvimento de máquinas e equipamento, inclusive no desenvolvimento de produtos da linha branca. Sua utilização em diferentes setores industriais motivou a criação de um comitê para o desenvolvimento de uma norma *ISO* (sigla em inglês para *International Organization for Standardization*) (*ISO/CD 20270*) com o objetivo de uniformizar a aplicação das técnicas de *TPA* nos diferentes segmentos industriais.

A Figura 1.1 apresenta a ideia básica da *TPA* é possível quantificar e identificar a importância relativa dos caminhos de transferência de energia entre a uma fonte e um receptor, em uma dada banda de frequência, verificando-se quais os caminhos (acústicos ou estruturais) contribuem mais significativamente neste processo (GAJDÁTSY, 2011). Além disso, conhecendo-se as fontes e os caminhos de transferência é possível propor modificações capazes de minimizar o ruído/vibração nas regiões de interesse, ou atribuir características desejáveis

para tais componentes, envolvendo técnicas de controle passivo e ativo de ruído e vibrações (MELO et al., 2013).

Figura 1.1: Fonte, caminhos de transferência e receptor.



Fonte: Adaptado de LMS (2010).

Conforme dito anteriormente, fontes, caminhos de transferência e receptores são elementos fundamentais na construção de um modelo de *TPA*, portanto, é importante conhecer as características de cada um destes elementos antes de elaborar um modelo de *TPA* para o sistema em estudo. Como será discutido adiante, a decisão de como dividir estes subsistemas não é única e deve ser feita com base em diversos fatores que vão desde a facilidade em separar as fontes dos caminhos até a relevância técnica de incluir determinado componente (ou subsistema) no modelo das fontes ou dos caminhos.

Com relação aos caminhos de transferência, o ruído (ou vibração) pode penetrar no interior do sistema em estudo através de aberturas. Alternativamente, o ruído exterior pode causar vibrações de painéis que produzindo variações e, posteriormente flutuações de pressão (ruído) no seu interior. Dependendo do mecanismo de propagação é comum classificar os caminhos de transferência de energia vibroacústica em aéreo (*air borne*) ou estrutural (*structure borne*). Desta forma, definem-se:

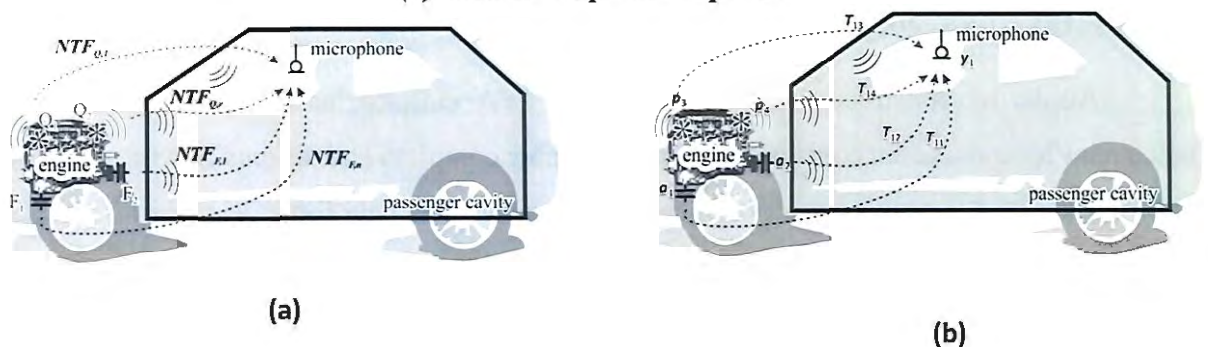
Caminho estrutural: os subsistemas classificados como fontes presentes no sistema transmitem forças dinâmicas para a estrutura através dos pontos de conexão. Estas forças induzem vibrações que são transmitidas por todo o sistema e são percebidas na forma de vibração ou ruído (devido à excitação de painéis) pelos receptores nos pontos de interesse.

Caminho aéreo: fontes acústicas (velocidade de volume) geram ondas de pressão que atingem os receptores de forma direta ou indireta, ao induzirem vibrações em painéis que, por sua vez, induzem ondas de pressão no interior de cavidades.

O receptor é o elemento final na modelagem da *TPA*, é ele quem experimenta as sensações de ruído e vibração. Por exemplo, em um automóvel, os caminhos de transferência de energia representam os caminhos pelos quais a energia vibroacústica é transmitida desde as fontes geradoras (como o motor, rodas, tubos de admissão e escape) até chegar aos receptores (em geral relacionados aos ocupantes do veículo), seja pela percepção da vibração, através do tato (torço, mãos e pés), seja pela percepção sonora (posição dos ouvidos dos ocupantes) (MELO; OLIVEIRA, 2012).

Ao longo dos anos, foram desenvolvidos diferentes métodos de *TPA*, no entanto, estes métodos podem ser classificados em dois grupos de acordo com o tipo de modelo utilizado para descrever o sistema, conforme apresentado na Figura 1.2.

Figura 1.2: Classificação dos métodos de TPA. (a) TPA de entrada-resposta. (b) TPA de resposta-resposta.



No primeiro grupo encontram-se os métodos de *TPA* de entrada-resposta, que descrevem o comportamento do sistema em função das cargas aplicadas na entrada e das respostas obtidas na saída (GAJDÁTSY, 2010). O segundo grupo é constituído pelos métodos de *TPA* de resposta-resposta que descrevem o sistema em função apenas de respostas (como por exemplo aceleração/aceleração ou pressão/aceleração), tanto na entrada como na saída. Existem ainda os métodos mistos, que requerem que algumas *FRF* de saída/entrada sejam obtidas, mas lançam mão de modelos simplificados de juntas flexíveis para agilizar o processo (GAJDÁTSY, 2010).

Na construção de um modelo de *TPA* de entrada-resposta dois pontos são críticos, o primeiro é a determinação das forças operacionais e o segundo é a medição das *NTF* (na sigla em inglês para *Noise Transfer Functions*, que é a nomenclatura utilizada para se referir as *FRF*) do subsistema passivo. Dependendo do método de identificação das forças operacionais empregado, é necessário medir um grande número de *FRFs*.

Além disso, durante estas medições, o subsistema ativo deve ser removido para a obtenção de resultados mais precisos. Sendo assim, os métodos clássicos de *TPA* do tipo entrada-resposta são realizados por procedimentos de medições mais demorados e complexos (PLUNT, 2005).

Um dos pontos críticos para a utilização generalizada da *TPA* no processo de desenvolvimento de veículos é o tempo gasto para construir um modelo completo, uma vez que, são necessários não apenas testes de funcionamento (operacionais), mas também medidas de *FRF*. Por este motivo, nos últimos anos tem havido um interesse renovado no desenvolvimento de técnicas mais rápidas e mais simples de análise de caminhos de transferência de energia, visando contornar essa limitação (JANSSENS et al., 2008; KEERSMAEKERS, 2015).

Ainda, na construção de um modelo de *TPA* clássica, as forças operacionais são calculadas levando-se em conta a dinâmica do sistema completo (subsistema ativo + subsistema passivo), ou seja, estas forças não são caracterizadas apenas pela fonte de ruído ou vibração. Por este motivo, uma análise de *TPA* clássica não é capaz de prever os efeitos de mudanças em um dos subsistemas, sendo necessária uma nova análise a cada modificação (MELO et al., 2013)

Neste contexto, as técnicas conhecidas como *Component-Based TPA* (ou *TPA* baseada em componentes, numa tradução livre) caracterizam as excitações das fontes de ruído e vibração como uma característica inerente apenas a este subsistema, ou seja, estas forças são independentes das características dinâmicas do sistema passivo. Desta forma, é possível prever o ruído e a vibração em qualquer subsistema passivo, bastando-se conhecer as características dinâmicas dos subsistemas e do sistema completo (M.V. VAN DER SEIJS, et al., 2015). É importante destacar que, dentro deste escopo, o subsistema ativo ou passivo (ou ambos) podem ser caracterizados de forma numérica ou experimental.

Quando são combinadas análises numéricas e experimentais na mesma *TPA*, por exemplo, a caracterização do componente ativo de forma experimental combinada à descrição numérica do sistema passivo, denomina-se o processo de *TPA híbrida*. Estas técnicas permitem a previsão do desempenho de produtos em uma etapa precoce do desenvolvimento, uma vez que é comum na evolução de um produto que os subsistemas ativos (como os motores) sejam mantidos nas atualizações dos produtos. Ainda, alguns desses sistemas podem ser fornecidos por terceiros, como é o caso dos diversos motores elétricos que compõem um veículo moderno. A caracterização experimental destes componentes no contexto de uma *TPA baseada em componentes* permitiria previsões híbridas durante o projeto dos subsistemas passivos (RIXEN,2016).

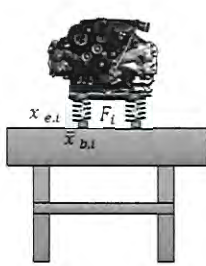
1.1 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é analisar criticamente as principais técnicas de *TPA* e explorar uma metodologia capaz de determinar as forças equivalentes de um sistema, composto por uma fonte ativa e um sistema passivo, mesmo quando as condições de contorno em etapas subsequentes da análise forem distintas. A Figura 1.3 apresenta um possível cenário de aplicação desta metodologia na determinação das forças operacionais de um motor montado em um veículo, quando conhecidas apenas as características dinâmicas e forças do mesmo motor em condição de laboratório (funcionando em uma bancada de testes ou dinamômetro), e a dinâmica do sistema passivo (seja de forma experimental ou virtual – daí a natureza híbrida do método). Subentende-se que as condições de contorno para o motor possam ser distintas, seja pelo uso de coxins diferentes ou mesmo pelas diferenças entre a impedância mecânica do suporte do dinamômetro e do chassi.

Desta forma, seria possível, por exemplo, proceder uma análise de *TPA* em um modelo virtual de veículo em desenvolvimento, com dados experimentais de um motor existente ou prever o impacto do uso de um motor diferente em veículo existente.

Figura 1.3: Contextualização do problema.

Bancada de Testes



FRFs (Experimentais/numéricas) do veículo



Forças operacionais (bancada de testes) + FRs do Veículo \rightarrow Estimar ruído e vibração no interior do veículo

Ainda, podem-se definir os seguintes métodos/objetivos específicos:

- I. Revisitar as técnicas clássicas de *TPA*, sob a ótica do cenário proposto, afim de identificar a(s) técnica(s) mais adequada para o desenvolvimento deste trabalho;
- II. Desenvolver uma bancada de testes em que se possa aplicar as técnicas de obtenção das forças operacionais, necessárias à construção de modelos de *TPA*;
- III. Apresentar uma comparação dos resultados obtidos pelos métodos de identificação das forças operacionais com suas vantagens e desvantagens;
- IV. Determinar as forças operacionais equivalentes do motor na bancada de testes e comparar com as forças obtidas com o motor presente no protótipo do veículo;
- V. Aplicar técnicas híbridas de *TPA* para estimar as forças operacionais obtidas na bancada de testes, de tal forma que estas sejam equivalentes as forças obtidas com o motor funcionando no protótipo do veículo.

1.2 Contribuições

As principais contribuições deste trabalho são:

- o Apresentar uma análise crítica e comparativa entre os métodos clássicos de *TPA* e os métodos da *TPA baseada em componentes* que são o estado-da-arte.
- o Propor a utilização conjunta dos métodos clássico e da *TPA baseada em componentes* na determinação de forças equivalentes de um sistema, composto por uma fonte ativa e um sistema passivo, sem que haja necessidade de montar o subsistema ativo no sistema passivo.

- Demonstrar de maneira detalhada os procedimentos experimentais dos métodos da *TPA baseada em componentes*, uma vez que, na maioria das situações observadas na literatura, os procedimentos de medição não possuem detalhamento suficiente para sua reprodução.
- Verificar as limitações práticas de cada um dos métodos da *TPA baseada em componentes*;
- Verificar a influência da rigidez dos pontos de conexão entre os subsistemas ativo e passivo na qualidade dos resultados obtidos através dos métodos *TPA baseada em componentes*.

1.3 Estrutura da Tese

Incluindo-se a Introdução, os objetivos, contribuições e a revisão da literatura apresentados no Capítulo 1, esta tese divide-se em 12 capítulos. O capítulo 2 apresenta os aspectos teóricos da TPA clássica, com destaque para os métodos de determinação das forças operacionais e de medição da *FRF* no subsistema passivo. No Capítulo 3 são descritos os principais métodos da *TPA baseada em componentes* conhecidos como: *força bloqueada*; *velocidade livre*; *interface híbrida* e *in situ*. O Capítulo 4 apresenta os detalhes do desenvolvimento da bancada de testes (*mock-up*) utilizado nos ensaios experimentais desenvolvidos neste trabalho. O Capítulo 5 apresenta o detalhamento da metodologia e dos procedimentos experimentais adotados na realização dos experimentos. O Capítulo 6 apresentam-se os resultados experimentais da TPA clássica. Os Capítulos 7, 8, 9 e 10 os procedimentos e os resultados obtidos através dos métodos da *TPA baseada em componentes*. No Capítulo 11 encontra-se as conclusões obtidas a partir da análise dos resultados e, finalmente, no Capítulo 12 estão contidas algumas sugestões para trabalhos futuros.

1.4 Revisão Bibliográfica

As primeiras publicações sobre estudos de *TPA* foram motivadas por demandas do setor militar. Nos anos de 1950 e 1960, muitas publicações tratavam de temas como a redução da transmissão de ruído e vibrações provenientes dos motores dos navios ou submarinos, com o objetivo de torna-los invisíveis aos radares (M.V. VAN DER SEIJS, et al., 2015).

Nos primeiros trabalhos publicados sobre *TPA* os problemas vibroacústicos estudados consideravam apenas a presença de uma única fonte, coerente, transmitindo vibração por um número discreto de pontos de conexão para uma cavidade na qual a resposta acústica ou estrutural era analisada. Com o desenvolvimento do método numérico da decomposição em valores singulares (*SVD- Singular Value Decomposition*), que é uma técnica de decomposição usadas para resolver esses problemas de múltiplas entradas parcialmente correlacionadas, a *TPA* passou a ser utilizada na solução de problemas contendo múltiplas fontes, aumentando significativamente seu potencial de aplicação (BOUVET, 2004).

Estes avanços despertaram o interesse da indústria que em meados da década de 1980 começou a desenvolver e aplicar a *TPA*, principalmente nos setores automotivo e aeroespacial. Sendo que um dos primeiros trabalhos nessa área foi escrito por Verheij (1986) que estudou caminhos de transferência de ruído em máquinas navais, demonstrando que por meio da *TPA* é possível tratar o processo de geração e transmissão de ruído e vibração de forma sistêmica. Ao longo dos anos as aplicações industriais motivaram o desenvolvimento diferentes métodos de *TPA* com destaque para um conjunto de métodos denominado de *TPA clássica*, que consistem, em geral, de dois passos: (i) a determinação das forças operacionais em cada caminho de transferência; (ii) a determinação das funções de resposta em frequência (*FRF*) de cada um destes caminhos. As forças operacionais podem ser obtidas diretamente através de medições utilizando-se transdutores de força, ou indiretamente por meio de medições auxiliares. As *FRF* podem ser medidas experimentalmente ou analiticamente por meio de modelos de elementos finitos. (GAJDÁTSY, 2010).

NA *TPA clássica* a utilização de técnicas indiretas de determinação de forças operacionais (por exemplo a técnica da inversão de matrizes) considera o acoplamento entre os subsistemas ativo e passivo. No entanto, esta abordagem utiliza medições de acelerações realizadas no subsistema passivo e, estas acelerações, podem conter distúrbios provenientes de outras fontes de ruído/vibração, o que afeta a qualidade dos resultados. Por outro lado, existem técnicas que utilizam medições de acelerações no subsistema ativo (*mount attenuation functions*), estas medições são menos afetadas por sinais de outras fontes, devido ao fato de utilizar montantes flexíveis. No entanto, neste caso o acoplamento entre os subsistemas é negligenciado.

Padilha (2006) realizou um estudo comparativo entre os *Métodos da Inversão Matricial* e da *Rigidez Complexa*, que são os mais utilizados na determinação das forças operacionais

necessárias para realização da *TPA* clássica. O Método da Inversão Matricial se mostrou adequado quando existe uma redundância no número de pontos observados e nas situações em que o subsistema ativo não é removido para realização das medições experimentais. Por outro lado, o Método da Rigidez Complexa demonstrou maior eficiência quando o subsistema ativo é removido ou se o descasamento de impedâncias entre fonte e estrutura é consideravelmente alto.

Guimarães (2008) realizou estudos com o objetivo de desenvolver métodos experimentais que permitissem identificar a contribuição de trajetórias vibroacústica em veículos e fez uma comparação entre a *TPA* clássica e o método de análise espectral em sistemas de Múltiplas Entradas e Única Saída (MISO). Ele conclui que a *TPA* permite a construção de um modelo físico mais detalhado, pelo fato dos parâmetros mecânicos (força e velocidade de volume operacionais, inertância, rigidez dinâmica, entre outros) serem acessíveis. Em contrapartida é um método mais demorado, pois são necessárias as *FRF* mútuas entre os pontos de entrada em condição não operacional, tanto para grandezas acústicas quanto para mecânicas ou estruturais.

A utilização da *TPA* no processo de desenvolvimento de um produto permite aplicar técnicas analíticas em modelos de simulação para calcular a contribuição de cada caminho de transferência sem a necessidade de realizar ensaios experimentais em estruturas físicas. Métodos numéricos como o método de elementos finitos, por exemplo, podem ser utilizados para prever o nível de ruído de um veículo durante seu desenvolvimento virtual (MELO, 2013). As Funções de Resposta em Frequência (*FRF*) podem ser estimadas analiticamente e usadas para desenvolver um modelo de *TPA* de um veículo. A subestruturação baseada em *FRF*, como apresentada por Cuppens et al. (2000) e Lim (2000), é uma técnica que pode ser empregada para desenvolver tais modelos. Desta forma, a *TPA* se apresenta como uma ferramenta útil no desenvolvimento de produtos, uma vez que por meio de técnicas híbridas (numérico/experimental) é possível reduzir o número de protótipos físicos e prever eventuais problemas vibroacústicos antes mesmo da construção do produto.

No entanto, um dos principais gargalos que impedem a utilização generalizada da *TPA* no processo de desenvolvimento de produtos é a grande quantidade de tempo necessária para construir um modelo completo, uma vez que, são necessários não apenas testes de funcionamento, mas também medidas de *FRF*. Por isso, nos últimos anos tem havido um interesse renovado no desenvolvimento de métodos mais rápidos e mais simples de análise de

caminhos de transferência de energia, visando contornar as limitações operacionais da *TPA clássica*, dentre os quais se destacam o *OPA* (do inglês *Operational Path Analysis*) e o *OPAX* (do inglês *Operational Analysis with eXogeneous Inputs*) (JANSSENS et al., 2008).

Ao longo dos últimos anos as técnicas clássicas de *TPA* foram se consolidando como ferramentas importantes para soluções de problemas vibroacústicos. No entanto, devido a necessidade de testes operacionais e remoção das fontes de ruído ou vibração para determinação das *FRF* que caracterizam os caminhos de transferência, esta classe de *TPA* consome bastante tempo em sua aplicação. Este cenário despertou a motivação para o desenvolvimento de novas técnicas que permitissem minimizar o tempo de construção dos modelos.

Estudando a *OPA*, de Klerk e Ossipov (2010) encontraram claras semelhanças com a técnica de análise modal experimental para Sistemas *MIMO* (sigla em inglês para *Multiple Input Multiple Output*). Com base no conhecimento de técnicas *MIMO*, eles verificaram que os sinais de entrada podem ser até certo ponto, coerentes. Porém, na prática, em aplicações veiculares, o nível de coerência pode ser elevado. Sendo assim, o método foi estendido com o uso de decomposição em valores singulares e aplicado ao problema de Ruído de Rodagem, cuja fonte é o contato pneu-pavimento. Os resultados obtidos mostram que o método *OPA* pode determinar com facilidade os caminhos de transferência de energia seja para fontes aéreas ou estruturais.

Gadjatsy et al. (2010) identificaram e descreveram limitações da *OPA* e apontaram os riscos potenciais da aplicação de tais métodos, concluindo que estas técnicas são um primeiro passo na busca de um método rápido e preciso de *TPA*, mas as limitações inerentes restringem severamente a gama de aplicações. Neste aspecto, novos métodos baseados em modelos paramétricos de carga são vistos ainda como promessas.

O método *OPAX* é um novo método de *TPA* baseado nas abordagens de inversão de matriz e na modelagem da rigidez de montantes (JANSSENS et al., 2011). A principal melhoria deste método, com relação a *OPA*, é a utilização de modelos paramétricos para identificar as cargas operacionais. Isso torna o método *OPAX* viável, permitindo a utilização de um modelo simples, baseado numa menor quantidade de dados experimentais para obtenção de uma solução rápida, ou aumentar a precisão dos resultados por meio de um modelo mais complexo e com a utilização de medidas adicionais (KLERK; OSSIPOV, 2010).

Com o objetivo de verificar a versatilidade dos métodos de *TPA* na solução de problemas vibroacústicos, Diez-Ibarbia et al. (2017) realizaram um estudo comparativo entre a *TPA* clássica e a *TPA* operacional utilizando-se um veículo elétrico. Os resultados obtidos para as respostas nos pontos de interesse apresentaram boa concordância com os resultados operacionais, demonstrando a versatilidade dos métodos de *TPA*.

Em um artigo de revisão, van der Seijs et al. (2015) apresentaram os principais métodos de *TPA* desenvolvidos ao longo dos anos, com destaque para o conjunto de métodos denominado *TPA baseada em componentes*, do qual fazem parte os métodos *da força bloqueada, velocidade livre, interface híbrida e in situ*. Estes métodos consideram que as forças nos pontos de conexão entre um sistema ativo e um passivo são características apenas da parte ativa, ou seja, podem ser determinadas de maneira independente, não sendo sensíveis a mudanças no sistema passivo.

Alber et al. (2016) utilizaram o método *da força bloqueada* na caracterização de um sistema de direção elétrica, com o objetivo de prever o ruído no interior de um veículo. Inicialmente, em uma bancada de testes, o método *da força bloqueada* foi utilizado para determinar as forças equivalentes nos múltiplos pontos de conexão do sistema. Na sequência, estas forças equivalentes foram transferidas para o veículo e o ruído foi determinado de maneira satisfatória.

Poucos são os trabalhos publicados por grupos de pesquisa brasileiros que tratam do estudo da *TPA* sendo que, nos trabalhos disponíveis, as aplicações se limitam ao estudo das técnicas clássicas. Por outro lado, nas publicações de grupos estrangeiros, o destaque é para técnicas operacionais (*OPA, OPAX*) e da *TPA* baseada em componentes, que corresponde ao estado-da-arte. No entanto, estas publicações não apresentam um detalhamento dos procedimentos experimentais o que, de certa forma, dificulta a reprodução destes testes. Por estas razões este trabalho apresenta uma análise crítica e comparativa entre os métodos clássicos de *TPA* e os métodos da *TPA baseada em componentes*, propondo a utilização conjunta dos métodos clássico e da *TPA baseada em componentes* na determinação de forças equivalentes de um sistema, composto por uma fonte ativa e um sistema passivo, sem que haja necessidade de montar o subsistema ativo no sistema passivo. Além disso, demonstrar de maneira detalhada os procedimentos experimentais dos métodos da *TPA baseada em componentes*.

2 MÉTODOS CLÁSSICOS DE ANÁLISE DE CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA DE ENERGIA

A análise de caminhos de transferência de energia é uma técnica que avalia a contribuição de diferentes caminhos de propagação de energia vibroacústica entre uma fonte e um receptor, ligados entre si através de várias conexões. A Figura 2.1 apresenta o princípio básico desta técnica. Através da *TPA* é possível quantificar e identificar a importância relativa dos caminhos de transferência de energia entre a uma fonte e um receptor, em uma dada banda de frequência, verificando-se quais os caminhos (acústicos ou estruturais) contribuem mais significativamente neste processo (GAJDÁTSY, 2011).

Figura 2.1: Conceito básico de TPA.



Os métodos clássicos de *TPA* consistem, em geral, de dois passos: (i) a determinação das forças operacionais em cada caminho de transferência; (ii) a determinação das funções de resposta em frequência (*FRF*) de cada um destes caminhos. Enquanto que as forças operacionais podem ser obtidas diretamente através de medições utilizando-se transdutores de força, ou indiretamente por meio de medições auxiliares, as *FRFs* dos caminhos podem ser medidas experimentalmente ou numericamente, por meio de modelos de elementos finitos.

Ainda, medições diretas das forças operacionais são inviáveis na maioria das situações práticas, uma vez que, na maior parte das vezes não existe espaço suficiente para correta inserção de transdutores nas regiões de interesse, além disso, a instalação de tais dispositivos pode acarretar modificações nas condições naturais do sistema, modificando-se assim os resultados obtidos (PADILHA, 2006). As subseções seguintes discutem cada um desses passos

e as especificidades de diferentes técnicas de obtenção das forças operacionais nos métodos clássicos de TPA.

2.1 O Modelo da TPA de Entrada-Resposta

Matematicamente o modelo de *TPA* do tipo entrada-resposta é construído a partir do conceito: fonte → caminho de transferência → receptor. Na construção deste modelo admite-se que os componentes ativos do sistema podem ser separados fisicamente do restante do sistema. Em outras palavras, o sistema é dividido em duas partes: 1) O subsistema ativo, e 2) O subsistema passivo.

O subsistema ativo contém as fontes vibroacústicas do sistema, estas fontes são classificadas como estruturais e acústicas. As fontes estruturais são componentes ativos (como, por exemplo, um motor de combustão ou um motor elétrico) que excitam o subsistema passivo através de pontos de conexão estrutural. Estas excitações são representadas pelas forças (F_1 e F_2 na Figura 2.2) que atuam na estrutura por meio dos elementos de conexão como por exemplo os coxins. As fontes acústicas produzem o ruído que é transmitido por via aérea até o receptor, são mensuradas através de medidas de velocidade de volume (“força acústica”) na fonte, representadas por Q_1 e Q_2 conforme ilustrado na Figura 2.2.

O subsistema passivo é formado pelo restante da estrutura, ou seja, é composto pelos caminhos de transferência de energia e pelos receptores. Por exemplo, em um automóvel, fazem parte do subsistema passivo o chassi, o compartimento de passageiros (que são os caminhos de transferência de energia), além dos ocupantes do automóvel que fazem o papel de receptores.

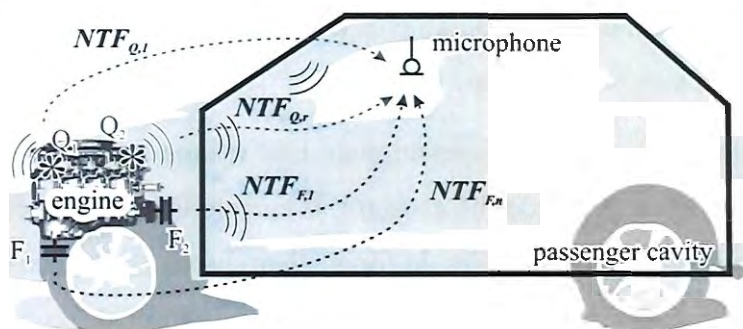
Os caminhos de transferência são definidos entre as fontes e os receptores. Caminhos que tem origem em fontes estruturais são denominados caminhos estruturais, e os caminhos com origem em fontes acústicas são denominados caminhos acústicos ou aéreos.

Os pontos de entrada dos caminhos são localizados na interface entre os subsistemas ativo e passivo, cada ponto de conexão estrutural entre os subsistemas constitui uma entrada de um caminho estrutural.

A escolha da divisão entre os sistemas ativo e passivo é, muitas vezes, uma opção, que tem efeitos diretos sobre o tipo de análise que pode ser feita e impõe dificuldades técnicas distintas, ao se escolher, por exemplo, pontos de conexão rígidos ou flexíveis para o ‘corte’. O centro acústico de cada fonte acústica do subsistema ativo é uma entrada de um caminho aéreo.

Por vezes, na prática, devido a dificuldade em caracteriza-las, algumas dessas fontes são negligenciadas. Na *TPA* os caminhos de transferência de energia são caracterizados de forma não-paramétrica através de funções de resposta em frequência do subsistema passivo (*FRF*).

Figura 2.2: Representação do modelo de TPA de entrada-resposta.



A *TPA* de entrada-resposta é modelada matematicamente através da equação a seguir (GAJDÁTSY, 2011):

$$y_k(\omega) = \sum_{i=1}^n F_i FRF_{F,i}(\omega) + \sum_{j=n+1}^r Q_j FRF_{Q,j}(\omega) \quad (2.1)$$

na qual, y_k corresponde à resposta no ponto de interesse devido às entradas, F_i e Q_j são, respectivamente, uma força mecânica e uma força acústica aplicadas na entrada, FRF_F e FRF_Q são funções de resposta em frequência dos caminhos de transferência de energia proveniente das fontes estruturais e acústicas presentes no subsistema ativo. Cada força operacional (aplicada na entrada) contribui com uma parcela para a resposta, y_k , correspondendo a cada um dos termos dos somatórios, por exemplo, para $i = 1$ a contribuição de F_1 para resposta y_k é dada por $F_1(\omega)FRF_{F,k_1}(\omega)$ e a soma de todas as parcelas de contribuição corresponde à resposta total.

Uma vez implementado este modelo, é possível identificar as contribuições individuais de cada caminho de transferência de energia e determinar quais caminhos são mais significativos no processo de transmissão de ruído e vibração e, a partir de tal conhecimento, propor medidas de controle para solucionar eventuais problemas de conforto acústico.

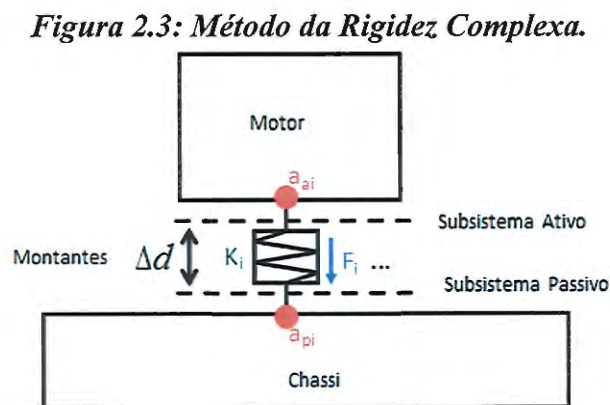
2.2 Determinação das Forças Operacionais Estruturais

Para construir um modelo de *TPA* do tipo entrada-resposta é necessário determinar as forças operacionais atuantes no subsistema passivo e as *FRF* dos caminhos de transferência de energia. As forças operacionais podem ser determinadas por meio de medições diretas, realizadas por transdutores de força, ou através de técnicas indiretas de medição (método da rigidez complexa e da inversão da matriz).

Medir diretamente as forças operacionais não é uma tarefa viável na maioria das situações práticas devido a limitações de espaço e as características geométricas das estruturas que dificultam a inserção de transdutores de força, além disso, a presença dos transdutores de força pode alterar significativamente a rigidez nos pontos de inserção, conduzindo a medições equivocadas (PADILHA, 2006). Sendo assim, as próximas sessões discutem dois dos métodos clássicos de obtenção das forças operacionais.

2.2.1 Método da rigidez complexa

Este método é preferido quando a rigidez dos coxins ou isoladores (elementos que conectam o sistema ativo ao passivo) é inferior a rigidez da estrutura. A Figura 2.3 apresenta um modelo para determinação das forças operacionais pelo método da rigidez complexa.



Nesta modelagem admite-se que o acoplamento cruzado entre os diferentes graus de liberdade do montante é desprezível e que cada montante se comporta como uma mola ideal (PADILHA, 2006; GAJDÁTSY, 2011). Cada mola equivale a um grau de liberdade do sistema e a força de cada grau de liberdade pode ser calculada a partir do deslocamento diferencial Δ_d de cada mola de rigidez k_i , conforme:

$$F_i(\omega) = k_i(\omega)\Delta d(\omega) = k_i(\omega) \frac{\alpha_{a,i}(\omega) - \alpha_{p,i}(\omega)}{\omega^2} \quad (2.2)$$

Após as medições das *NTFs* as contribuições de cada força para resposta total pode ser computada por meio da Equação 2.2.

Embora seja um método de medição relativamente simples, o método de rigidez complexa apresenta alguns inconvenientes. Primeiro, ele só pode ser utilizado para montantes flexíveis, uma vez que o deslocamento diferencial deve ser representativo. Em segundo lugar, dados de rigidez dos montantes são raramente disponíveis e o processo de medição da rigidez dinâmica é caro e demanda muito tempo.

Além disso, devido ao comportamento não-linear dos montantes os dados referentes a rigidez dinâmica disponíveis só são válidos para uma dada condição de carga e amplitude de excitação. Por último, o subsistema ativo deve ser removido para realizar as medições das *NTF*.

2.2.2 Método da inversão matricial

O método da inversão matricial, diferentemente do método da rigidez complexa, não se limita a conexões flexíveis entre as fontes e a estrutura, ou seja, pode ser empregado quando se tem conexões rígidas, como um parafuso ou buchas de elastômeros rígidos. Nesta abordagem, o processo de identificação inversa da força é combinado com o conceito de caminho de transferência.

Neste método, a identificação das forças operacionais, denotadas por $F_1 \dots F_n$ acontece em duas etapas: (i) Primeiro, o subsistema ativo é removido e são feitas medidas de *FRF* de aceleração entre os pontos de entrada das forças e um grande número de *pontos indicadores* no subsistema passivo, juntamente com as medições das *FRF* para pontos de interesse (receptores) denominados de alvos (JANSSENS et al., 2011). É recomendado que se usem medições das acelerações nos pontos de conexão entre os subsistemas passivo e ativo, contabilizadas como pontos indicadores adicionais nesta abordagem. (ii) No segundo passo, as medições nos receptores e nos pontos indicadores são realizadas em condições operacionais. Agrupando os dados obtidos têm-se a seguinte equação:

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} FRF_{11} & \dots & FRF_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ FRF_{m1} & \dots & FRF_{mn} \end{bmatrix}^+ \begin{bmatrix} a_{1p} \\ \vdots \\ a_{mp} \end{bmatrix}, \quad (2.3)$$

na qual:

$\begin{bmatrix} a_{1p} \\ \vdots \\ a_{mp} \end{bmatrix}$ = Vetor de acelerações operacionais medidas no subsistema passivo;

FRF_{ij} = FRF de aceleração obtida através das acelerações medidas no subsistema passivo e das forças aplicadas em cada caminho de transferência;

F_i = Força operacional estimada pelo método da inversão matricial; e

$\left[\right]^+$ = Matriz inversa generalizada de quadrados mínimos.

Para se obter uma solução única para as forças operacionais o número de pontos de medição (m) deve ser pelo menos igual ao número de forças a serem estimadas (n). No entanto, a utilização de pontos adicionais de medição de aceleração no subsistema passivo ($m > n$) melhora significativamente a qualidade dos resultados obtidos. Por outro lado, a utilização destes pontos adicionais de medição leva a uma matriz não-quadrada cuja inversa pode ser obtida pelo método da matriz inversa generalizada de quadrados mínimos (PADILHA, 2005)

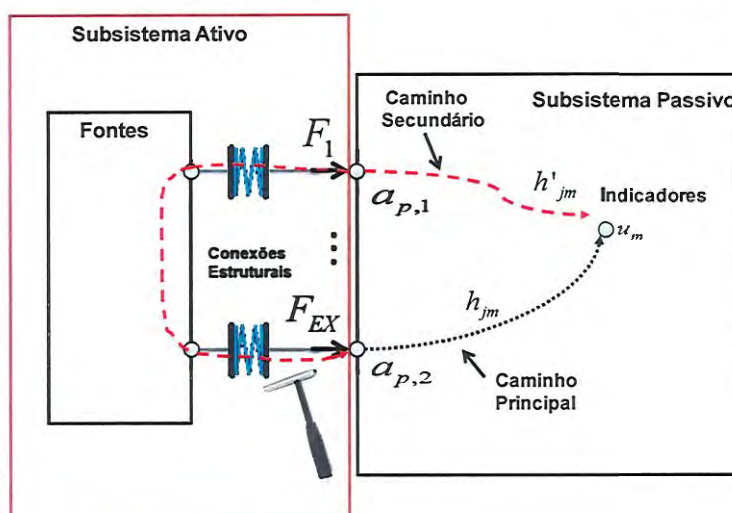
2.3 Obtenção das Funções de Resposta em Frequência

As FRF caracterizam os caminhos de transferência de energia vibroacústica através de relações entre grandezas físicas estabelecidas em pontos específicos, claramente definidos. A entrada do caminho pode ser interpretada como um estímulo ao sistema. A saída pode ser considerada como a resposta do sistema ao estímulo aplicado. As FRF são de fundamental importância para realização da TPA . Elas podem ser obtidas analiticamente por meio de modelos de elementos finitos, ou por via experimental. As técnicas experimentais para obtenção das FRF são bastante similares às empregadas em análise modal de estruturas, utilizando-se de martelos de impacto e excitadores eletrodinâmicos com transdutores de força para excitar a estrutura e medir as forças de entrada.

Para realizar as medições das FRF o subsistema ativo deve estar desacoplado do subsistema passivo. Isso é feito para evitar o acoplamento cruzado das entradas com a estrutura, conforme ilustrado na Figura 2.4, levando a resultados equivocados. Além disso, nas medições é comum negligenciar as contribuições dos graus de liberdade rotativos devido a dificuldades de ordem instrumental em realizar tais medições (TCHERNIAK, 2010). Estes podem se somar a algumas das fontes acústicas (também negligenciadas, como dito anteriormente) como incertezas que afetam a precisão do método. Porém, muitos autores acreditam que procedendo

desta forma os erros cometidos são pequenos e não comprometem os resultados (VERHEIJ, 1986; DESANGHERE, 1983). No entanto, outra parcela acredita que estas simplificações levam a resultados errôneos, porém, não apontam uma técnica para computar de maneira eficiente tais contribuições (INOUE; SINGH, 2007).

Figura 2.4: Resultado da medição de FRF com subsistema ativo acoplado.

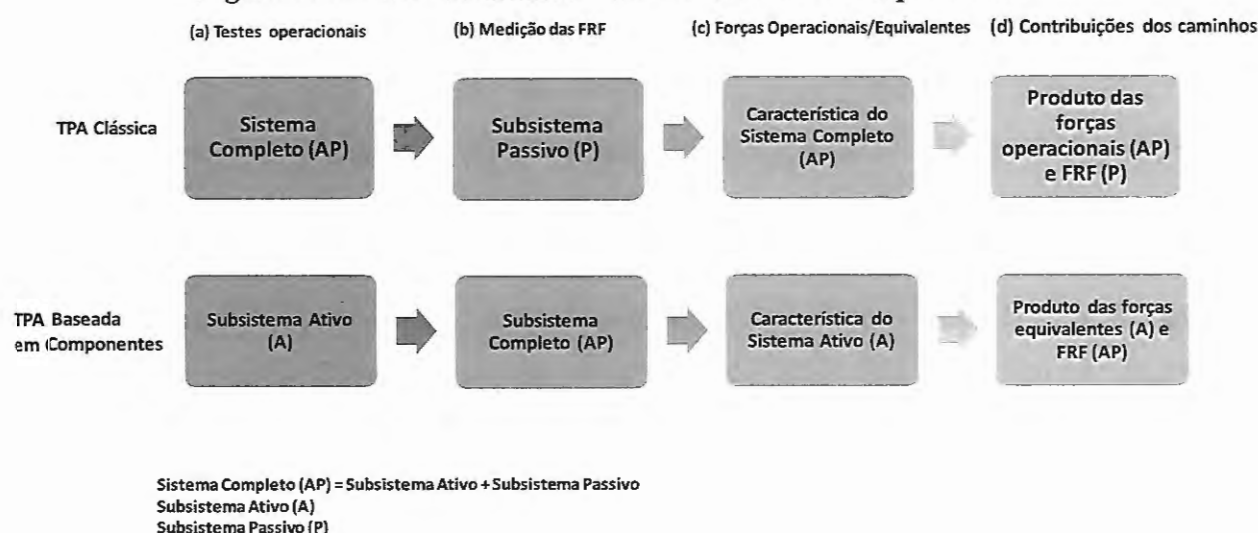


Outra fonte de erro, por vezes admitida na prática de *TPA*, é quando, buscando-se evitar as dificuldades técnicas de desmontar o sistema ativo e acelerar o processo, medem-se *FRF* do sistema passivo sem desmontar o sistema ativo (Fig. 2.4). Nestes casos, a resposta nos receptores se dá por meio da ação direta da força externa, combinada com efeitos secundários desta força que caminham pelo sistema ativo e excitam o sistema passivo por outros pontos de conexão. Nos casos em que as conexões entre os subsistemas são macias (descasamento de impedâncias mecânicas entre os subsistemas), as medições podem ser feitas sem a remoção das fontes (GAJDÁTSY, 2011).

3 TPA BASEADA EM COMPONENTES

A TPA baseada em componentes (tradução livre do inglês *Component-Based TPA*) é um conjunto de métodos de análise que caracteriza a excitação de uma fonte de ruído ou vibração através de um conjunto de forças ou velocidades equivalentes, considerando-a uma característica inerente apenas ao subsistema ativo, conforme apresentado na Figura 3.1.

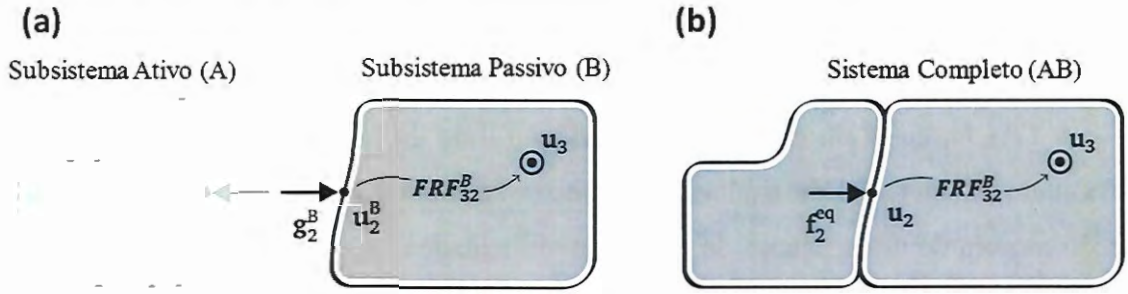
Figura 3.1: Fluxo de análise – TPA baseada em componentes.



As respostas, em pontos de interesse localizados no subsistema passivo, podem ser calculadas através destas forças e das *FRF* do sistema completo, obtidas com a fonte de ruído e vibração desligada, conforme apresentado na Figura 3.2.

De acordo com van der Seijs (2015) os métodos mais empregados da TPA baseada em componentes são: *força bloqueada* (tradução livre do termo em inglês *blocked-force*); *velocidade livre* (tradução livre do termo em inglês *free-velocity*); *interface híbrida* (tradução livre do termo em inglês *hybrid interface*) e *In situ*. As sessões que seguem descrevem cada um destes métodos.

Figura 3.2: Component-based TPA (a) determinação de forças equivalentes e (b) obtenção das FRFs com fonte desligada.

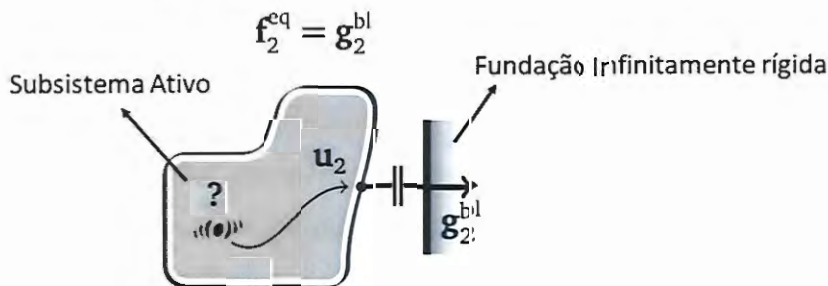


Fonte: Adaptado de van der Seijs (2015).

3.1 Força Bloqueada

Neste método considera-se que a força operacional, f_1 , pode ser representada pelas forças de internas g_2^{bl} na interface entre o sistema ativo e a bancada de testes. O ponto de conexão entre o subsistema ativo e a bancada de testes é considerado infinitamente rígido, ou seja, o deslocamento neste ponto é nulo ($u_2^A = 0$) conforme apresentado na Figura 3.3 que, por simplificação, ilustra o conceito em apenas um ponto de conexão entre o subsistema ativo e a bancada de testes. No caso mais geral, todos os pontos de conexão podem estar sujeitos a restrições de deslocamento e rotação, o que resultaria em até três componentes de força e três componentes de momento por ponto. Na prática, os momentos são quase sempre negligenciados e, em casos especiais, pode-se admitir que há uma componente principal de força que, no caso do presente trabalho, trata-se da força vertical indicada na Figura 3.3.

Figura 3.3: TPA baseada em componentes: força bloqueada.



Fonte: Adaptado de van der Seijs (2015).

Desta forma, as forças equivalentes podem ser calculadas através da equação 3.1 (M.V. VAN DER SEIJS, ET AL., 2015).

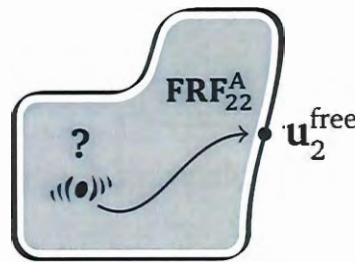
$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \mathbf{u}_2 = 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{FRF}_{11}^A & \mathbf{FRF}_{12}^A \\ \mathbf{FRF}_{21}^A & \mathbf{FRF}_{22}^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1 \\ \mathbf{g}_2^A = -\mathbf{g}_2^{bl} \end{bmatrix} \quad \begin{cases} \mathbf{g}_2^{bl} = (\mathbf{FRF}_{22}^A)^{-1} \mathbf{FRF}_{21}^A \mathbf{f}_1 \\ \mathbf{f}_2^{eq} = \mathbf{g}_2^{bl} \end{cases} \quad (3.1)$$

No método *da força bloqueada* admite-se que a condição de contorno da montagem do subsistema ativo na bancada de testes é infinitamente rígida, de onde resulta $\mathbf{u}_2 = 0$, o que é praticamente impossível de se obter na prática. Quanto mais próxima da condição de contorno rígida for a montagem, melhores serão os resultados. Outra dificuldade experimental na aplicação deste método, como mencionado anteriormente, é a medição dos graus de liberdade de rotação, uma vez os sensores comumente utilizados não são capazes de medir os 6 graus de liberdade. Por estas razões, espera-se que este método seja mais preciso em medições em baixas frequências, situação na qual a condição de contorno é mais próxima do caso ideal e o efeito dos graus de liberdade de rotação são menos significativos (M.V. VAN DER SEIJS, et al., 2015).

3.2 Velocidade Livre

Em oposição ao que ocorre no método *da força bloqueada*, descrito anteriormente, o método *da velocidade livre* assume uma condição de contorno livre-livre, de modo que, as vibrações nos pontos que posteriormente conectarão os subsistemas são medidas como deslocamentos livres, conforme apresentado na Figura 3.4.

Figura 3.4: TPA baseada em componentes: Velocidade Livre.



Fonte: Adaptado de van der Seijs (2015).

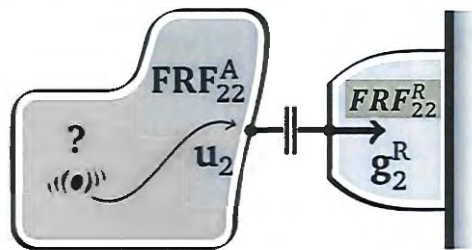
Combinando-se as respostas medidas na condição livre-livre com as medições das FRF do sistema ativo, as forças operacionais equivalentes podem ser determinadas a partir da Equação 3.2.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_1 \\ \mathbf{u}_2^A = \mathbf{u}_2^{\text{free}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{FRF}_{11}^A & \mathbf{FRF}_{12}^A \\ \mathbf{FRF}_{21}^A & \mathbf{FRF}_{22}^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1 \\ \mathbf{g}_2^A = 0 \end{bmatrix} \rightarrow \begin{cases} \mathbf{u}_2^{\text{free}} = \mathbf{FRF}_{21}^A \mathbf{f}_1 \\ \mathbf{f}_2^{\text{eq}} = (\mathbf{FRF}_{22}^A)^{-1} \mathbf{u}_2^{\text{free}} \end{cases} \quad (3.2)$$

3.3 Interface Híbrida

Uma das dificuldades experimentais encontradas nos métodos da *força bloqueada e velocidade livre* é garantir as condições de contorno apropriadas para realização dos ensaios. Sendo que, o não atendimento destas condições pode comprometer os resultados. Nos casos em que estas condições não podem ser reproduzidas adequadamente, busca-se utilizar de condições de contorno arbitrárias, geralmente disponíveis para outros tipos de testes, como é o caso de dinamômetros para motores de combustão interna. Esta condição de contorno, distinta do engaste ou da condição livre ideal, mas também diferente daquela que sistema ativo vai experimentar em uso, denomina-se configuração de bancada (tradução livre do termo em inglês *Test Rig*). Desta maneira, estas estruturas possuem uma dinâmica própria que deve ser levada em conta na determinação das forças equivalentes e, neste cenário de testes, o método da interface híbrida é o mais indicado. É comum que nestas condições, o sistema ativo seja montado no *Test Rig* através de elementos flexíveis (coxins), conforme apresentado na Figura 3.5.

Figura 3.5: TPA baseada em componentes – Interface híbrida.



Fonte: Adaptado de van der Seijs (2015).

Considerando-se a contribuição do *Test rig* (R), a dinâmica do sistema é dada pela equação 3.3.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_1^A \\ \mathbf{u}_2^A \\ \mathbf{u}_2^R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{FRF}_{11}^A & \mathbf{FRF}_{12}^A & 0 \\ \mathbf{FRF}_{21}^A & \mathbf{FRF}_{22}^A & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{FRF}_{22}^R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1 \\ \mathbf{g}_2^A \\ \mathbf{g}_2^R \end{bmatrix} \Rightarrow \begin{cases} \mathbf{u}_2^A = \mathbf{u}_2^R \\ \mathbf{g}_2^A = -\mathbf{g}_2^R \end{cases} \quad (3.3)$$

Considerando-se a compatibilidade de deslocamentos e o equilíbrio de forças, as forças operacionais nos pontos de conexão entre o componente ativo e o *Test rig*, e os deslocamentos nestes mesmos graus de liberdade, são calculados de acordo com as Equações 3.4a e 3.4b, respectivamente.

$$\mathbf{g}_2^R = (\mathbf{FRF}_{22}^A + \mathbf{FRF}_{22}^R)^{-1} \mathbf{FRF}_{21}^A \mathbf{f}_1 \quad (3.4a)$$

$$\mathbf{u}_2 = \left[\mathbf{I} - \mathbf{FRF}_{22}^A (\mathbf{FRF}_{22}^A + \mathbf{FRF}_{22}^R)^{-1} \right] \mathbf{FRF}_{21}^A \mathbf{f}_1 \quad (3.4b)$$

Combinando-se as Equações 3.4a e 3.4b, a dinâmica do teste rig é eliminada, conforme apresentado na Equação 3.5.

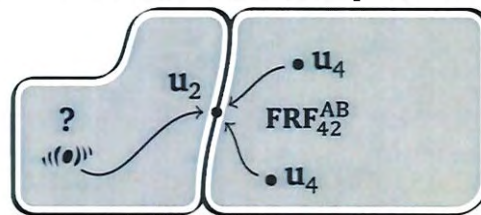
$$\mathbf{f}_2^{\text{eq}} = \mathbf{g}_2^R + (\mathbf{FRF}_{22}^A)^{-1} \mathbf{u}_2 \quad (3.5)$$

A Equação 3.4 mostra que a força equivalente no método *hybrid-interface* é a soma das contribuições das forças obtidas pelos métodos da *força bloqueada* e da *velocidade livre*, o que justifica o termo “*hybrid*” na sua denominação.

3.4 In Situ

No método *in situ*, os subsistemas ativo e passivo não precisam ser separados em nenhuma das etapas da análise, conforme ilustrado na Figura 3.6. As respostas nos receptores e pontos indicadores são medidas na condição operacional e as *FRF* medidas com o componente ativo desligado, montado ao sistema passivo e excitado externamente, por exemplo, via martelo de impacto ou shaker (MOORHOUSE et. al, 2009).

Figura 3.6: TPA baseada em componentes – In situ.



Fonte: Adaptado de van der Seijs (2015).

A Equação 3.4 pode ser reescrita em função dos inversos das matrizes de receptância, e dos deslocamentos nos pontos de conexão entre os subsistemas ativo e passivo, conforme apresentado na Equação 3.6.

$$\mathbf{f}_2^{\text{eq}} = (\mathbf{FRF}_{22}^{\text{B}})^{-1} \mathbf{u}_2 + (\mathbf{FRF}_{22}^{\text{A}})^{-1} \mathbf{u}_2 \quad (3.6)$$

Os termos correspondentes à *configuração de bancada* e ao subsistema ativo podem ser combinados na forma de somas de impedância, conforme apresentado na Equação 3.7 (ELLIOTT & MOORHOUSE, 2008).

$$\mathbf{f}_2^{\text{eq}} = (\mathbf{Z}_{22}^{\text{B}} + \mathbf{Z}_{22}^{\text{A}}) \mathbf{u}_2 = \mathbf{Z}_{22}^{\text{AB}} \mathbf{u}_2 \quad (3.7)$$

Rescrevendo-se a Equação 3.7 na forma de receptância, as forças equivalentes podem ser calculadas de acordo com a Equação 3.8.

$$\mathbf{f}_2^{\text{eq}} = (\mathbf{FRF}_{22}^{\text{AB}})^{-1} \mathbf{u}_2 \quad (3.8)$$

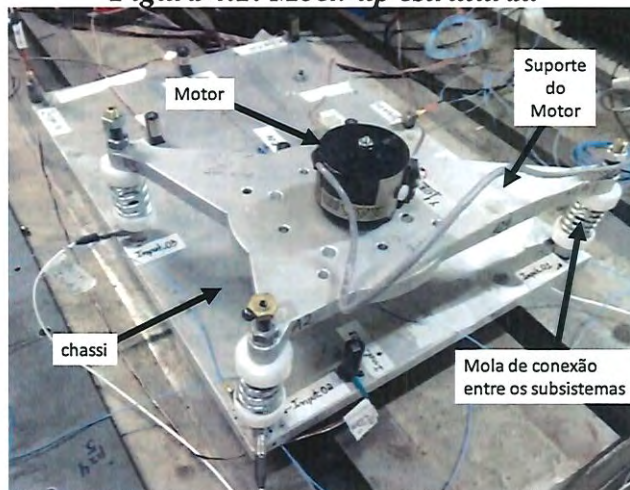
Trabalhando-se com pontos indicadores adicionais, distribuídos no subsistema passivo, as forças equivalentes podem ser determinadas de acordo com a Equação 3.9.

$$\mathbf{f}_2^{\text{eq}} = (\mathbf{FRF}_{42}^{\text{AB}})^+ \mathbf{u}_4 \quad (3.9)$$

4 MOCK-UP E BANCADA DE TESTES

Para realização dos ensaios experimentais de *TPA* projetou-se e construiu-se um *mock-up* estrutural que representa um protótipo bastante simplificado de um automóvel, conforme apresentado na Figura 4.1, na qual o chassi é representado por uma placa retangular suportada por molas (representando a carroceria de um automóvel sobre as rodas/suspensão), o sistema ativo (motor) composto pelo suporte triangular e um atuador eletrodinâmica (*shaker*) são responsáveis pela força operacional.

Figura 4.1: Mock-up estrutural.



A geometria retangular do chassi foi escolhida com o objetivo de facilitar sua modelagem, prever modos e frequências de ressonância do sistema passivo e manter o seu comportamento dinâmico, até certo ponto, intuitivo. O formato do suporte do motor foi desenvolvido de maneira a conseguir excitações distintas nos pontos de conexão entre os subsistemas, o que poderá ser útil em uma eventual aplicação de *TPA* no projeto de sistemas de controle.

A Figura 4.2 apresenta uma foto da bancada de testes utilizada como base de fixação do *mock-up* durante os testes na condição operacional. Além disso, a bancada de testes foi empregada em testes realizados, exclusivamente, no sistema ativo.

Figura 4.2: Bancada de testes composta por bloco de concreto e guias de aço para fixação com dimensões (1000x1000x820)mm.



O *mock-up* foi projetado de tal forma que fosse possível sua divisão em dois subsistemas: um passivo e outro ativo, conforme apresentado na Figura 4.3. O subsistema passivo é formado pelo chassi, que pode ser de aço ou de alumínio, e por molas que fazem a conexão deste com a bancada de testes. O subsistema ativo é formado pelo motor (shaker inercial + suporte do motor) e por montantes, estes últimos, responsáveis pela conexão entre os dois subsistemas.

Figura 4.3: Divisão do *mock-up* nos subsistemas ativo e passivo.

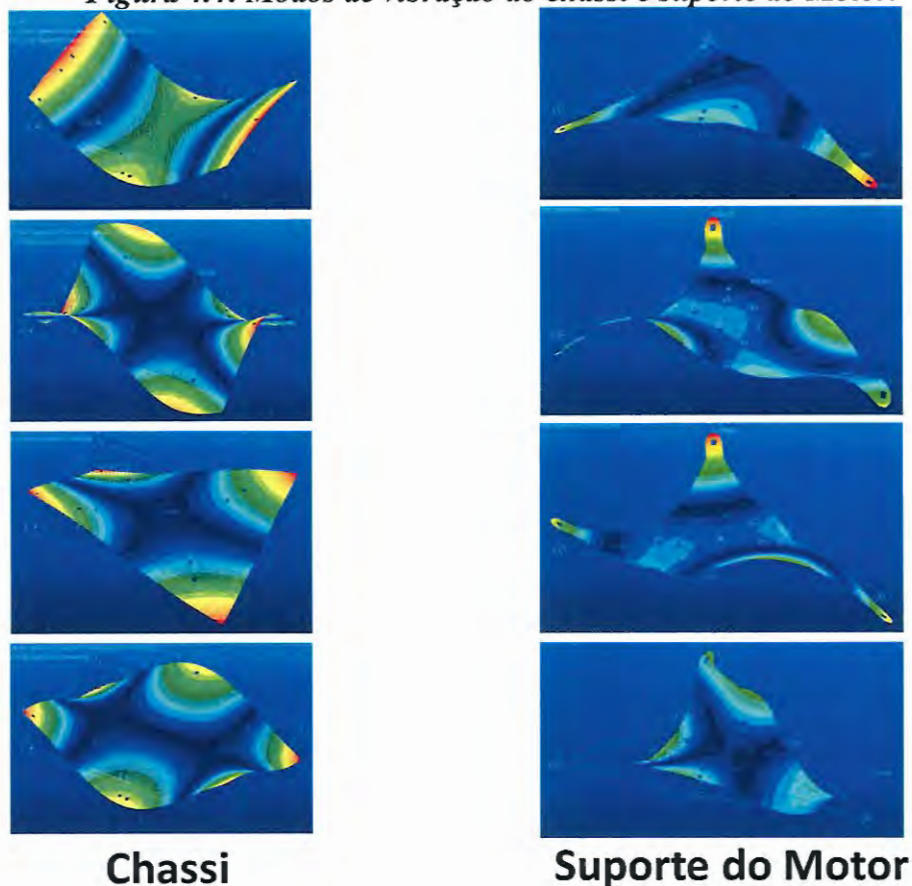


Foram construídas as seguintes opções para os componentes do *mock-up*:

- Chassi de alumínio de 1/2 " (300 x 420 x 12,7) mm
- Chassi de aço carbono de 1/2 " (300 x 420 x 12,7) mm
- Suporte do motor de alumínio de 1/2 " (290 x 200 x 12,7) mm
- Suporte do motor de aço carbono de 1/2 " (290 x 200 x 12,7) mm
- Suporte do motor de aço carbono de 3/16" (290 x 200 x 4,76) mm



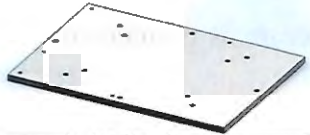
Para o estudo do comportamento dinâmico e, para o dimensionamento dos componentes do *mock-up*, após o projeto conceitual, realizaram-se simulações em elementos finitos (Figura 4.4). Alguns dos resultados obtidos nesta etapa estão apresentados nas Tabelas 4.1(a) e 4.1(b), que fornecem as frequências naturais dos suportes do motor e dos chassis.

Figura 4.4: Modos de vibração do chassi e suporte do Motor.



As conexões entre os subsistemas ativo e passivo, e a conexão do *mock-up* com a bancada de testes pode ser feita com duas classes de molas, denominadas aqui de molas VIP (nome comercial) e molas RC (sigla em inglês para *Remote Control*, retiradas de uma suspensão de um carro de automodelismo), conforme apresentado na Figura 4.5. Este conjunto de molas possibilita a escolha de conexões com diferentes níveis de rigidez entre os subsistemas. A utilização de molas com diferentes valores de rigidez pode ser interessante em situações em que se deseja privilegiar a contribuição de um dos caminhos de transferência de energia, por exemplo, no projeto de um sistema de controle de vibração.

**Tabela 4.1: (a) Frequências naturais de vibração dos suportes do motor.
(b) Frequências naturais de vibração dos chassis.**

		Frame – 3/16"		Frame – 1/2"		Chassis – 1/2"	
							
		Steel	aluminum	Steel	Aluminum	Steel	
m		878 g	810 g	2340 g	4,3 kg	12,4 kg	
1ª		11,8 HZ	30,2 HZ	31,1 HZ	10,3 HZ	10,6 HZ	
2o		20,0 HZ	50,6 HZ	52,1 HZ	11,8 HZ	12,1 HZ	
3o		29,9 HZ	75,9 HZ	78,0 HZ	24,1 HZ	24,8 HZ	
4ª		35,3 HZ	89,5 HZ	92,1 HZ	24,5 HZ	25,2 HZ	
5ª		44,7 HZ	112,7 HZ	116,0 HZ	30,2 HZ	31,1 HZ	

(a)

(b)

Figura 4.5: Molas disponíveis para montagem do mock-up.



VIP

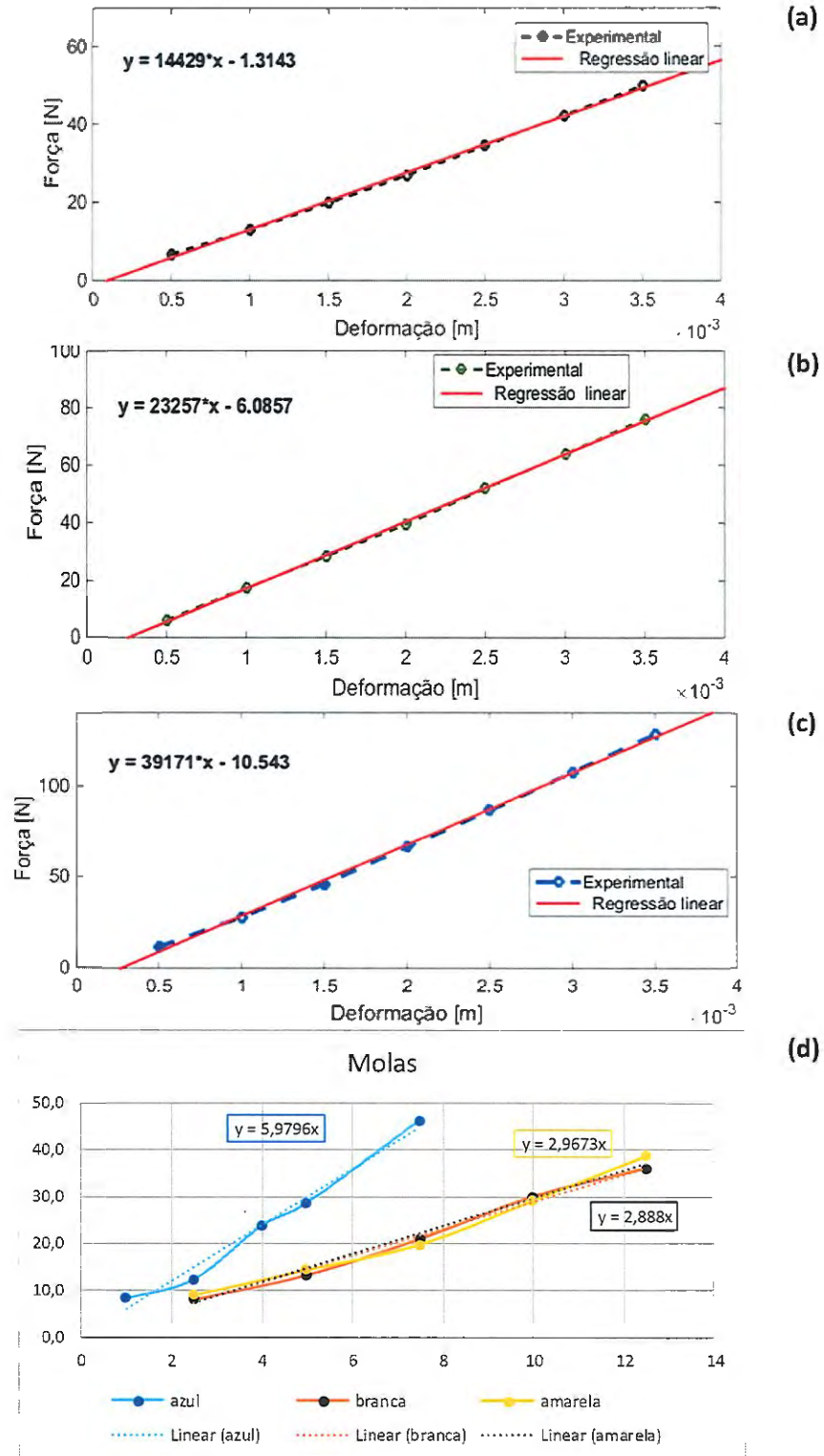
RC

Para uma caracterização da rigidez das molas realizou-se testes estáticos cujos resultados estão organizados na Tabela 4.3. As Figuras 4.6 a, 4.6 b e 4.6 c, apresentam os gráficos e a regressão linear construídos a partir dos dados experimentais obtidos nos testes estáticos com as molas VIP e RC.

Tabela 4.3: Rigidez Estática.

Mola	Rigidez (N/m)
RC Branca	2.888
RC Amarela	2.967
RC Azul	5.980
VIP 10	14.429
VIP 20	23.257
VIP 30	39.171

Figura 4.6: Rigidez Estática das molas. a) Mola VIP 10, b) Mola VIP 20. c) Mola VIP 30 e d) Molas RC.



As diferentes opções de chassi e suporte do motor possibilitam diferentes montagens, aumentando-se assim a versatilidade do *mock-up* para análises comparativas, como o efeito global da razão entre as massas do sistema ativo e passivo, ou de sua flexibilidade do sistema ativo, no comportamento do conjunto. Estas análises estão além do escopo deste trabalho.

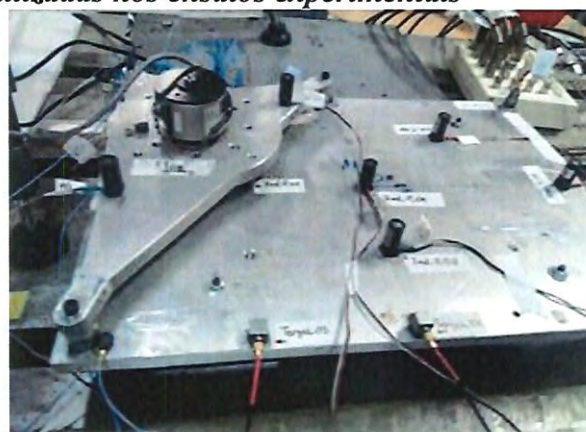
5 CONDIÇÕES DE CONTORNO, SENSORES E PARÂMETROS UTILIZADOS NOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS DE TPA

Para verificar a influência da rigidez dos pontos de conexão entre os subsistemas ativo e passivo nos resultados obtidos nos métodos da *TPA Clássica* e da *TPA baseada em componentes*, o *mock-up* pode ser montado em duas condições de contorno: uma flexível e outra rígida, conforme apresentado na Figura 5.1.

Figura 5.1: Condições de contorno utilizadas nos ensaios experimentais



(a) Conexões flexíveis



(b) Conexões Rígidas

Na condição de contorno flexível, a conexão entre os subsistemas ativo e passivo é feita através do emprego de molas. Já na condição de contorno rígida, as molas são removidas e o subsistema ativo é montado diretamente sobre os transdutores de força presos no subsistema passivo.

O interesse em testar o *mock-up* com conexões rígidas é devido ao fato de que várias aplicações mecânicas fazem uso de uniões rígidas entre fontes de ruído e vibração e subsistemas passivos que transferem esta energia para usuários, como é caso de veículos de competição (que usam coxins mais *duros* ou mesmo união direta do motor com chassis), produtos da linha branca (como lavadoras de roupa que montam rigidamente o motor elétrico no sexto), máquinas em que não é permitido movimento relativo significativo entre o motor e outros subcomponentes, etc.

Na realização dos ensaios experimentais da *TPA Clássica* e da *TPA baseada em componentes* utilizam-se sensores, tais como, acelerômetros, transdutores de força, cabeças de impedâncias, dois *shakers* e a aquisição de dados realiza-se a partir de um analisador espectral de 24 canais modelo LMS SCADAS Mobile, utilizando-se um sinal de excitação *Periodic Chirp* com uma largura de banda de 2048 Hz, 8192 linhas espectrais, resolução de 0,25 Hz, tempo de aquisição de 4s, janela de dados retangular e efetuando-se 30 médias por medida. Devido as especificações dos sensores (uniaxiais), as medições são limitadas a uma única direção.

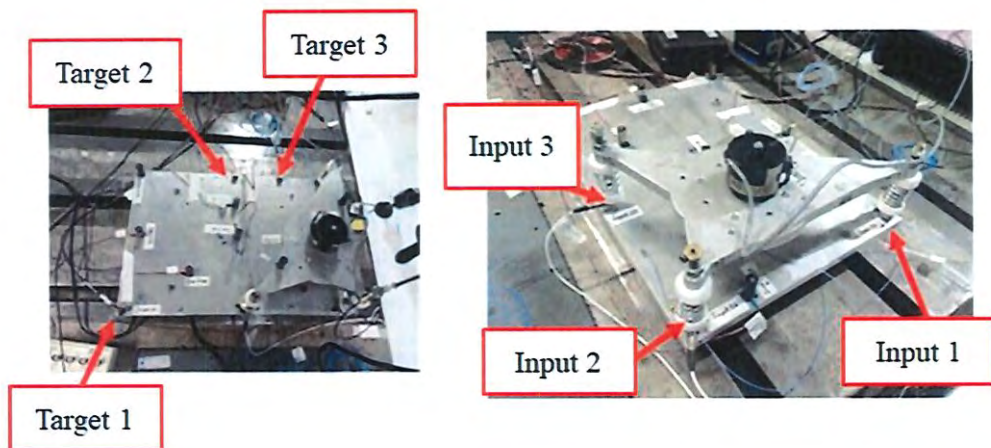
O *mock-up* desenvolvido neste trabalho foi concebido para privilegiar deslocamentos verticais, buscando facilitar as análises e o uso dos sensores uniaxiais (como mencionado anteriormente). Além disso, este dispositivo permite a montagem direta de transdutores de força nos três caminhos. Sendo assim, as forças operacionais foram medidas diretamente utilizando-se transdutores de força e obtidas indiretamente, para efeito de comparação, por meio de métodos indiretos.

Em testes de montagem verifica-se que a utilização das molas VIP possibilita uma melhor conexão entre os subsistemas, além disso, por possuírem um diâmetro maior em comparação com as molas RC, as molas VIP possibilitam a inclusão de sensores para medição nos pontos de conexão entre os subsistemas, possibilitando a validação dos métodos indiretos de obtenção das forças operacionais.

Para realização dos ensaios experimentais, adotou-se a configuração apresentada na Figura 5.2, montada com o chassi de alumínio (mais leve e de fácil manuseio para montagem), conectado à bancada de testes através de molas VIP 10, frame de alumínio conectado ao chassi por meio de molas VIP. Em cada uma das entradas optou-se por utilizar molas VIP distintas, com o objetivo de conseguir contribuições diferentes para cada um dos caminhos de transferência. A Figura 5.2 apresenta também as posições dos *Targets* (pontos de interesse) e *Inputs* (pontos de conexão entre os subsistemas ativo e passivo) adotadas em todos os ensaios experimentais descritos nos próximos capítulos.



Figura 5.2: Posição dos Targets e Inputs.



Nota-se que o *shaker* utilizado para compor o subsistema ativo trata-se de um shaker inercial (Modal Shop modelo 2002E), que é entendido como parte integrante do sistema ativo, responsável pela geração das forças operacionais. Por outro lado, para obtenção das *FRF* do subsistema passivo (*TPA Clássica*) e do sistema completo (*TPA Baseada em Componentes*), utiliza-se um shaker eletrodinâmico (Modal Shop modelo E).

6 TPA CLÁSSICA

6.1 Procedimento Experimental

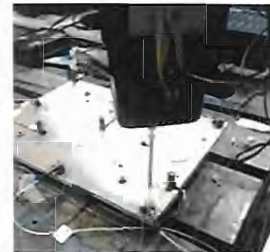
Os ensaios experimentais de *TPA clássica* são conduzidos em três etapas, conforme apresentado na Figura 6.1. Na primeira etapa realizam-se as medições das acelerações nos *Targets* e pontos indicadores, com o sistema completo (subsistema ativo + subsistema passivo) na condição operacional. Na segunda etapa remove-se o subsistema ativo e, com auxílio de um *shaker*, montado nos pontos de conexão dos subsistemas, obtém-se as *FRF* no subsistema passivo. A terceira etapa consisti na compilação dos dados experimentais das etapas anteriores, para construção do modelo de *TPA clássica*, através do qual, é possível obter as contribuições de cada caminho de transferência e as forças operacionais.

Figura 6.1: Procedimento experimental - TPA clássica.

1ª Etapa: Condição Operacional



2ª Etapa: Obtenção das FRF



3ª Etapa: Modelo de TPA

6.2 Resultados da TPA para a Condição de Contorno Flexível

Esta seção apresenta os resultados da TPA Clássica para o sistema montado na condição de contorno denominada de conexões flexíveis (Figura 6.2). Na determinação das forças operacionais utilizaram-se os métodos da inversão matricial e da medição direta. Utilizando-se estas forças e as *FRF* medidas no subsistema passivo, determina-se através da *TPA* as respostas nos *Targets*.

Figura 6.2: Condição de contorno flexível.



6.2.1 Método da medição direta

As Figuras 6.3, 6.4 e 6.5 apresentam as contribuições dos caminhos de transferência de energia para os três *Targets*. A Figura 6.3 apresentam as contribuições dos três caminhos de transferência de energia para a respostas no *Target 1*. Entre 0 e 100 Hz os *Inputs 1* e 3 contribuem mais para resposta total, em comparação com o *Input 2*. No intervalo de 1000 a 1100 Hz, 1400 a 1500 Hz e em torno de 2000 Hz, a maior contribuição é devida ao *Input 2*. Comparando-se as respostas medida e calculada, verifica-se uma boa concordância entre ambos resultados.

Figura 6.3: Contribuição das entradas para resposta total no Target 1.

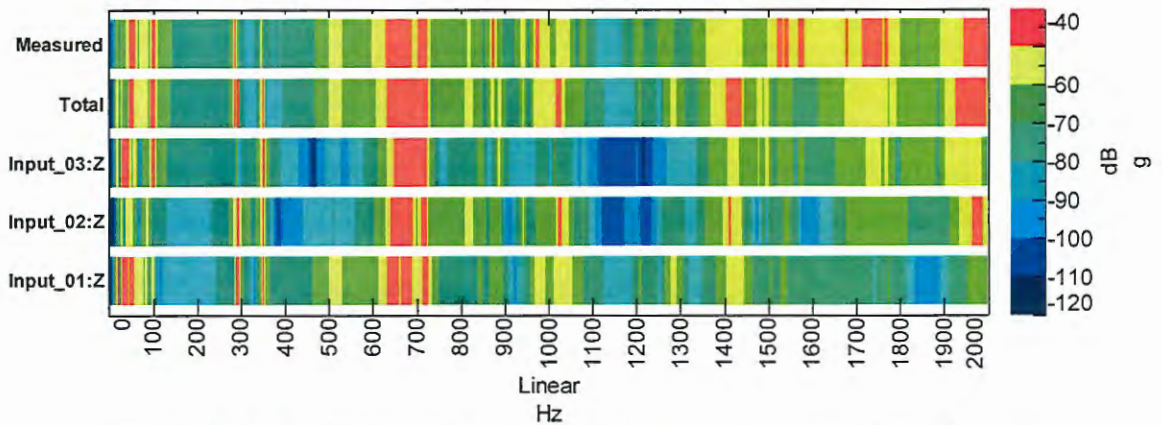


Figura 6.4: Contribuição das entradas para resposta total no Target 2.

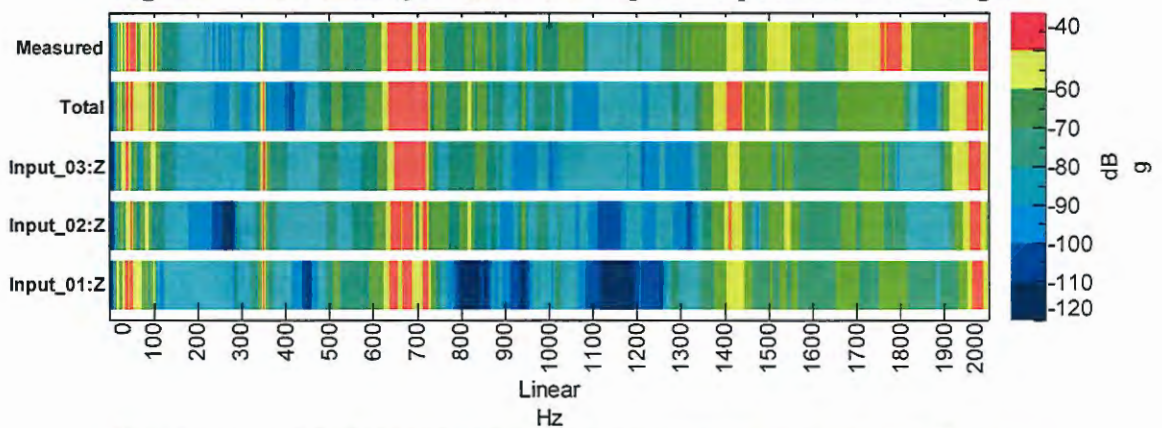
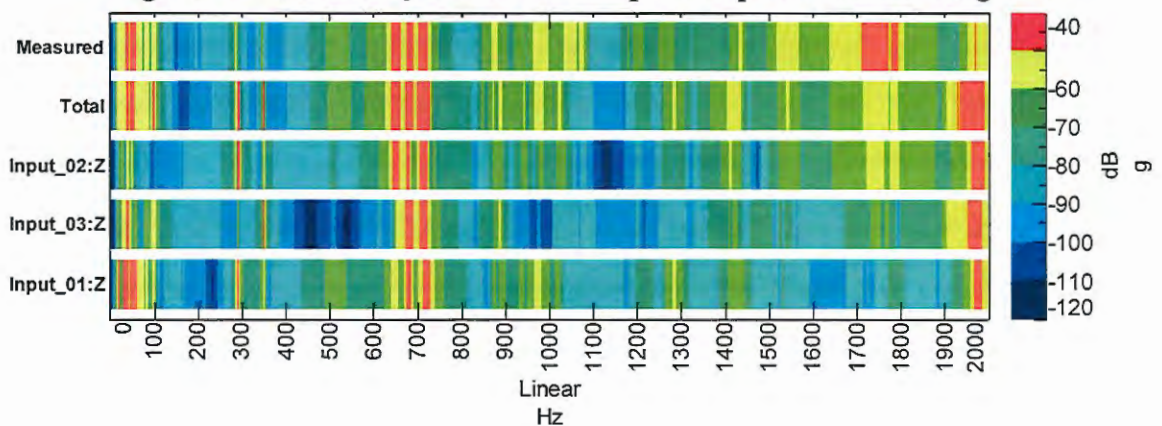


Figura 6.5: Contribuição das entradas para resposta total no Target 3.

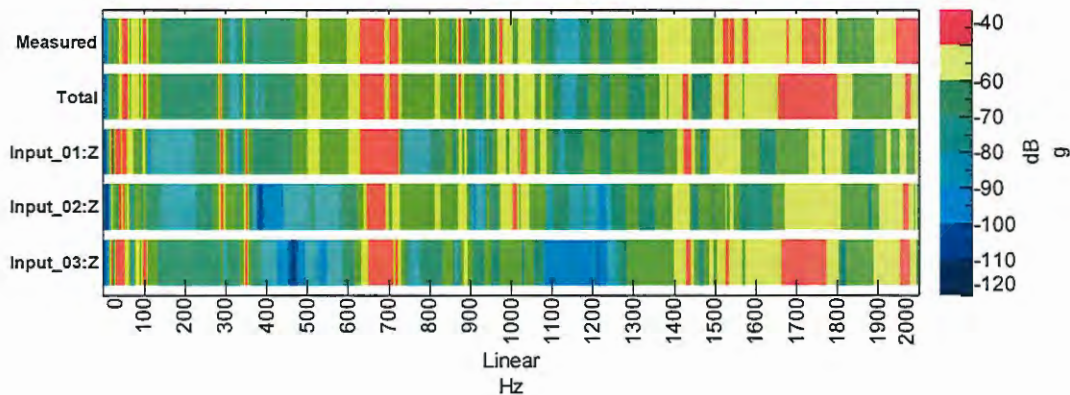


As Figuras 6.4 e 6.5 apresentam as contribuições dos três caminhos de transferência de energia para a respostas nos *Targets 2* e *3*, respectivamente. Nestes casos, verifica-se que nos intervalos de frequências com as maiores amplitudes da resposta, os três caminhos apresentam praticamente a mesma contribuição. Além disso, comparando-se as respostas medida (com acelerômetro na condição operacional) e calculada (via *TPA*), verifica-se uma boa concordância entre ambos resultados.

6.2.2 Método da inversão matricial

A Figura 6.6 apresenta as contribuições dos *Inputs* 1, 2 e 3 para resposta no *Target* 1. Entre 650 e 750 Hz as três entradas apresentam praticamente as mesmas contribuições para resposta total (calculada via TPA). Entre 1600 e 1800 Hz, a maior contribuição para resposta total no *Target* 1 é devida ao *Input* 3. Além disso, é possível verificar uma boa concordância entre as respostas medida na condição operacional e calculada através da *TPA Clássica*.

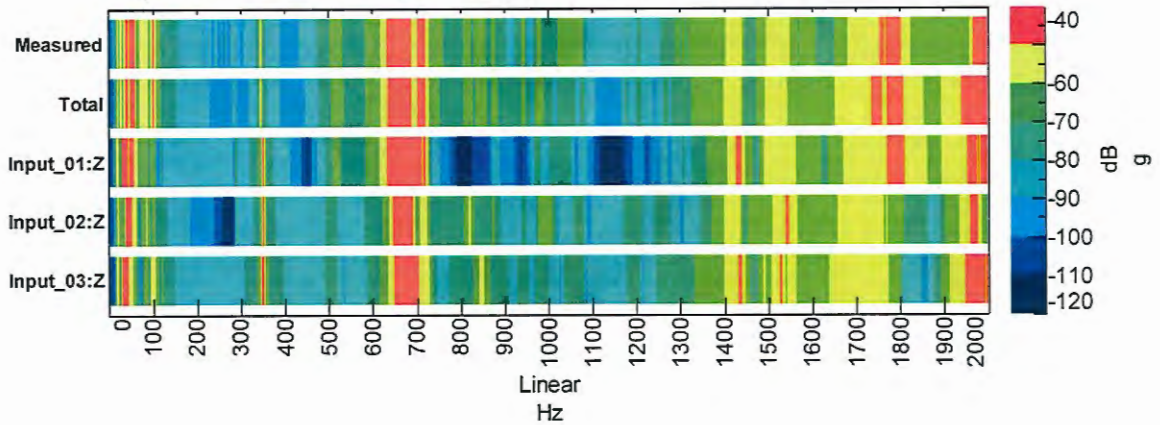
Figura 6.6: Contribuição das entradas para resposta total no Target 1.



Até 1400 Hz verifica-se uma boa concordância entre os resultados medido e calculado, a partir deste valor de frequência, há diferenças significativas entre os valores calculado e medido. Tal diferença pode estar relacionada com modos de mais alta frequência, em que as rotações e forças em X e Y são importantes.

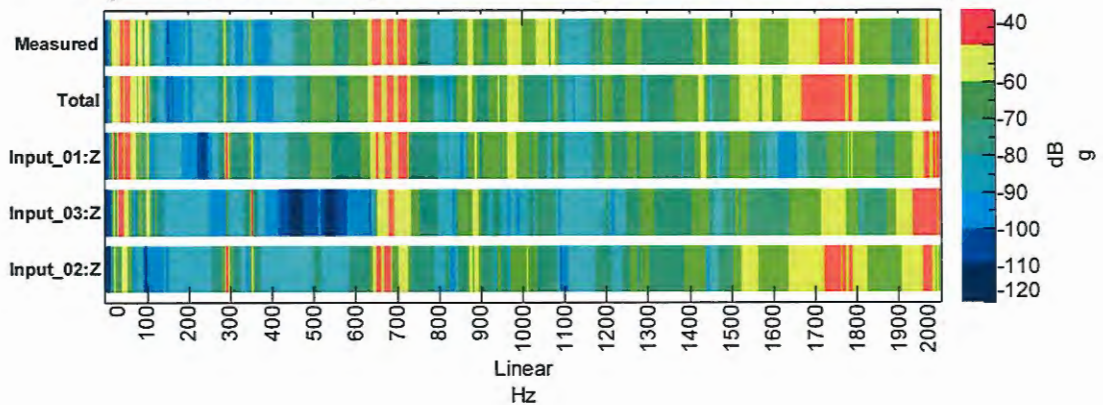
A Figura 6.7 apresenta as contribuições dos *Inputs* 1, 2 e 3 para resposta no *Target* 2. Comparando-se as respostas medida e calculada, verifica-se que há uma boa concordância entres os dois resultados. Em torno de 1800 Hz, o *Input* 1 apresenta a maior contribuição para resposta no *Target* 2. Entre 650 e 750 Hz, os três caminhos contribuem de maneira semelhante para a resposta total no *Target* 2.

Figura 6.7: Contribuição das entradas para resposta total no Target 2.



A Figura 6.8 apresenta as contribuições dos três caminhos de transferência de energia para resposta total no *Target 3*. Neste caso, verifica-se que novamente as respostas medida e calculada apresentam uma boa concordância, validando-se desta maneira os resultados da *TPA*. Entre 1700 e 1800 Hz, a maior contribuição para resposta no *Target 3* é devida ao *Input 2*.

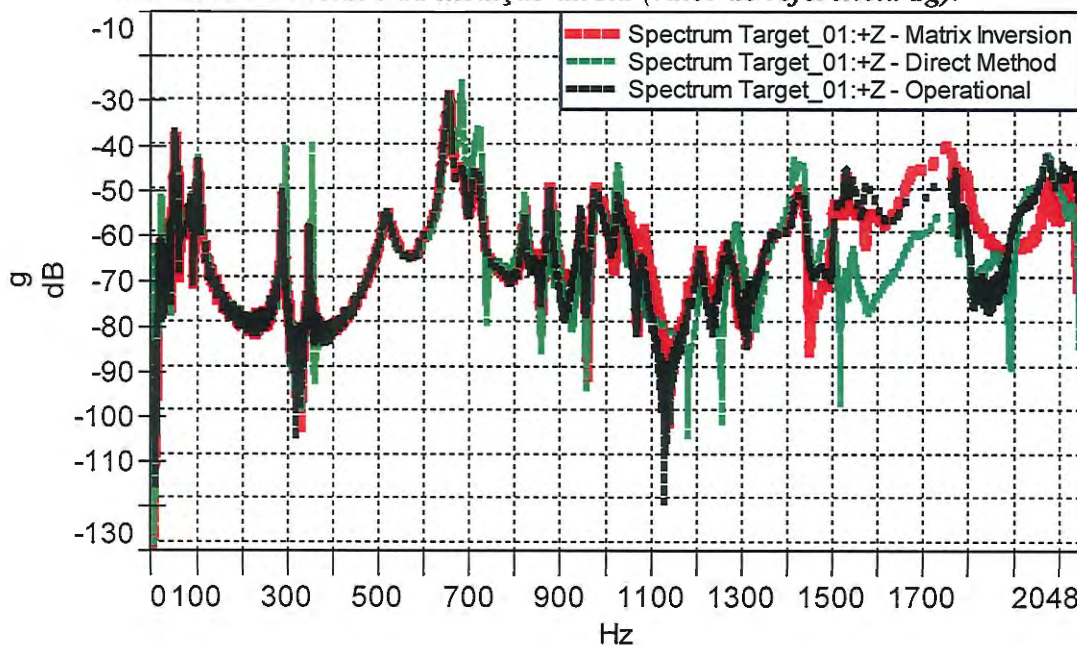
Figura 6.8: Contribuição das entradas para resposta total no Target 03.



6.2.3 Comparação entre os métodos da medição direta e da inversão matricial

A Figura 6.9 apresenta uma comparação entre a resposta medida e as calculadas através dos métodos da inversão matricial e da medição direta, para o *Target 1*. Os resultados obtidos através da medição experimental e pelos modelos de *TPA* apresentam uma boa concordância, o que valida a aplicação dos modelos de *TPA Clássica*.

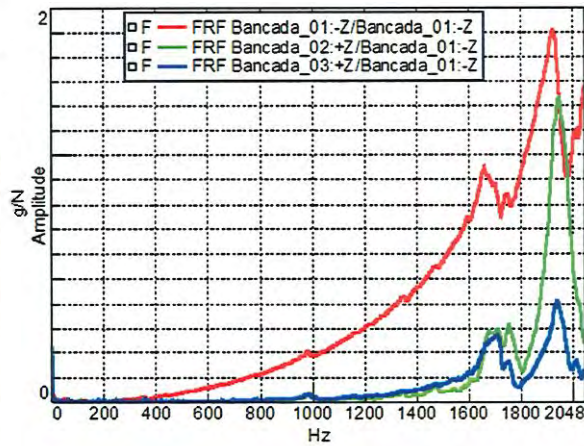
Figura 6.9: Resposta em frequência para Target 01 – Comparação entre os métodos da inversão matricial e da medição direta (valor de referência 1g).



A inversão matricial é um método indireto de determinação de forças operacionais bastante empregado quando não é possível inserir transdutores de forças nos pontos de conexão entre os subsistemas ativo e passivo. Por sua vez, o método da medição direta é o mais indicado quando as condições experimentais são favoráveis e permitem a colocação dos transdutores de força. No entanto, observa-se que a partir de 1500 Hz a resposta obtida pelo método da medição direta apresenta um desvio em comparação com o valor medido experimentalmente, e que o método da inversão matricial apresenta uma melhor concordância nesta faixa de frequência.

Analisando-se o comportamento da resposta calculada pelo método de medição direta (a partir de 1500 Hz) e, levando-se em consideração o resultado obtido pelo método da inversão matricial, é possível atribuir esta discrepância aos transdutores de força que, devido a dinâmica do sistema (ressonâncias da bancada de testes e das molas), não respondem bem a partir desta faixa de frequência, conforme apresentado na Figura 6.10.

Figura 6.10: Avaliação da dinâmica da bancada de testes: (a) foto do arranjo experimental com 3 acelerômetros e martelo de impacto e (b) FRFs obtidas



As Figuras 6.11 e 6.12 apresentam a comparação entre as respostas obtidas através dos métodos da inversão matricial e da medição direta, respectivamente, para o *Target 2*. Observa-se que as respostas calculadas pelos métodos apresentam uma boa concordância, quando comparadas com a resposta medida experimentalmente e que, novamente, o método da medição direta apresentou discrepâncias a partir de 1500 Hz, pelas razões já expostas anteriormente.

Figura 6.11: Resposta em frequência para Target 2 – Comparação entre os métodos da inversão matricial e da medição direta (valor de referência 1g).

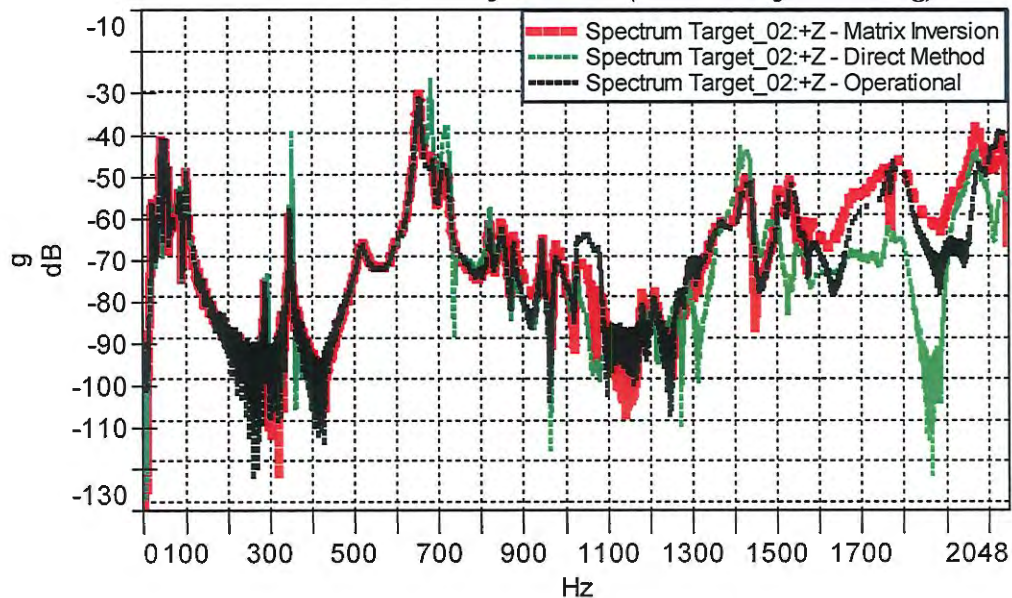
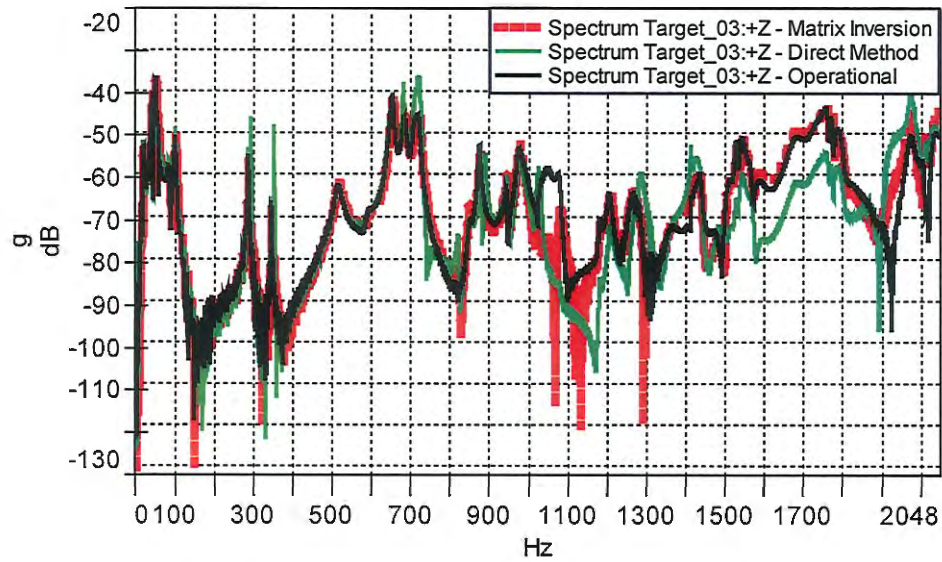


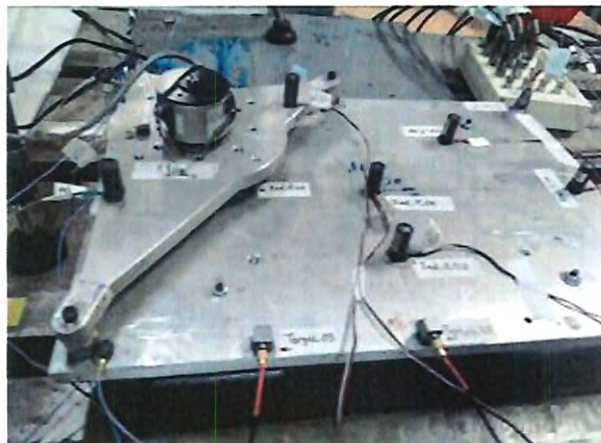
Figura 6.12 Resposta em frequência para Target 3 – Comparação entre os métodos da inversão matricial e da medição direta (valor de referência 1g).



6.3 Resultados da TPA para a Condição de Contorno Rígida

Esta seção apresenta os resultados da *TPA Clássica* para o sistema montado na condição de contorno rígida (Figura 6.13). Na determinação das forças operacionais utilizaram-se os métodos da inversão matricial e da medição direta. Utilizando-se estas forças e as *FRF* medidas no subsistema passivo, determina-se através da *TPA* as respostas nos *Targets*.

Figura 6.13: Condição de contorno rígida.



As Figuras 6.14, 6.15 e 6.16, apresentam uma comparação entre as respostas medidas e as calculadas, através do método da medição direta, para os *Targets 1, 2 e 3*, respectivamente, quando os sistemas ativo e passivo são conectados entre si de forma rígida, ou seja, através apenas dos transdutores de força.

Figura 6.14: Resposta em frequência para Target 1 – Método da Medição Direta (valor de referência 1g).

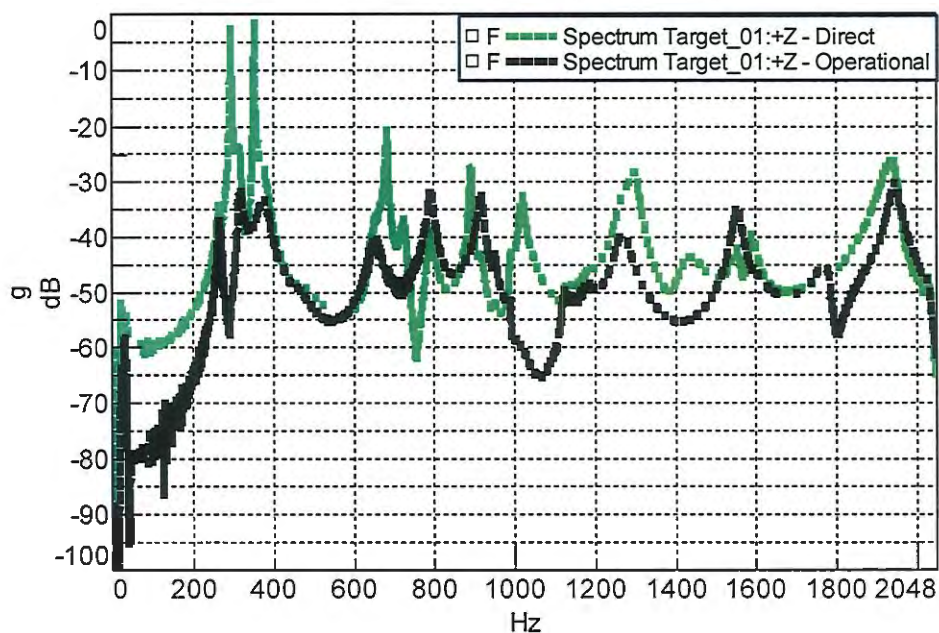


Figura 6.15: Resposta em frequência para Target 2 – Método da Medição Direta (valor de referência 1g).

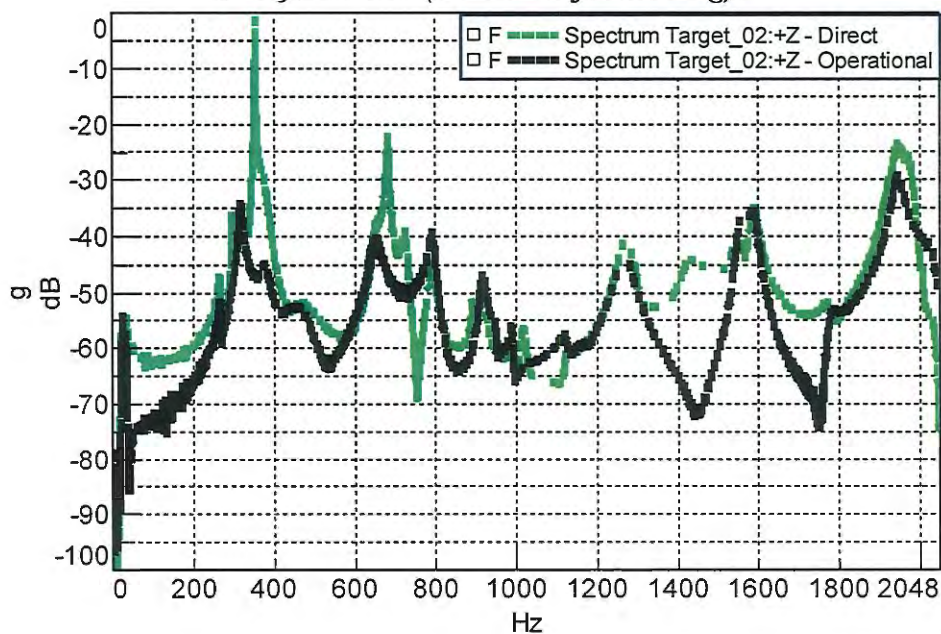
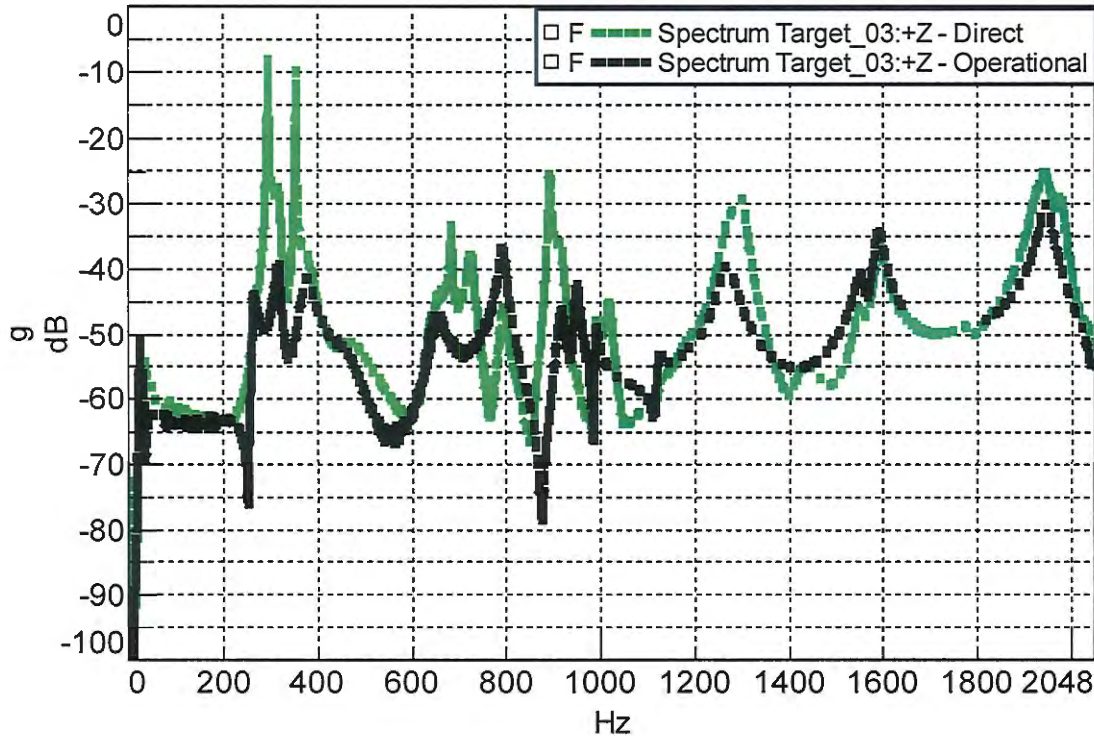


Figura 6.16: Resposta em frequência para Target 3 – Método da Medição Direta (valor de referência 1g).



Analisando-se os resultados das figuras anteriores observa-se uma boa concordância entre os resultados medidos e os calculados através da *TPA clássica* com medição direta da força. Entre 200 e 400 Hz observa-se que o método da medição direta superestimou os valores das amplitudes da aceleração.

As figuras 6.17, 6.18 e 6.19 apresentam uma comparação entre as respostas medidas e as calculadas pelos métodos da medição direta e o método da inversão matricial. Para todos os *Targets* verifica-se que ambos os métodos apresentaram uma concordância muito boa, inclusive na faixa entre 200 e 400 Hz, na qual existem discrepâncias entre os métodos numéricos e os dados experimentais

Figura 6.17: Resposta em frequência para Target 01 – Comparação entre os métodos da inversão matricial e da medição direta (valor de referência 1g).

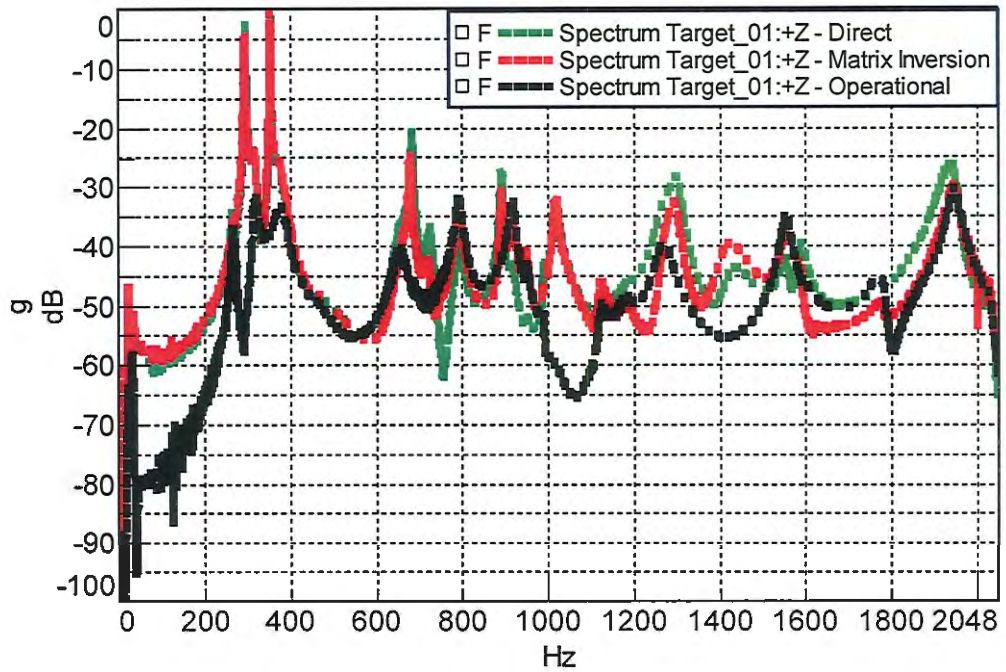


Figura 6.18: Resposta em frequência para Target 02 – Comparação entre os métodos da inversão matricial e da medição direta (valor de referência 1g).

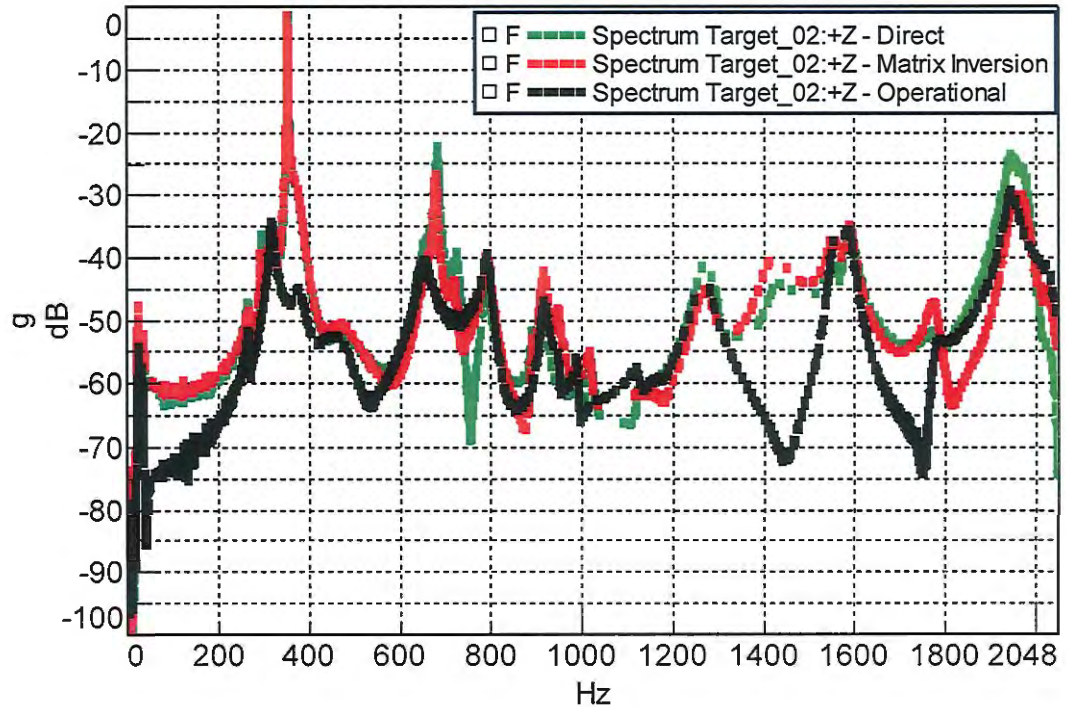
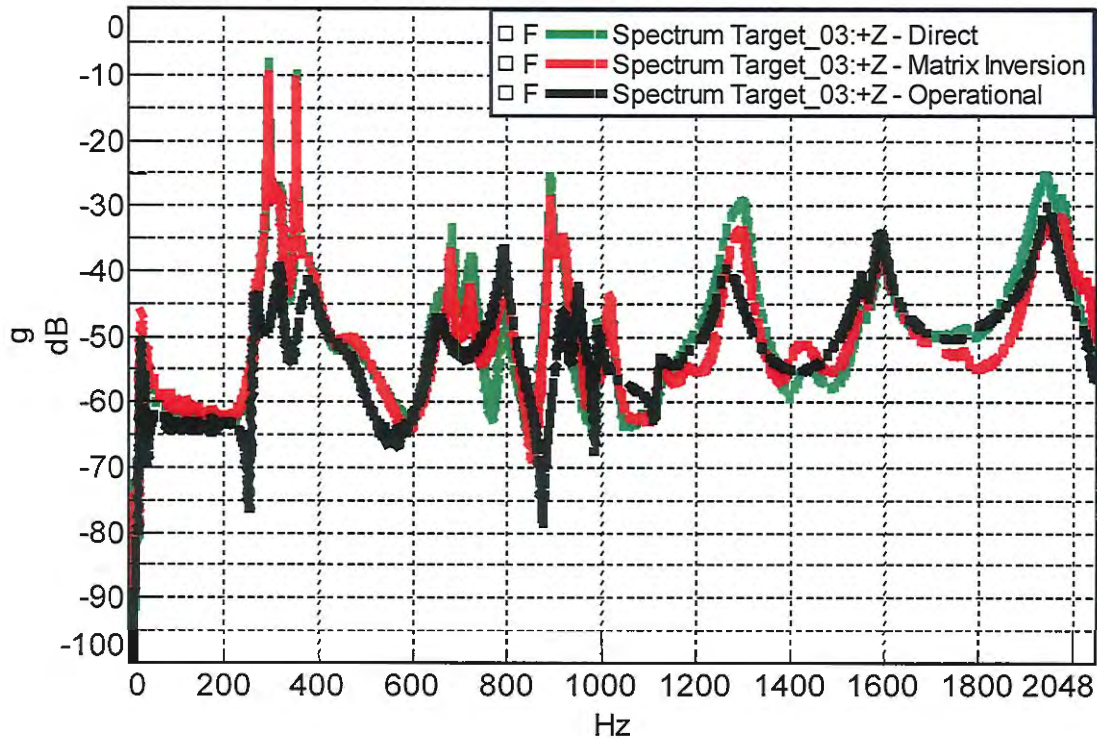


Figura 6.19: Resposta em frequência para Target 03 – Comparação entre os métodos da inversão matricial e da medição direta (valor de referência 1g).

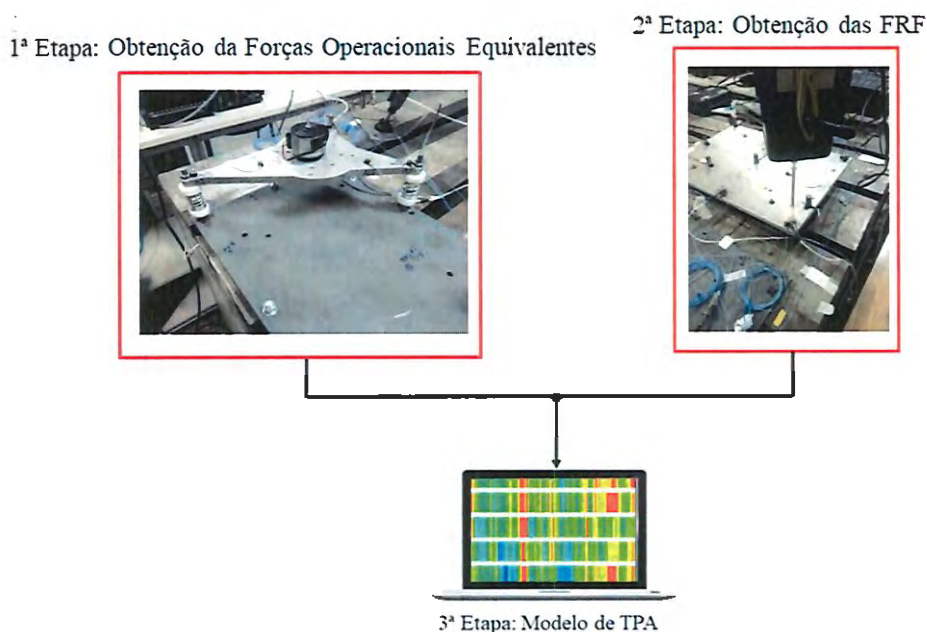


Os resultados deste capítulo demonstram que os métodos abordados da *TPA Clássica* apresentam excelentes resultados em ambas as condições de contorno estudadas, quando comparados aos resultados operacionais. No entanto, é possível verificar que do ponto de vista prático, a necessidade da separação dos subsistemas ativo e passivo para obtenção das *FRF* é o principal gargalo na sua aplicação generalizada, uma vez que, a construção do modelo completo demanda muito tempo, e a situação pode ser ainda mais dramática a medida que o sistema em estudo for aumentando em complexidade. Estes pontos forma as principais motivações para os testes apresentados nos próximos capítulos.

7 CONFIGURAÇÃO DE BANCADA

Na configuração denominada de *configuração de bancada* – que representa o cenário em que o sistema ativo é testado em condições diferentes das operacionais (e.g. motor montado em dinamômetro) – os ensaios são realizados com o subsistema ativo, montando-o na bancada de testes com as mesmas molas utilizadas na montagem do *mock-up*. Neste caso, os testes são realizados em duas etapas, conforme apresentado na Figura 7.1.

Figura 7.1: Procedimento experimental – Configuração de bancada.



Na primeira etapa realizam-se as medições diretas das forças nos pontos de conexão entre o subsistema ativo e a bancada de testes e medição das acelerações em pontos adicionais localizados na base do motor, na condição operacional, ou seja, com o motor em funcionamento, além disso, medem-se as *FRF* do sistema ativo, utilizando-se um *shaker* externo como fonte de excitação e com o sistema ativo (motor) desligado.

As medições das respostas nos pontos adicionais e a posterior obtenção das *FRF* do subsistema ativo são realizada para uma obtenção indireta das forças operacionais, servindo de alternativa para o caso em que não é possível utilizar medições diretas com transdutores de força. Na segunda etapa, o subsistema passivo é utilizado para obtenção das *FRF* que

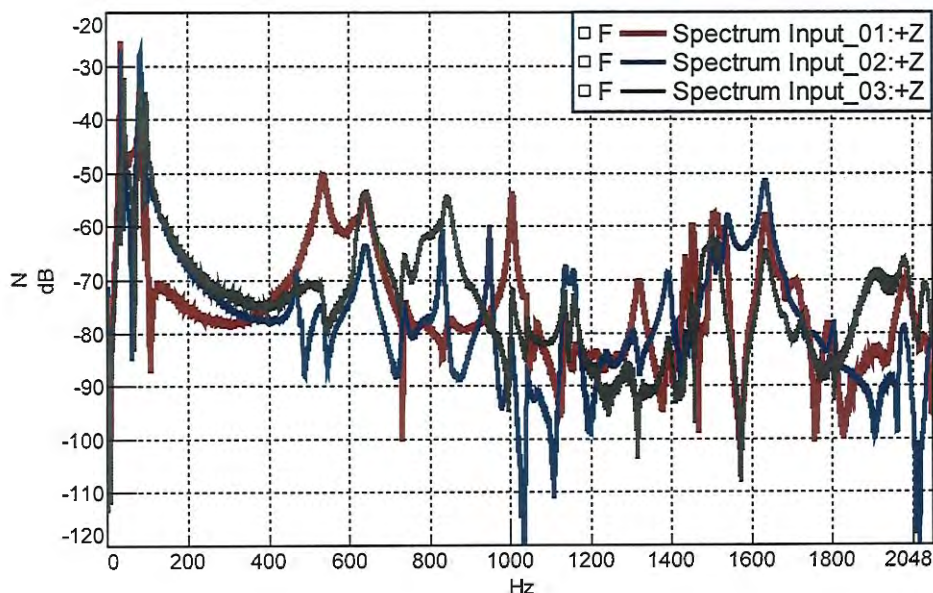
juntamente com os dados da primeira etapa são combinados na terceira etapa para construção do modelo de TPA.

É importante destacar que para este método prático, proposto neste trabalho, o modelo de TPA é construído com *FRF* obtidas apenas com o subsistema passivo (*TPA Clássica*) e com forças equivalentes obtidas apenas com testes realizados com o subsistema ativo (*TPA baseada em componentes*), ou seja, pode ser classificado como um método híbrido pois utiliza técnicas comuns as duas metodologias de TPA. Este procedimento é uma boa alternativa ao método da *interface híbrida*, uma vez que, é possível utilizar transdutores de força para medição direta das forças operacionais. A limitação deste método está relacionada a necessidade de utilizar as mesmas molas do sistema original na configuração de bancada. A utilização de molas distintas está condicionada a inclusão das dinâmicas das mesmas na construção do modelo, conforme descrito no método da *interface híbrida*.

7.1 Forças Operacionais Equivalentes

A Figura 7.2 apresenta as forças equivalentes medidas (com transdutores de força) na configuração de bancada, utilizando-se as molas VIP 10, 20 e VIP 30, respectivamente, nas posições correspondentes aos *Inputs* 1,2 e 3.

Figura 7.2: Forças equivalentes medidas na configuração de bancada (valor de referência 1g).



7.2 Resultados da TPA para a Configuração de Bancada

As Figuras 7.3, 7.4 e 7.5 apresentam as comparações entre as respostas experimentais e as calculadas via *configuração de bancada*, para os *Targets 1, 2 e 3*, respectivamente. Analisando-se os resultados obtidos, verifica-se que existe uma boa concordância entre as respostas experimentais e as respostas numéricas (obtidas via *TPA*). Além disso, no intervalo entre 1600 e 1800 Hz, para todos os três *Targets*, observa-se uma discrepância entre os valores medidos e os calculados. Este desvio entre os valores numéricos e experimentais pode ser atribuído ao fato de que o procedimento experimental do test rig foi realizado na bancada de testes, e a mesma apresenta ressonâncias nesta faixa de frequências.

Figura 7.3: Resposta em frequência para Target 1 – Comparação entre as respostas experimental e as calculadas via configuração de bancada (valor de referência 1g).

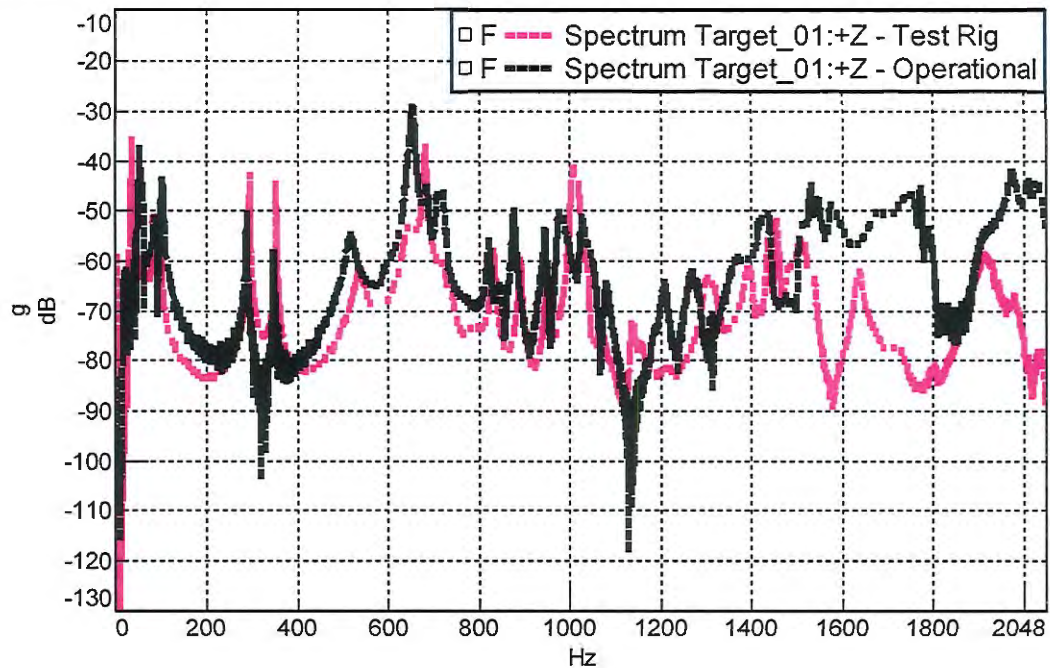


Figura 7.4: Resposta em frequência para Target 2 – Comparação entre as respostas experimental e as calculadas via configuração de bancada (valor de referência 1g).

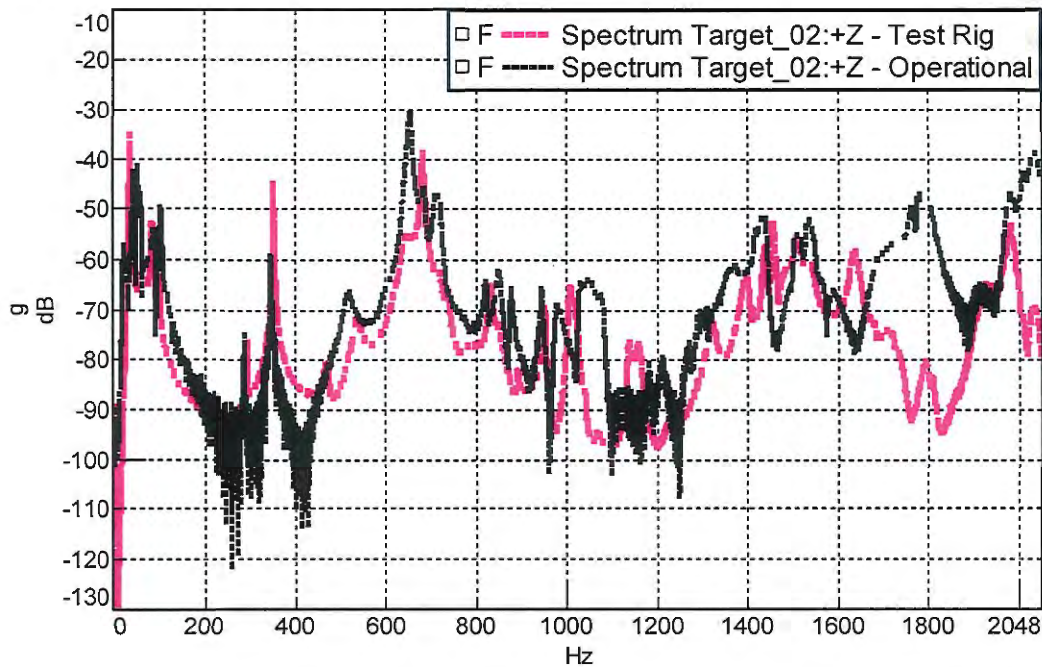
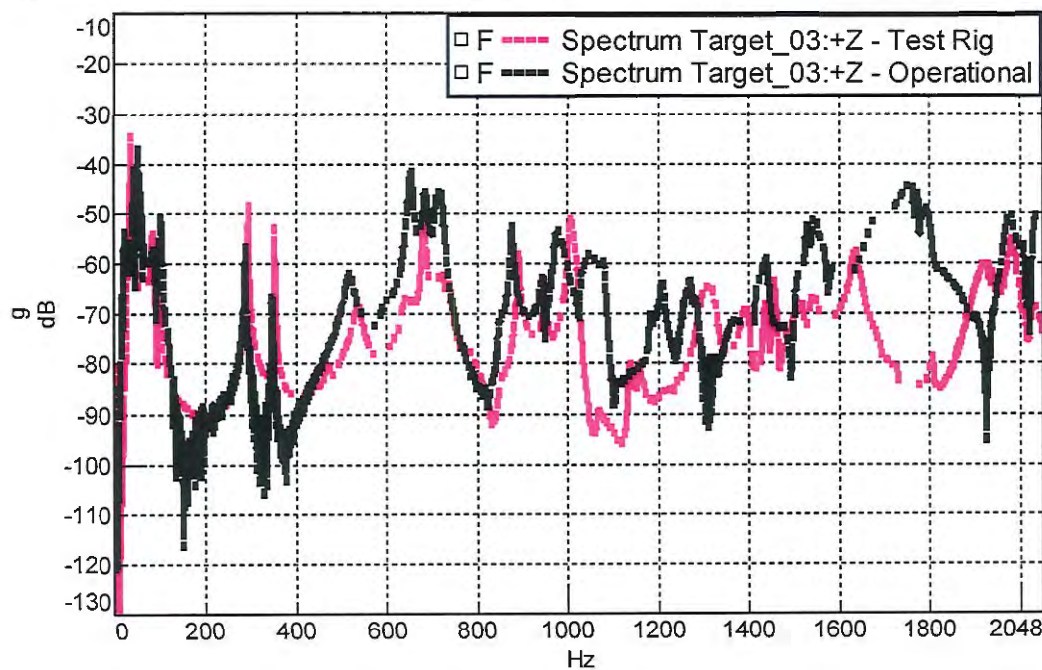


Figura 7.5: Resposta em frequência para Target 3 – Comparação entre as respostas experimental e as calculadas via configuração de bancada (valor de referência 1g).



O método da *configuração de bancada* é um método simples e rápido para obtenção das respostas nos *Targets*, desde que sejam utilizadas na montagem na bancada de testes as mesmas molas utilizadas na montagem original do sistema. Desta forma, este método é bastante útil em análises preliminares, que não necessitam de um refinamento mais apurado.

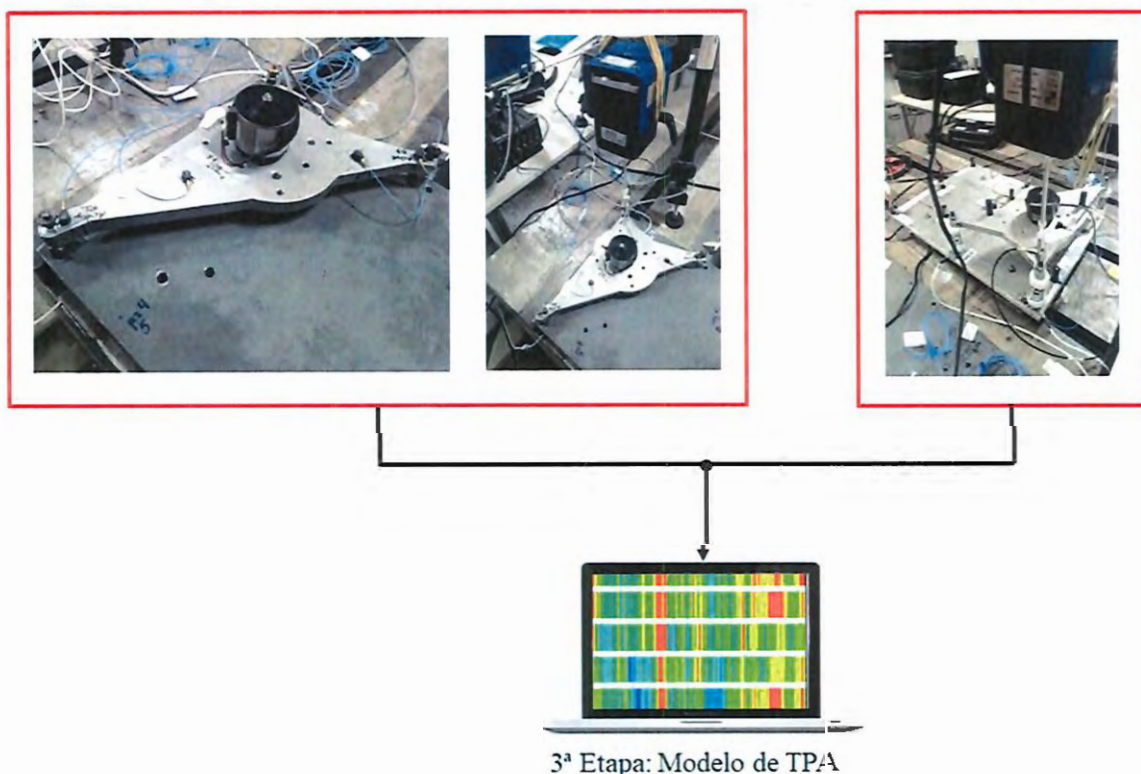
8 FORÇA BLOQUEADA

8.1 Procedimento Experimental

Nos ensaios do *método da força bloqueada* a base do motor é montada, sem as molas (ou coxins), diretamente na bancada de testes, sendo que, nos pontos de conexão pode-se colocar transdutores de força para determinação direta das forças equivalentes. O modelo completo de TPA é construído em três etapas, conforme apresentado na Figura 8.1.

Figura 8.1: Procedimento experimental – Força bloqueada.

1ª Etapa: Obtenção da Forças Operacionais Equivalentes 2ª Etapa: Obtenção das FRF



Na primeira etapa realizam-se as medições diretas das forças nos pontos de conexão e as acelerações em pontos específicos da base do motor, na condição operacional, ou seja, com o motor em funcionamento. Ainda nesta etapa medem-se as *FRF* (com motor desligado e excitação externa) que, combinadas com os dados operacionais, possibilitam a obtenção indireta das forças operacionais equivalentes nos pontos de conexão dos subsistemas ativo e

passivo, conforme descrito na equação 3.1, apresentada no capítulo 3. É importante destacar que, neste caso, as forças operacionais equivalentes foram obtidas de maneira direta (transdutores de força) e indiretamente por meio dos dados operacionais e das *FRF* do subsistema ativo, com o objetivo de validar os métodos através da comparação dos resultados. Na segunda etapa, as *FRF* para construção do modelo de TPA são obtidas com o sistema completo, com a fonte de vibração desligada (motor), utilizando um shaker como fonte de excitação. Na terceira etapa as forças operacionais equivalentes (1ª etapa) são combinadas com as *FRF* do sistema completo (2ª etapa) para determinação dos caminhos de transferência de energia.

Atender a condição de contorno infinitamente rígida é o ponto de maior criticidade na aplicação do método da força bloqueada e, quanto mais distante desta condição de contorno for realizado o experimento, maiores serão os erros cometidos. No experimento descrito nesta seção, a bancada de testes utilizadas não atende de maneira satisfatória esta condição, além disso, nos pontos de conexão entre a bancada de testes e suporte do motor foram colocados transdutores de força, o que de certa forma altera as características dinâmicas destes pontos, no entanto, a utilização de transdutores de força permite a comparação entre os resultados dos métodos direto e indireto de determinação das forças equivalentes.

8.2 Forças Operacionais Equivalentes

A Figura 8.2 e 8.3 apresentam as forças operacionais equivalentes obtidas pelos métodos direto e indireto da *força bloqueada*, respectivamente. O termo direto é devido ao fato de que as forças foram medidas por meio de transdutores. O indireto indica que as forças foram calculadas a partir dos resultados de testes operacionais e de medições de *FRF* do sistema ativo, com a fonte de vibração (motor) desligada. Estas forças equivalentes, juntamente com as *FRF* do sistema completo e as respostas operacionais, possibilitam a construção dos modelos de TPA de *força bloqueada*.

Figura 8.2: Forças equivalentes obtidas pelos métodos direto da força bloqueada -(valor de referência 1N).

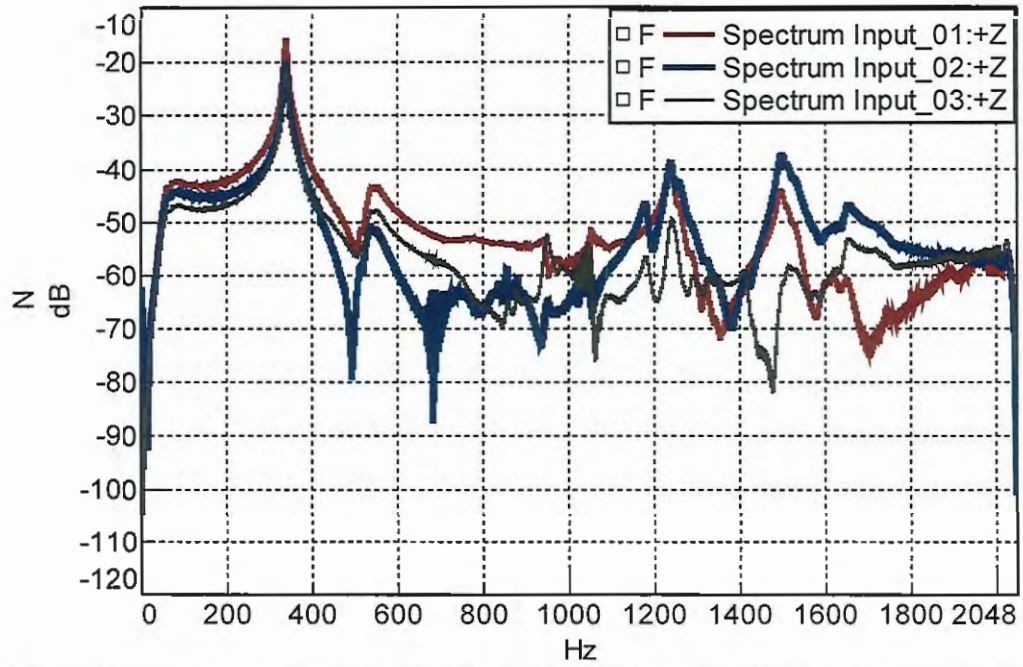
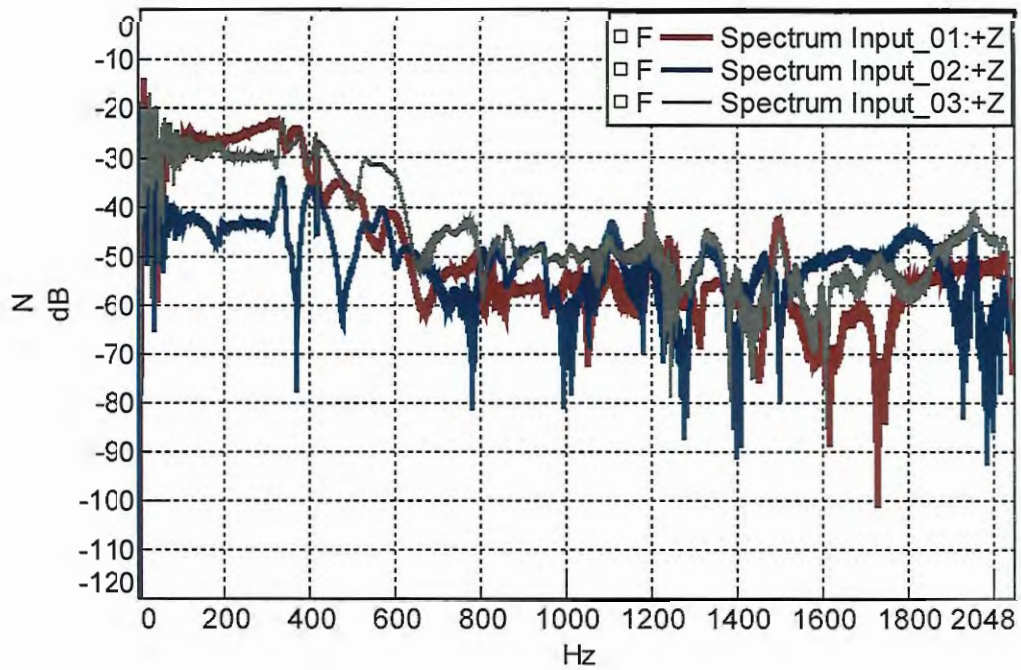


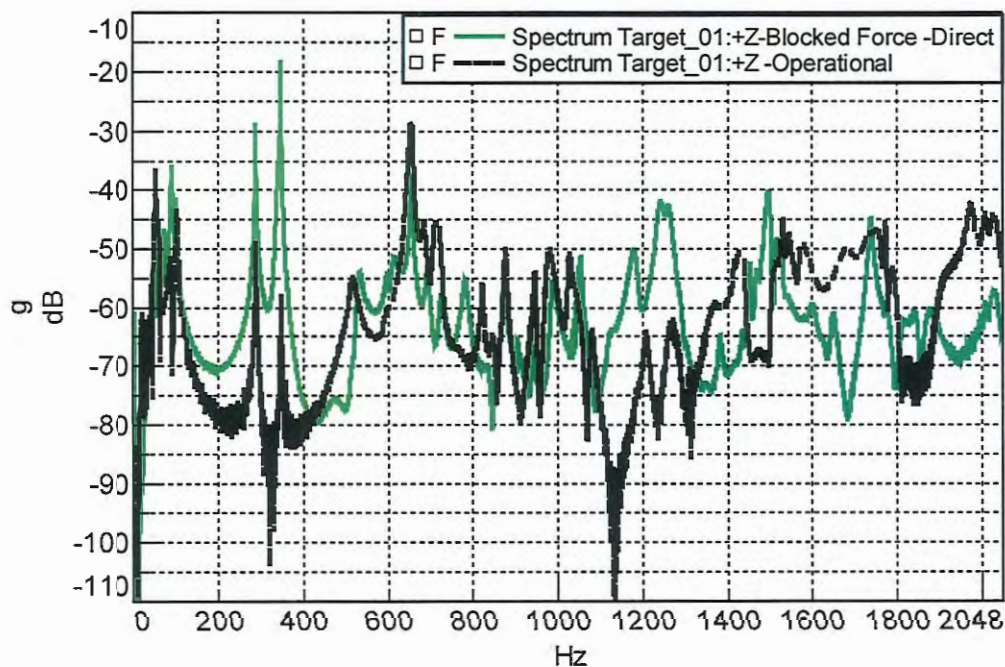
Figura 8.3: Forças equivalentes obtidas pelo método indireto da força bloqueada (valor de referência 1N).



8.3 Resultados da TPA para Condição de Contorno Flexível

A Figura 8.4 apresenta uma comparação entre a respostas medida e a calculada pelo método direto da *força bloqueada*, para o *Target 1*. Neste caso, é possível verificar que a resposta obtida apresenta uma boa concordância com a resposta experimental, principalmente entre 0 e 1000 Hz. Entre 200 e 400 Hz o método direto da *força bloqueada* superestimou os valores da amplitude de aceleração. A partir de 1000 Hz as discrepâncias entre os valores numérico e experimental é mais acentuada.

Figura 8.4: Resposta em frequência para Target 1 – Comparação entre as respostas medida e a calculada pelo Método direto da força bloqueada (valor de referência 1g).



Nas Figuras 8.5 e 8.6, que apresentam as comparações entre as respostas medidas e a calculadas pelo método direto da *força bloqueada* para os *Target 2* e *Target 3*, respectivamente, verifica-se um comportamento similar ao observado para o *Target 1*, ou seja, uma boa concordância no intervalo de 0 a 1000 Hz. Novamente em ambos os casos o método direto superestimou os valores da amplitude de aceleração (entre 200 e 400 Hz) e, a partir de 1000 Hz, as discrepâncias entre os valores experimentais e os numéricos é mais acentuada.

Figura 8.5: Resposta em frequência para Target 2 – Comparação entre as respostas medida e a calculada pelo Método direto da força bloqueada (valor de referência 1g).

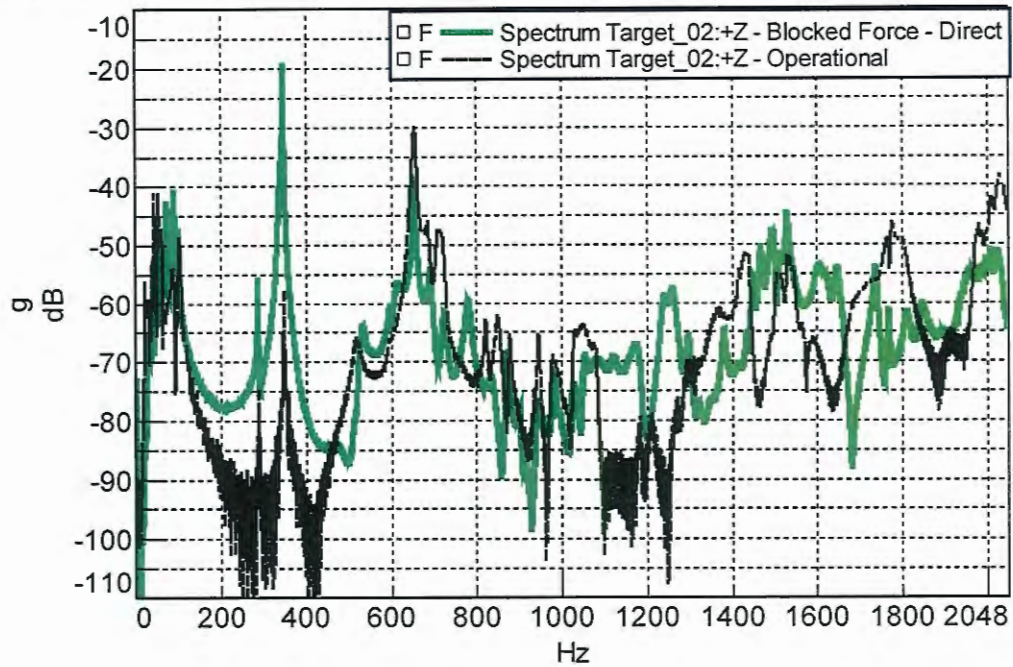
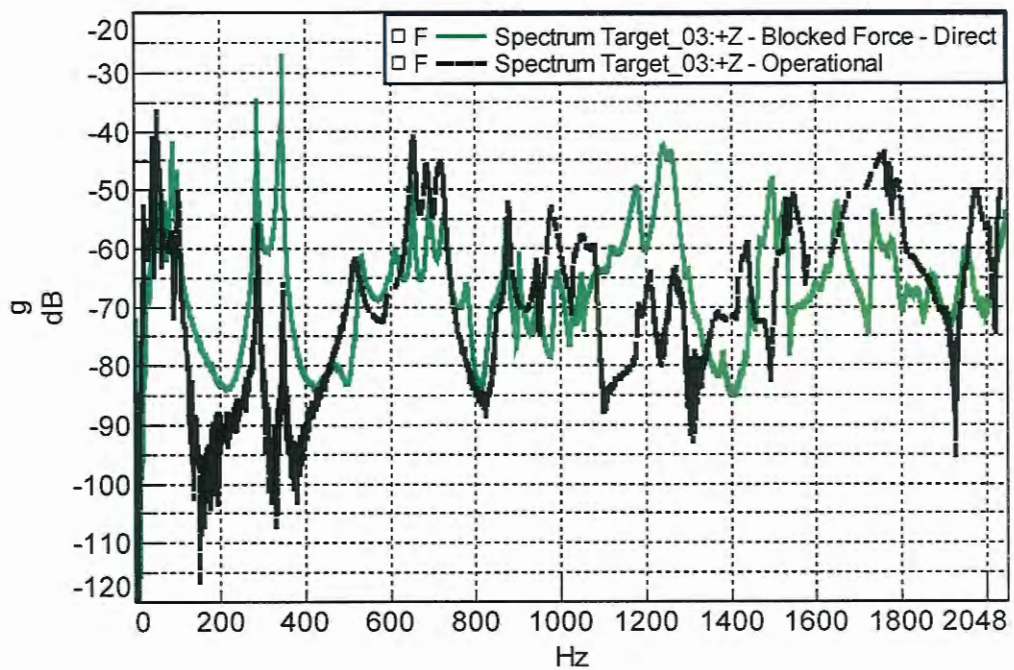


Figura 8.6: Resposta em frequência para Target 3 – Comparação entre as respostas medida e a calculada pelo Método direto da força bloqueada (valor de referência 1g).



As Figuras 8.7, 8.8 e 8.9 apresentam comparações entre as respostas experimentais nos *Targets 1, 2 e 3*, e as calculadas através do método indireto da *força bloqueada*,

respectivamente. Para cada um dos *Targets*, é possível que não houve boa concordância entre as respostas medida e calculada.

Figura 8.7: Resposta em frequência para Target 1 – Comparação entre as respostas medida e a calculada pelo Método indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).

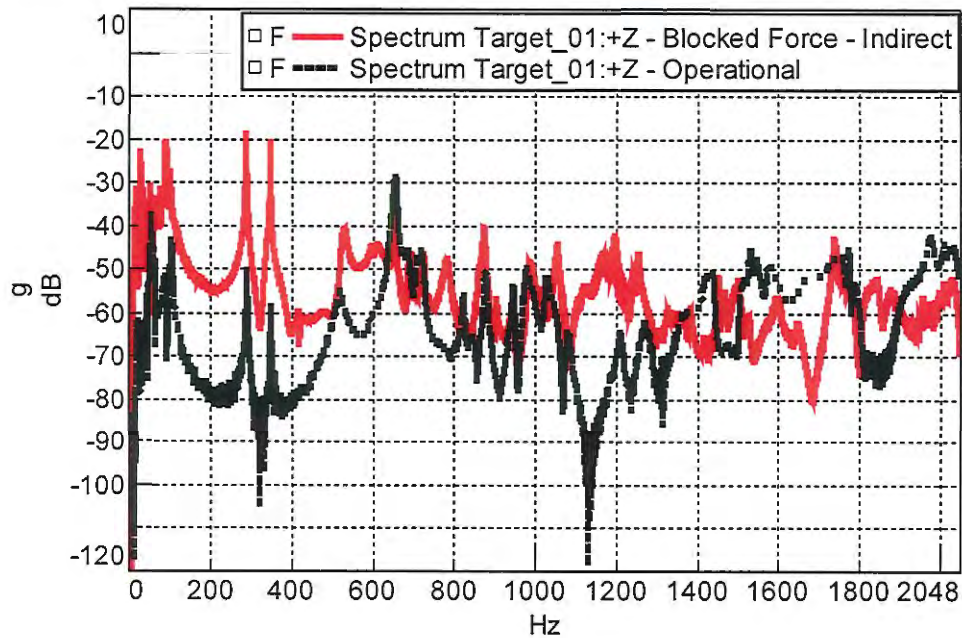


Figura 8.8: Resposta em frequência para Target 2 – Comparação entre as respostas medida e a calculada pelo Método indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).

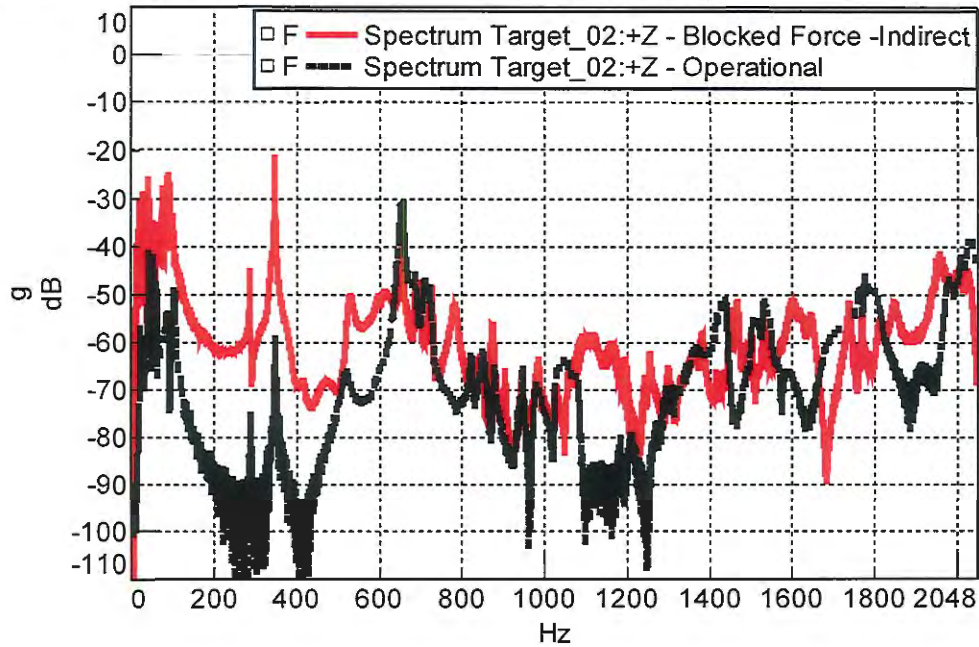
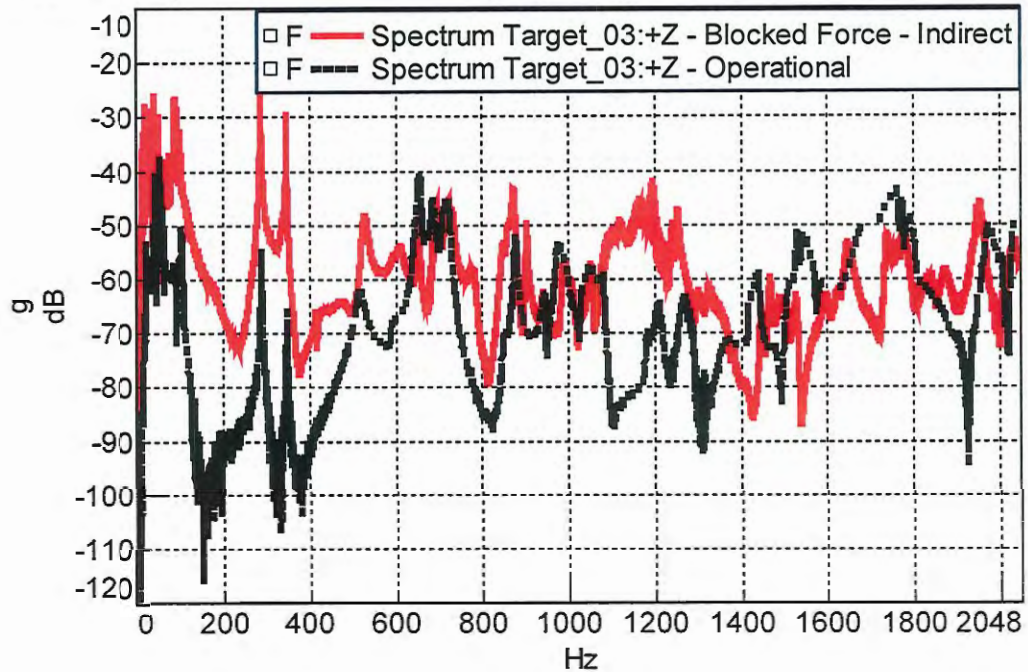


Figura 8.9: Resposta em frequência para Target 3 – Comparação entre as respostas medida e a calculada pelo Método indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).



Comparando-se os resultados obtidos entre os métodos direto e indireto, verifica-se que as respostas obtidas pelo primeiro método são mais próximas do valor experimental. Além disso, de maneira geral, as respostas obtidas pelos métodos da *força bloqueada* apresentaram discrepâncias em algumas faixas de frequência, o que pode ser atribuído tanto a presença das molas na montagem do sistema completo e a dificuldade de se obter uma condição de contorno infinitamente rígida.

As Figuras 8.10, 8.11 e 8.12 apresentam comparações entre as respostas calculadas pelos métodos direto e indireto da *força bloqueada*, para os *Targets 1, 2 e 3*, respectivamente. Analisando-se as figuras anteriormente citadas, verifica-se que os resultados obtidos nos dois métodos apresentam uma boa concordância em toda a faixa de frequência de medição, o que de certa forma, valida o método indireto da *força bloqueada*. Neste ponto, vale lembrar que todos os resultados apresentados nesta seção correspondem ao caso no qual os subsistemas ativo e passivo foram conectados através de molas.

Figura 8.10: Resposta em frequência para Target 1 – Comparação entre as respostas operacional e as calculadas pelos métodos direto e indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).

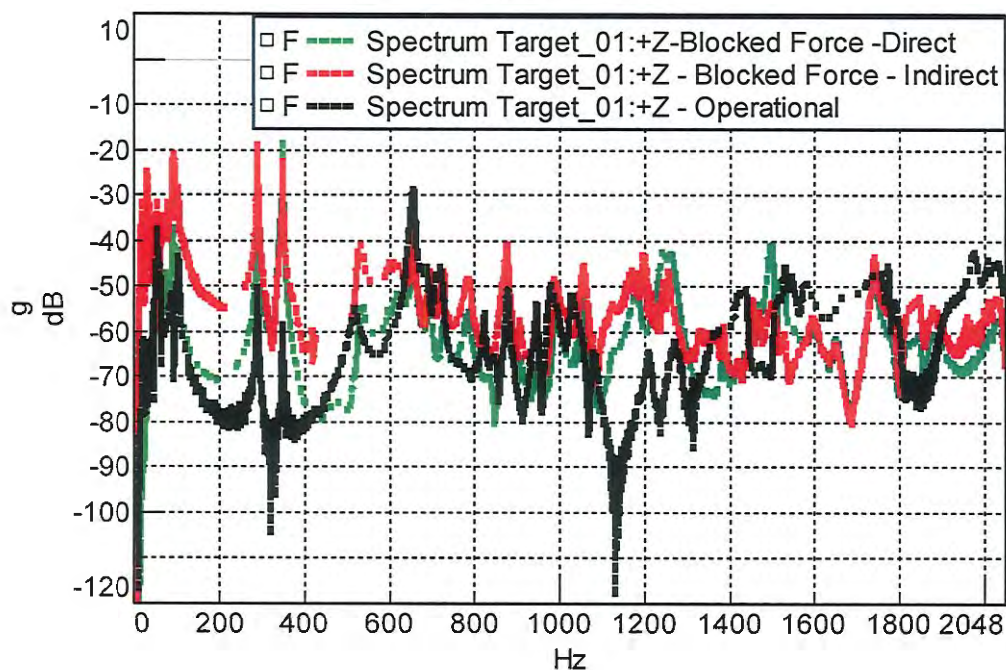


Figura 8.11: Resposta em frequência para Target 2 – Comparação entre as respostas operacional e as calculadas pelos métodos direto e indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).

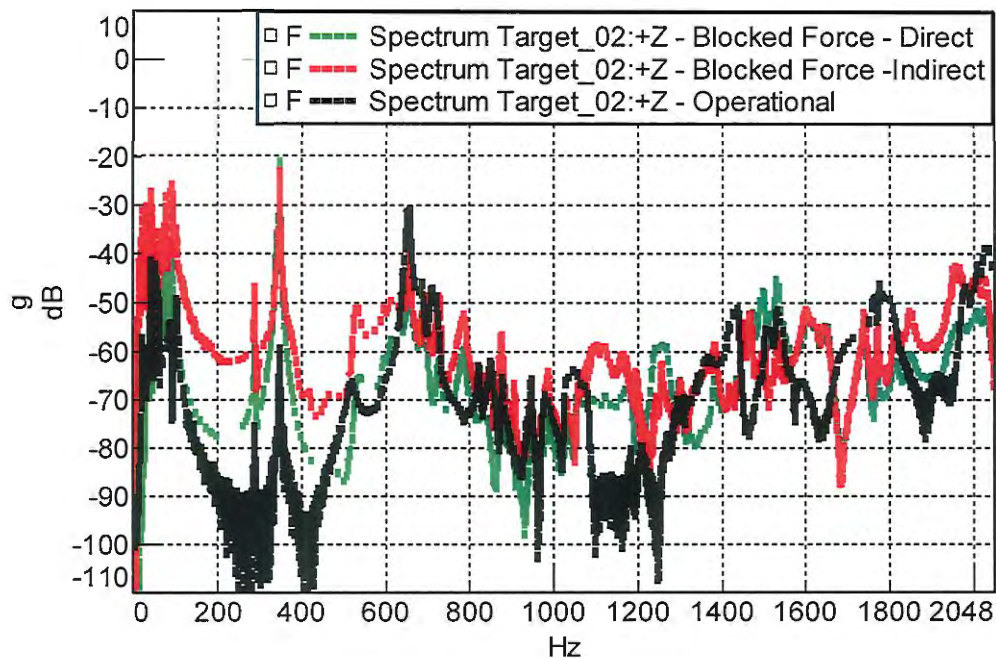
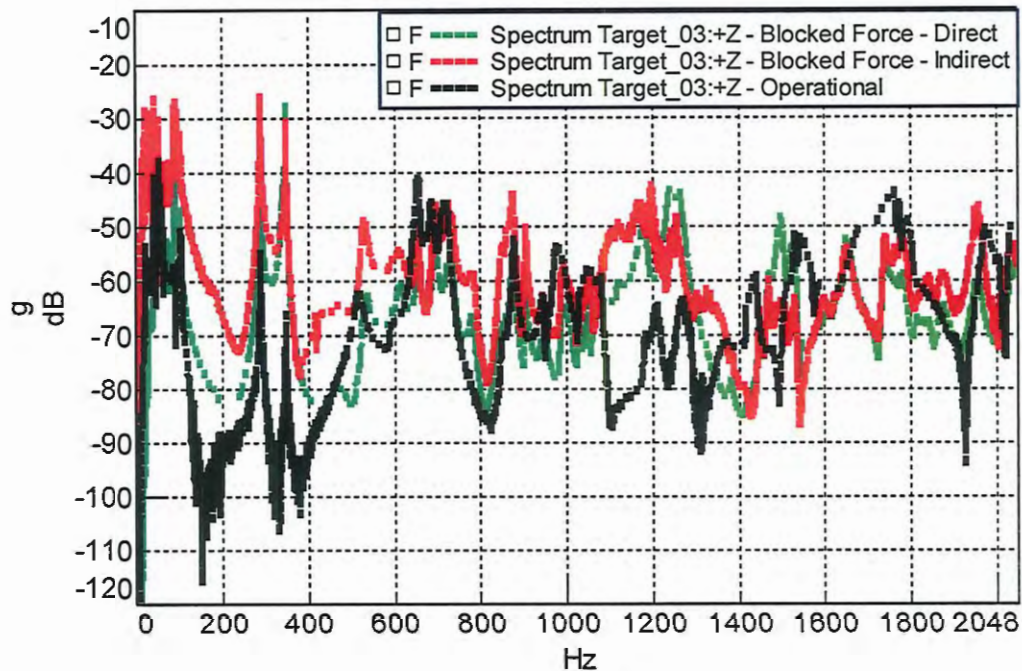


Figura 8.12: Resposta em frequência para Target 3 – Comparação entre as respostas operacional e as calculadas pelos métodos direto e indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).



8.4 Resultados da TPA para Condição de Contorno Rígida

Nesta seção estão apresentados os resultados dos dois métodos da *força bloqueada*, aplicados ao *mock-up* montado sem as molas nos pontos de conexão entre os subsistemas ativo e passivo, configuração aqui denominada de conexão rígida.

As Figuras 8.13, 8.14 e 8.15 apresentam, respectivamente, comparações entre as respostas medidas nos *Targets* 1, 2 e 3 e as respostas calculadas através do método direto da *força bloqueada*. Analisando-se estas figuras, verifica-se uma boa concordância entre os resultados numéricos e os experimentais. Comparando-se os resultados das Figuras 8.13, 8.14 e 8.15 com os resultados apresentados nas Figuras 8.4, 8.5 e 8.6, verifica-se que no caso em que os subsistemas ativo e passivo são ligados por conexões rígidas o método da *força bloqueada* apresenta melhores resultados.

Figura 8.13: Resposta em frequência para Target 1 – Comparação entre as respostas medida e calculada pelo método direto da força bloqueada (valor de referência 1g).

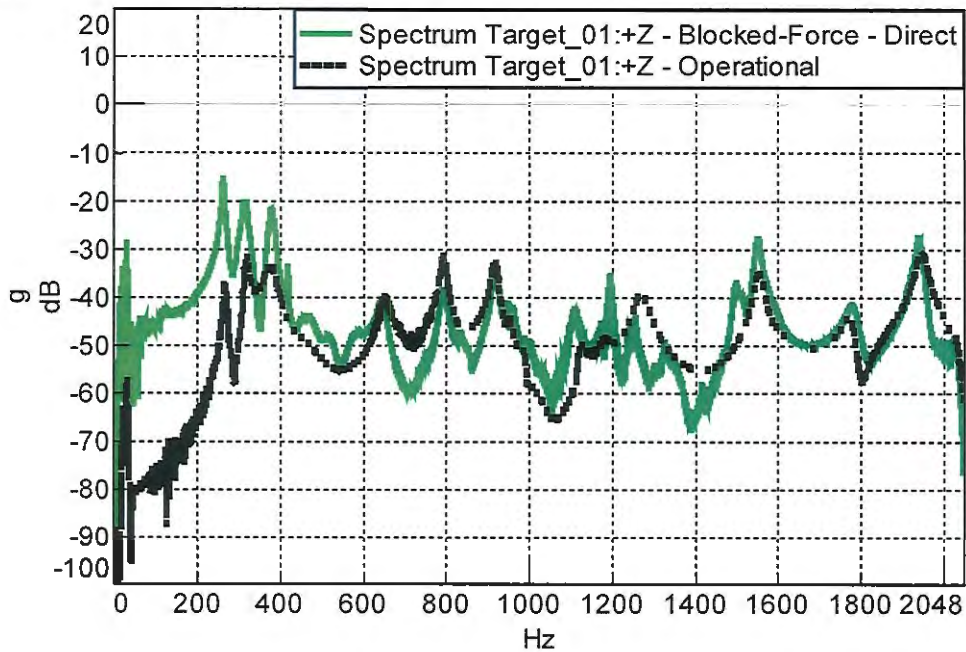


Figura 8.14: Resposta em frequência para Target 2 – Comparação entre as respostas medida e calculada pelo método direto da força bloqueada (valor de referência 1g).

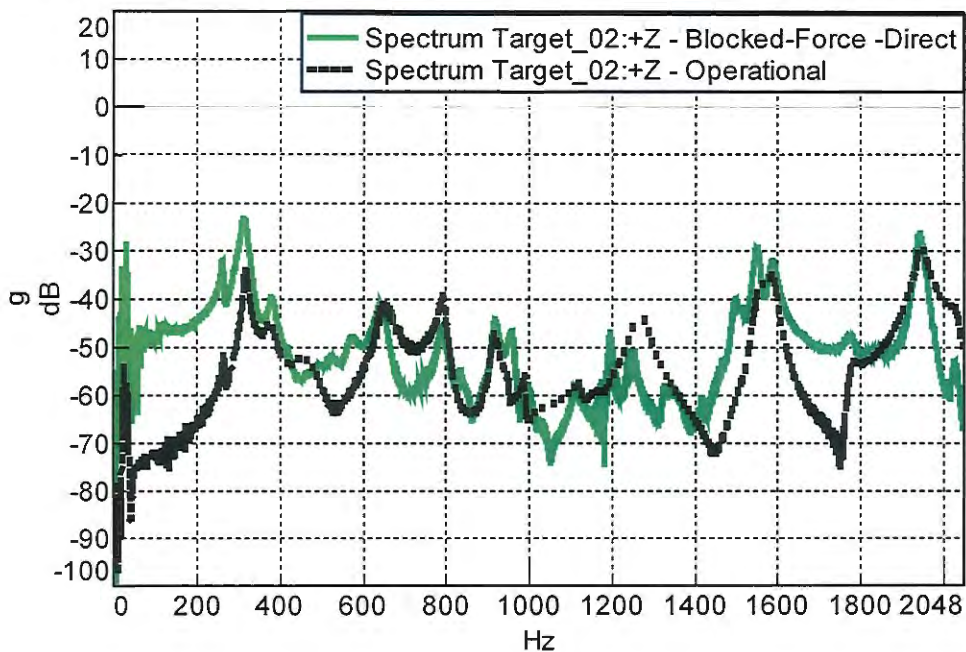
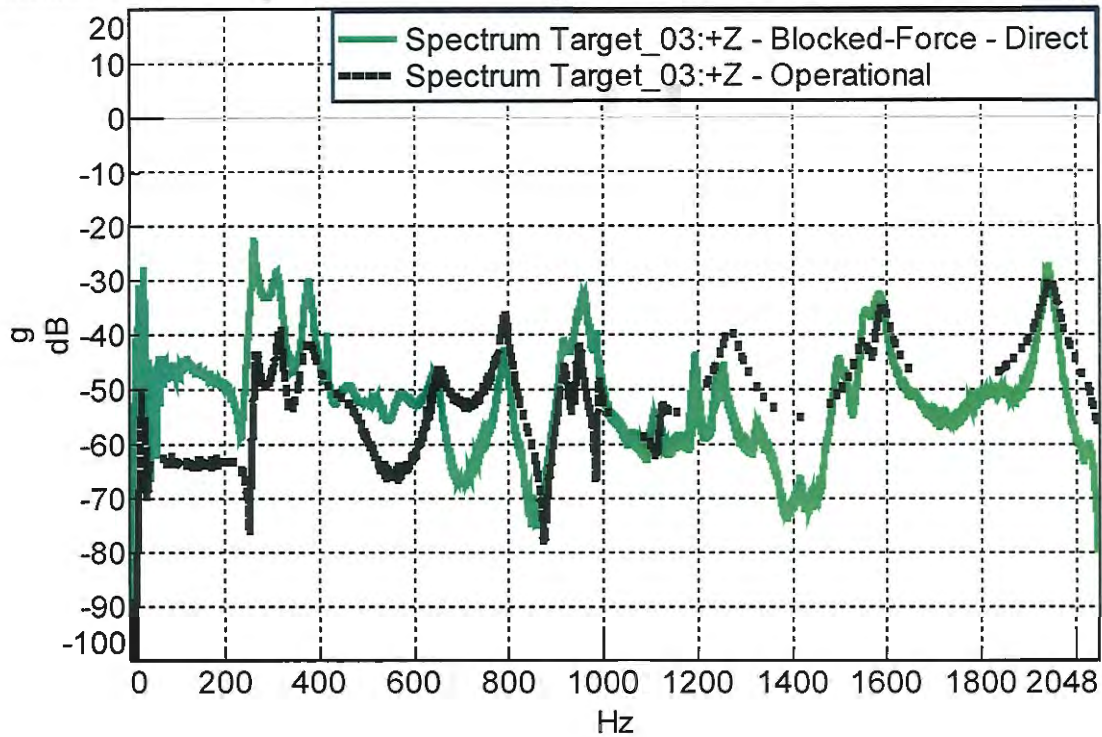


Figura 8.15: Resposta em frequência para Target 3 – Comparação entre as respostas medida e calculada pelo método direto da força bloqueada (valor de referência 1g).



As Figuras 8.16, 8.17 e 8.18 apresentam, respectivamente, comparações entre as respostas medidas nos *Targets 1, 2 e 3* e as respostas calculadas através do método indireto da força bloqueada. Analisando-se estas figuras, verifica-se novamente uma boa concordância entre os resultados numéricos e os experimentais. Comparando-se os resultados das Figuras 8.16, 8.17 e 8.18 com os resultados apresentados nas Figuras 8.7, 8.8 e 8.9, verifica-se que, mais uma vez, no caso em que os subsistemas ativo e passivo são ligados por conexões rígidas o método da *força bloqueada* apresenta melhores resultados.

Figura 8.16: Resposta em frequência para Target 1 – Comparação entre as respostas medida e a calculada pelo Método indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).

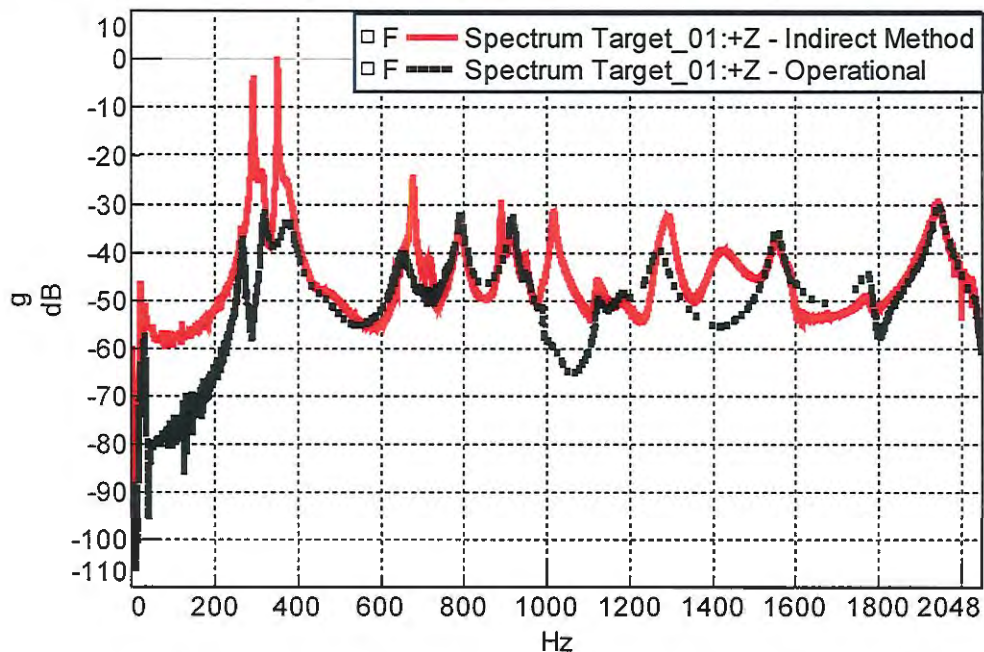


Figura 8.17: Resposta em frequência para Target 2 – Comparação entre as respostas medida e a calculada pelo Método indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).

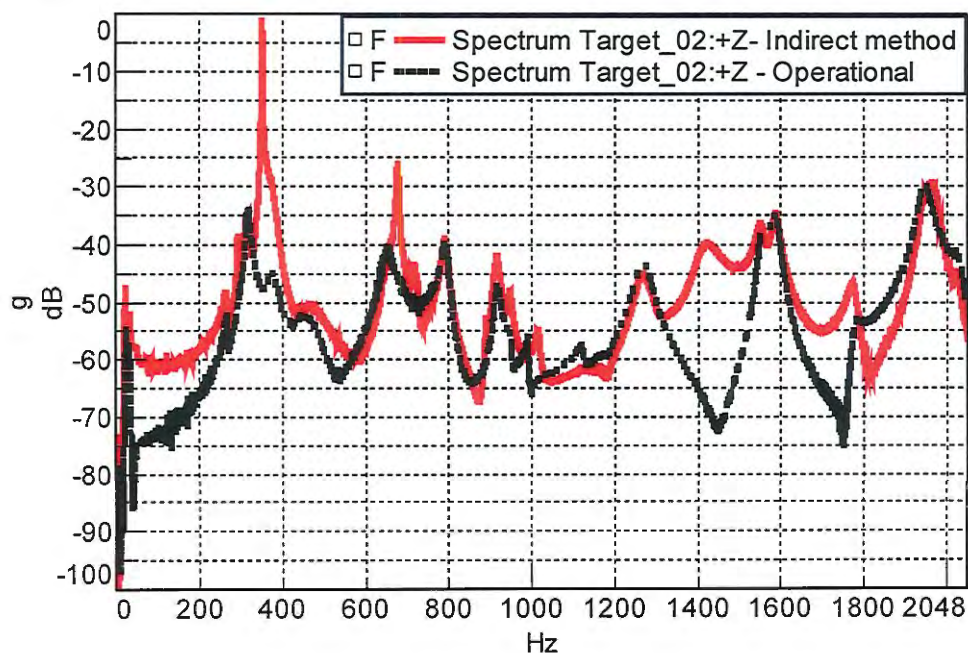
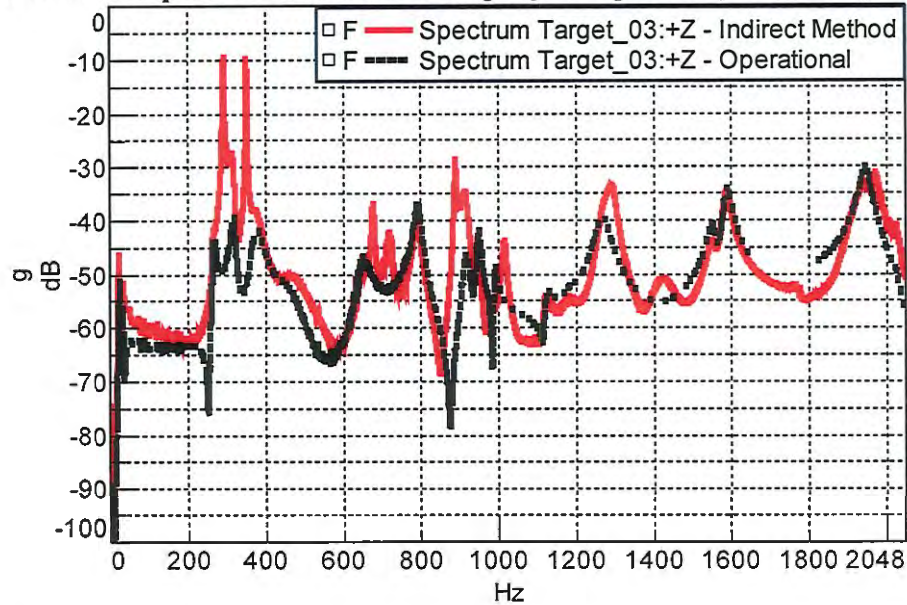


Figura 8.18: Resposta em frequência para Target 3 – Comparação entre as respostas medida e a calculada pelo Método indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).



As Figuras 8.19, 8.20 e 8.21 apresentam comparações entre as respostas experimentais e as calculadas pelos métodos da *força bloqueada* para os *Targets 1, 2 e 3*, respectivamente. É possível que em todos os casos as respostas obtidas pelos métodos direto e indireto apresentem uma boa concordância, o que serve de validação para o método indireto de obtenção de forças equivalentes.

Figura 8.19: Resposta em frequência para Target 1 – Comparação entre as respostas operacional e as calculadas pelos métodos direto e indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).

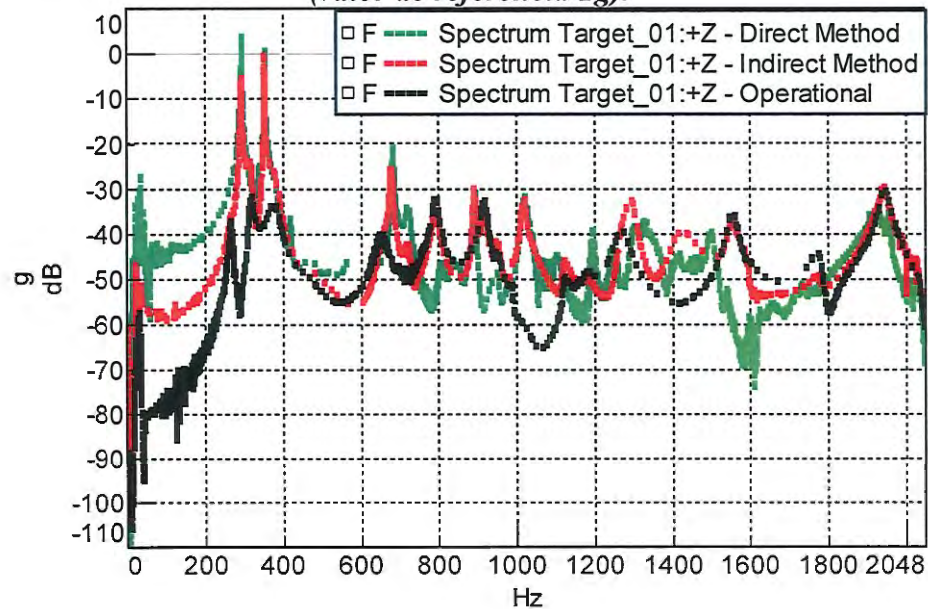


Figura 8.20: Resposta em frequência para Target 2 – Comparação entre as respostas operacional e as calculadas pelos métodos direto e indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).

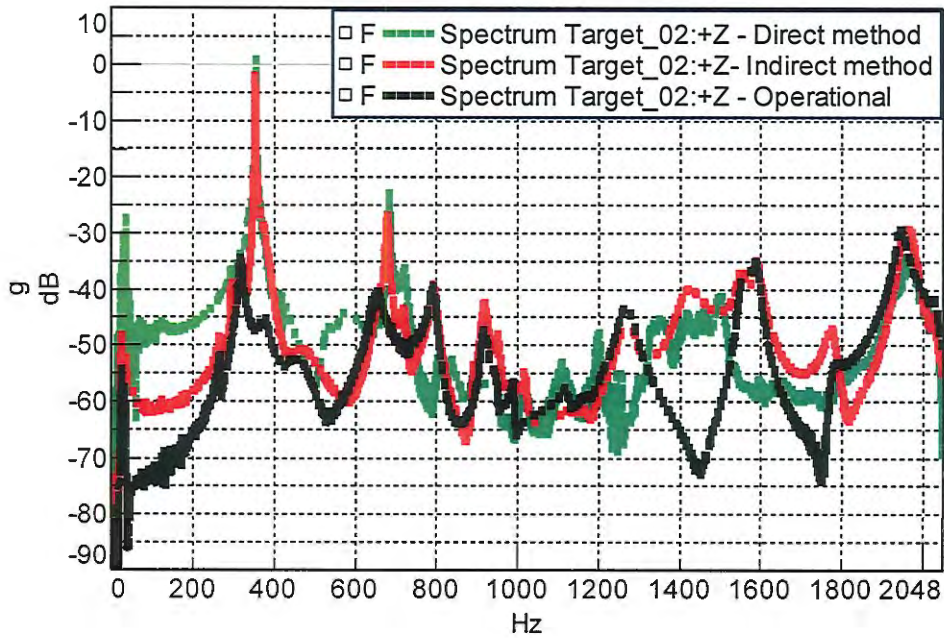
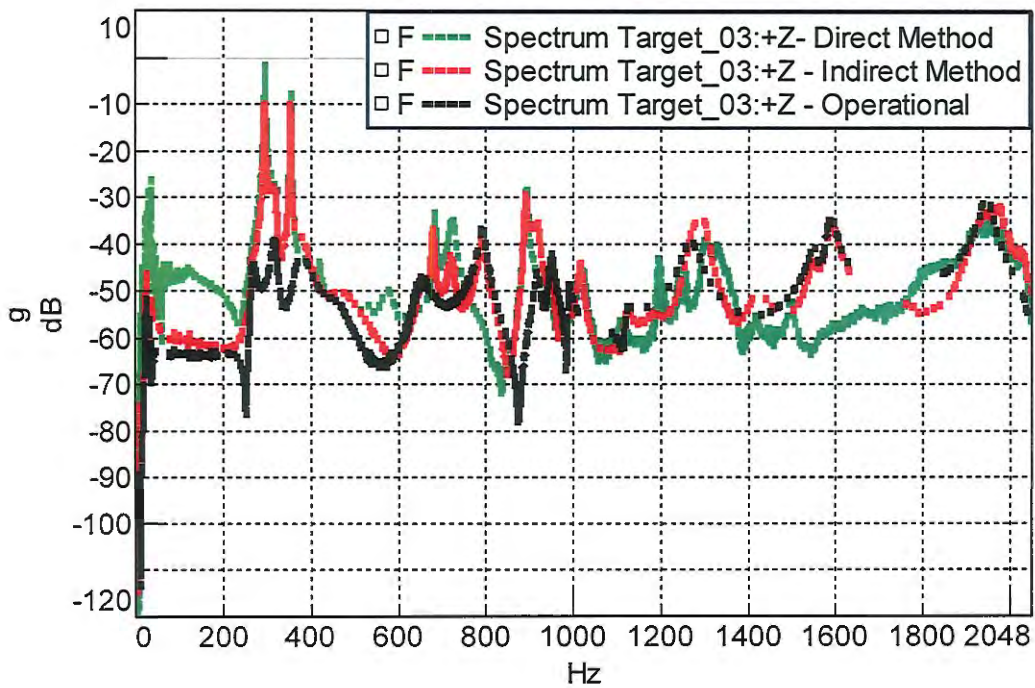


Figura 8.21: Resposta em frequência para Target 3 – Comparação entre as respostas operacional e as calculadas pelos métodos direto e indireto da força bloqueada (valor de referência 1g).



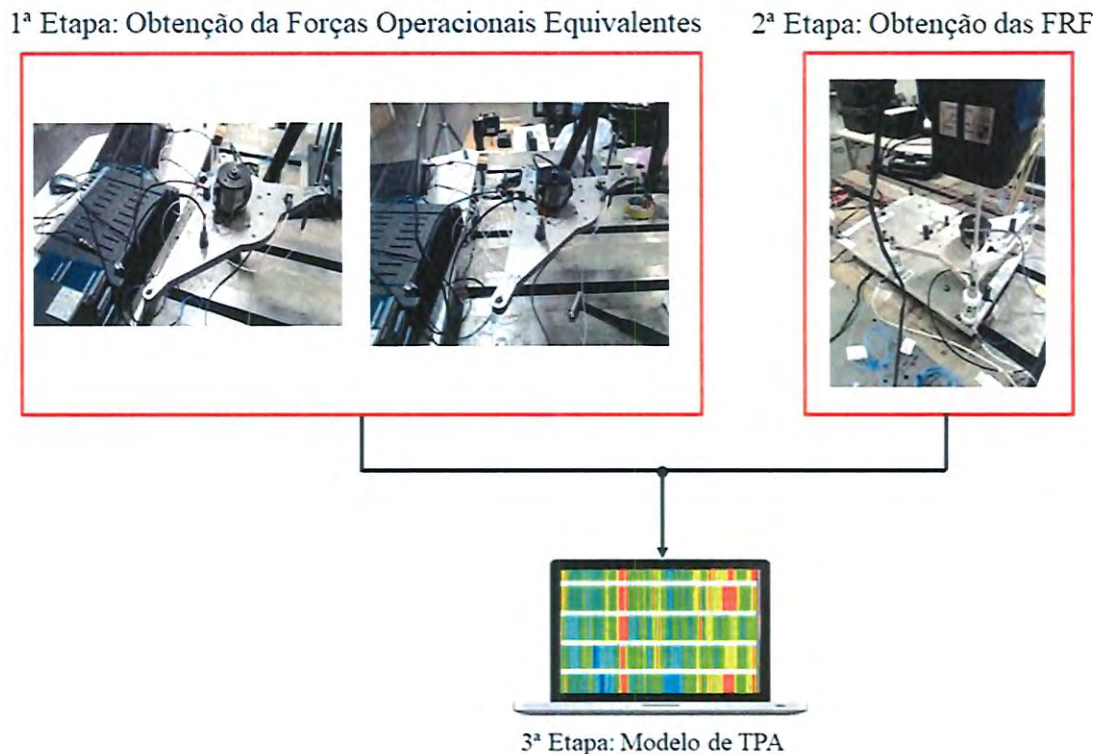
Através da análise dos resultados apresentados nas seções referentes aos métodos da *força bloqueada* é possível concluir que os melhores resultados são obtidos em sistemas que apresentam conexões rígidas entre a parte ativa e a passiva. Para sistemas com conexões flexíveis os resultados apresentam discrepância que são mais acentuadas nas faixas de alta frequência.

9 VELOCIDADE LIVRE

9.1 Procedimento Experimental

Para realização dos ensaios experimentais do método *da velocidade livre*, o subsistema ativo é montado de maneira a simular a condição de contorno livre-livre, e o modelo completo de TPA é construído em três etapas, conforme apresentado na Figura 9.1.

Figura 9.1: Procedimento experimental – Velocidade livre.



Na primeira etapa do ensaio medem-se as acelerações em pontos específicos da base do motor, na condição operacional, ou seja, com excitação interna do shaker inercial. Ainda na primeira etapa, para a condição de excitação externa e obtenção das *FRF*, é possível empregar um shaker ou martelo de impacto, dependendo das características do sistema em estudo. A utilização de um shaker como fonte de excitação externa, para um sistema ativo relativamente pequeno, como é o caso do *mock-up*, afeta significativamente o comportamento do sistema (VAROTO; OLIVEIRA, 2002). Sendo assim, nestes casos, as *FRF* do método da *velocidade livre* devem ser obtidas via impacto com martelo instrumentado. Com os dados experimentais

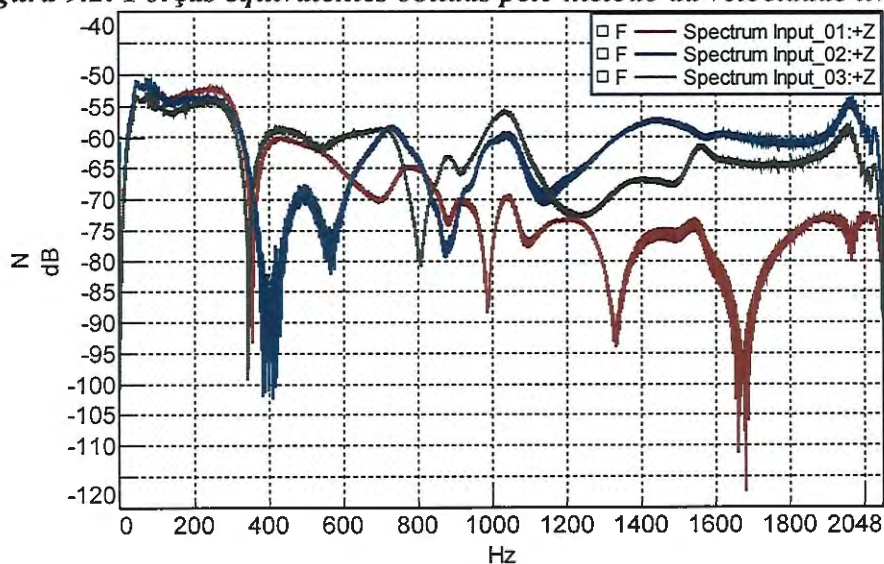
obtidos nesta etapa, é possível obter as forças operacionais equivalentes do subsistema ativo, de acordo com o descrito na sessão 3.2 através da equação 3.2. Na segunda etapa, as *FRF* necessárias para a construção do modelo de TPA são obtidas com o motor desligado e com o sistema completo, ou seja, subsistema ativo + subsistema passivo. Na terceira etapa as forças operacionais equivalentes (primeira etapa) juntamente com as *FRF* do sistema completo (segunda etapa) são utilizadas para determinação dos caminhos de transferência de energia.

A grande dificuldade experimental presente no método da *velocidade livre* é a obtenção da condição de contorno livre-livre. Na prática é comum utilizar fios de poliamida para suspender o sistema em estudo, procedimento adotado no caso do suporte do motor. No entanto, devido as dimensões do suporte e a presença do shaker inercial o não possível um nivelamento preciso do mesmo, o que pode afetar as medições das acelerações. Este cenário é ainda mais crítico em subsistemas ativos de maior porte (dimensão e massa) como por exemplo em um motor de um automóvel.

9.2 Forças Operacionais Equivalentes

A Figura 9.2 apresenta as forças equivalentes, nos *Inputs* 1, 2 e 3, obtidas através do método da *velocidade livre*. Estas forças, juntamente com as *FRF* do sistema completo, foram utilizadas na construção de modelos de TPA baseada em componentes para obtenção das respostas nos *Targets*.

Figura 9.2: Forças equivalentes obtidas pelo método da velocidade livre.



9.3 Resultados para a Condição de Contorno Flexível

As Figuras 9.3, 9.4 e 9.5 apresentam comparações entre as respostas experimentais, medidas nos *Targets 1, 2 e 3*, respectivamente, e as respostas calculadas através do método da *velocidade livre*. Verifica-se que em todos os casos existe uma boa concordância entre os valores numéricos e os experimentais. Em certas faixas de frequência os resultados obtidos pelo método da *velocidade livre* apresentam desvios que podem ser atribuídos as dificuldades de se conseguir uma montagem experimental com a condição de contorno livre-livre.

Figura 9.3: Resposta em frequência para Target 1 – Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método da velocidade livre (valor de referência 1g).

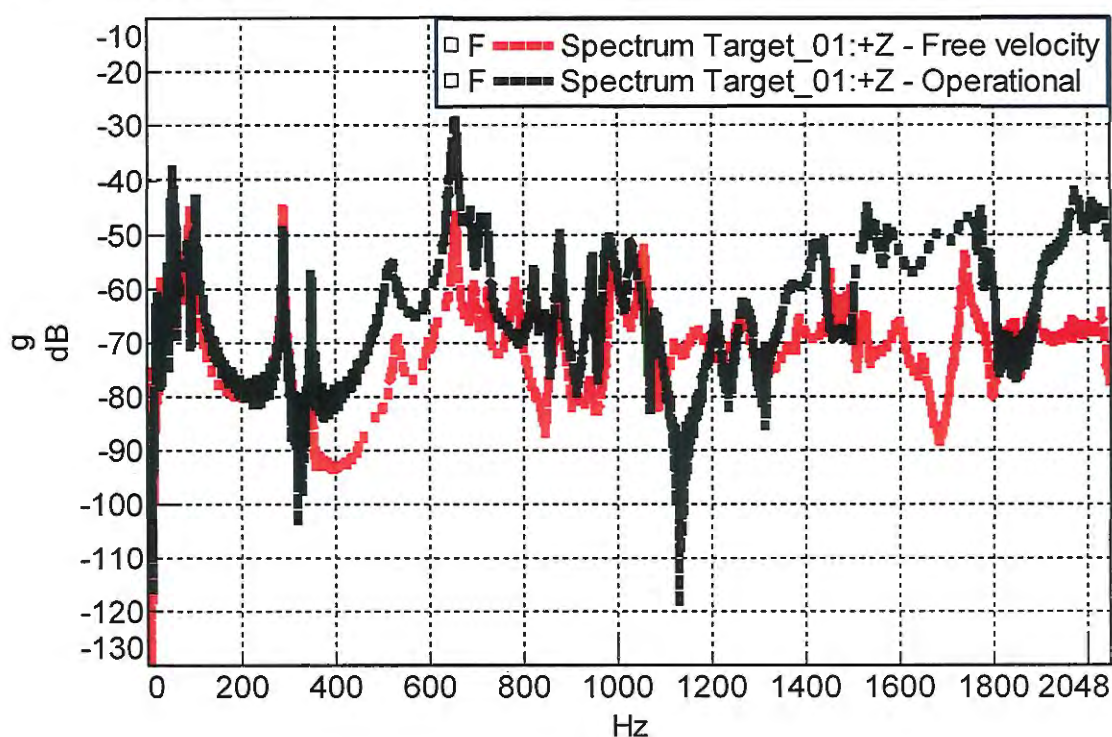


Figura 9.4: Resposta em frequência para Target 2 – Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método da velocidade livre (valor de referência 1g).

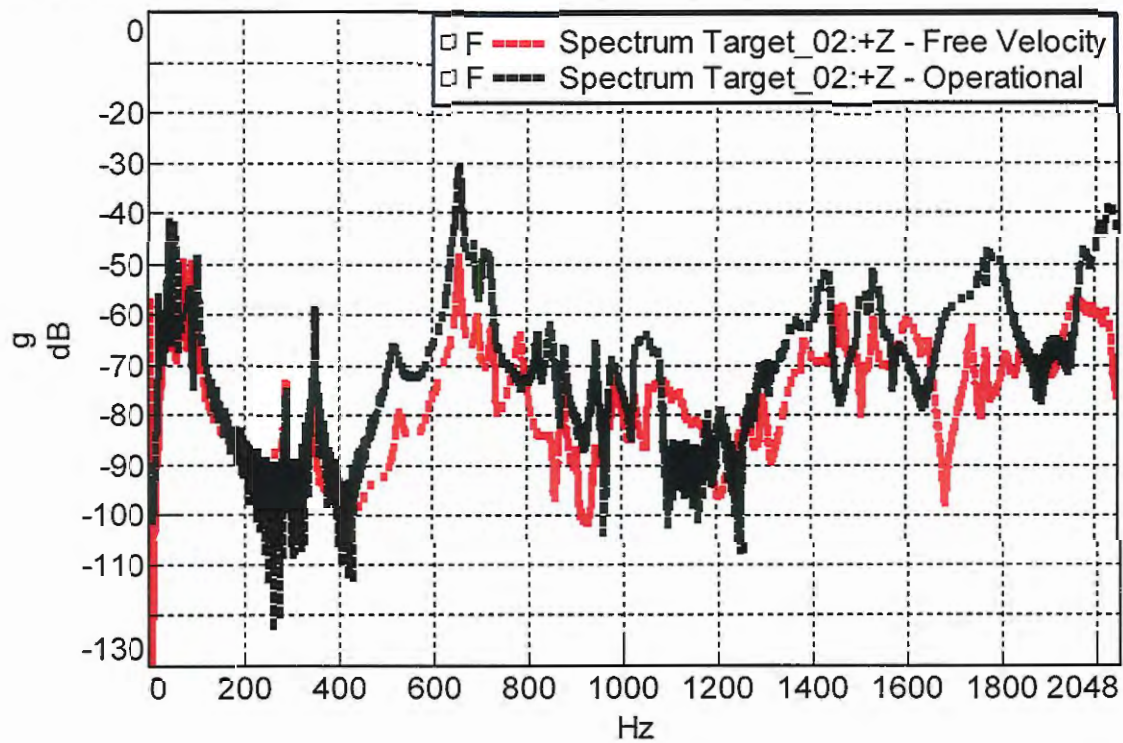
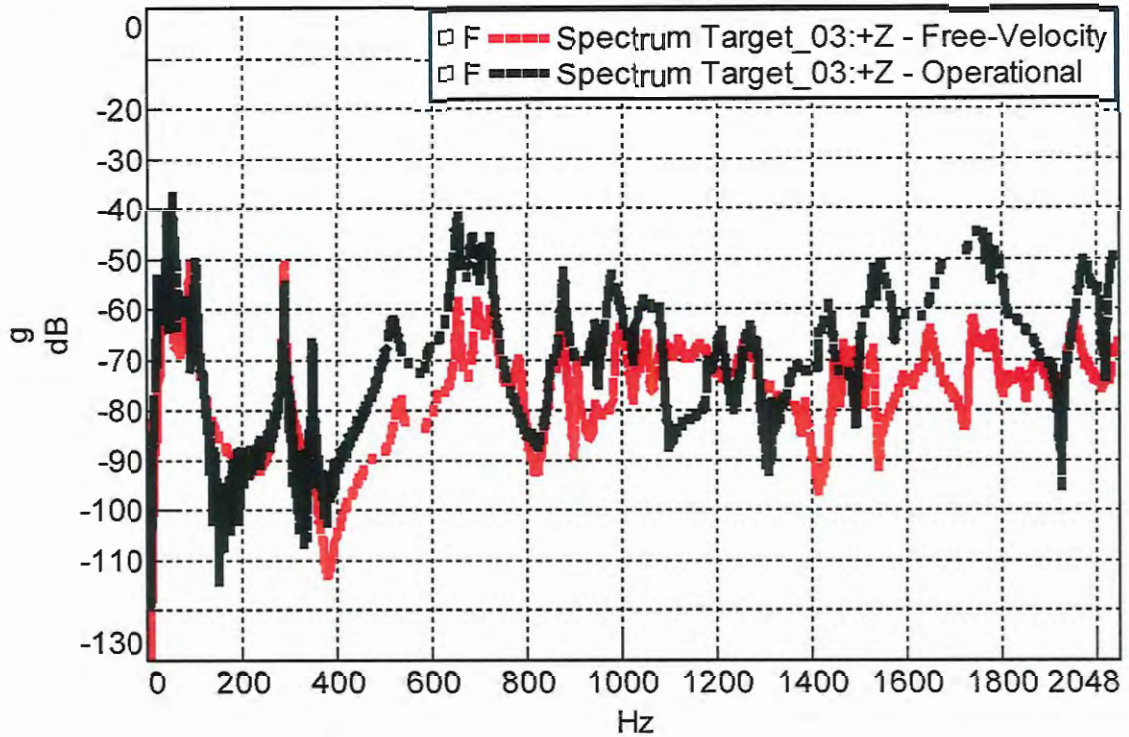


Figura 9.5: Resposta em frequência para Target 3 – Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método da velocidade livre (valor de referência 1g).



9.4 Resultados para a Condição de Contorno Rígida

As Figuras 9.6, 9.7 e 9.8 apresentam as respostas experimentais, medidas nos *Targets* 1, 2 e 3, respectivamente, e as respostas calculadas através do método da *velocidade livre*, para o caso em que a conexão entre os subsistemas é feita sem a utilização de molas. Comparando-se estes resultados com os do caso em que a conexão entre os subsistemas é feita com molas, verifica-se que a concordância entre as respostas medidas e calculadas não é tão boa, como no caso em que as molas fazem a conexão entre os subsistemas ativo e passivo. Estes resultados indicam que o método da *velocidade livre* é mais indicado para problemas em que a conexão entre os subsistemas é feita através de pontos mais flexíveis.

Figura 9.6: Resposta em frequência para Target 1– Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método da velocidade livre (valor de referência 1g).

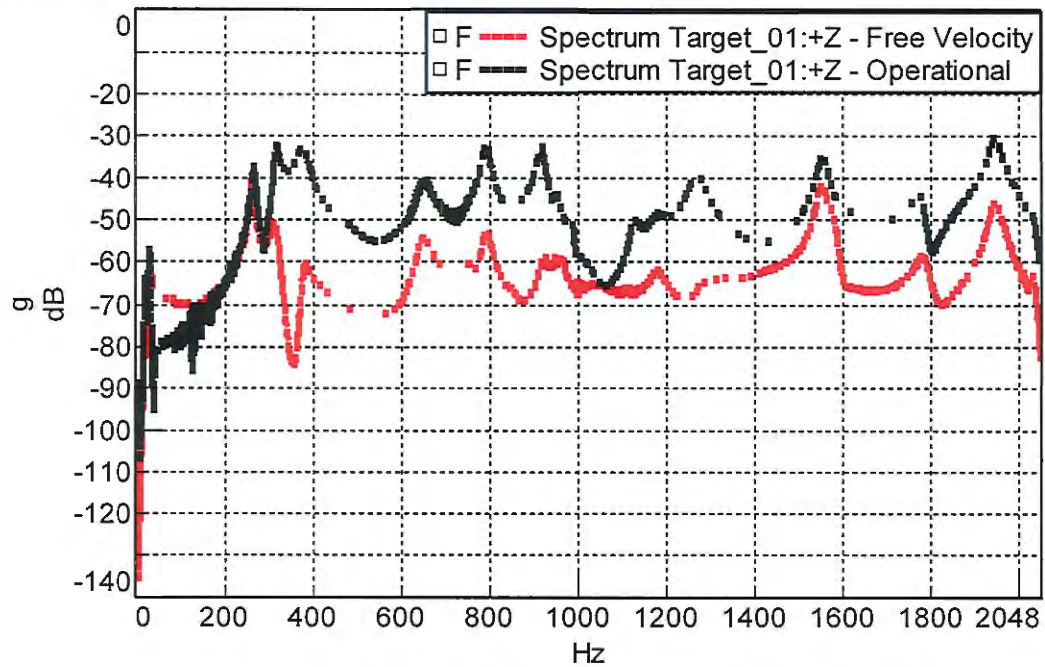


Figura 9.7: Resposta em frequência para Target 2– Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método da velocidade livre (valor de referência 1g).

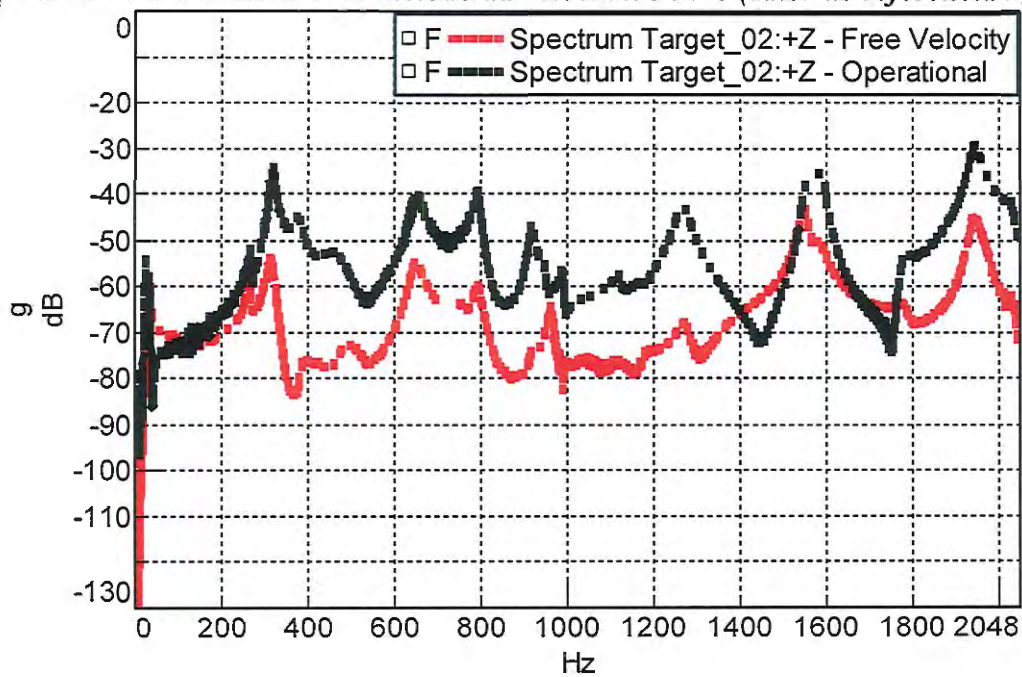
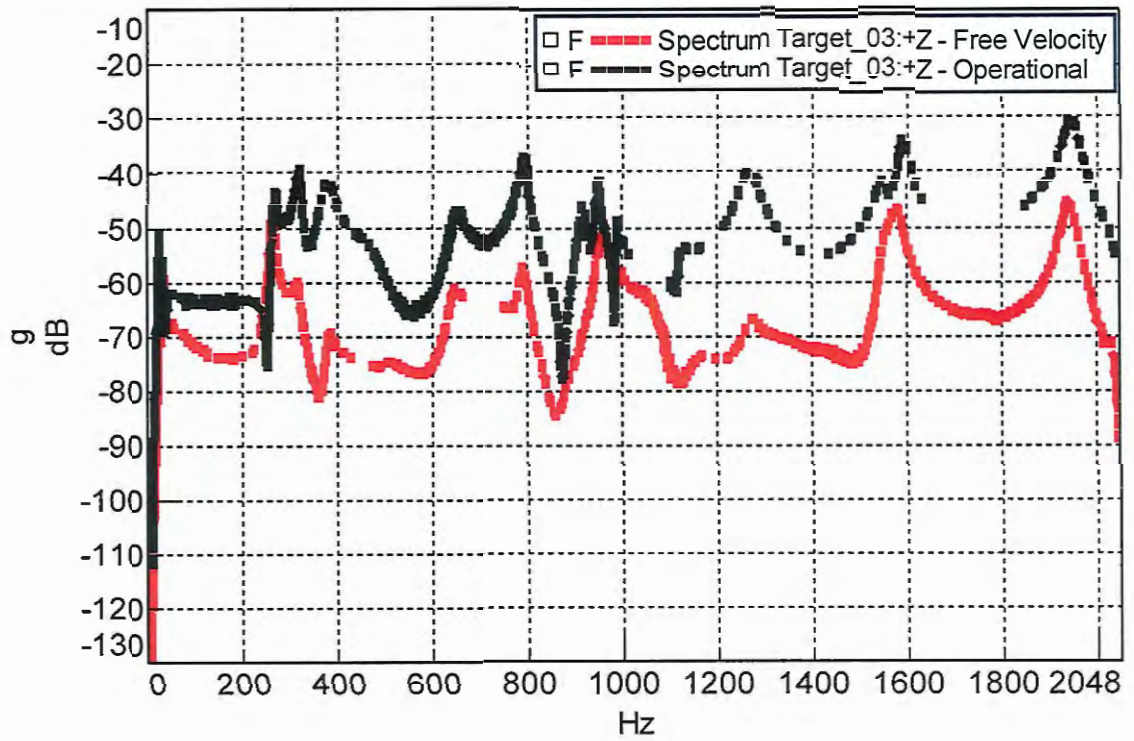


Figura 9.8: Resposta em frequência para Target 3– Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método da velocidade livre (valor de referência 1g).



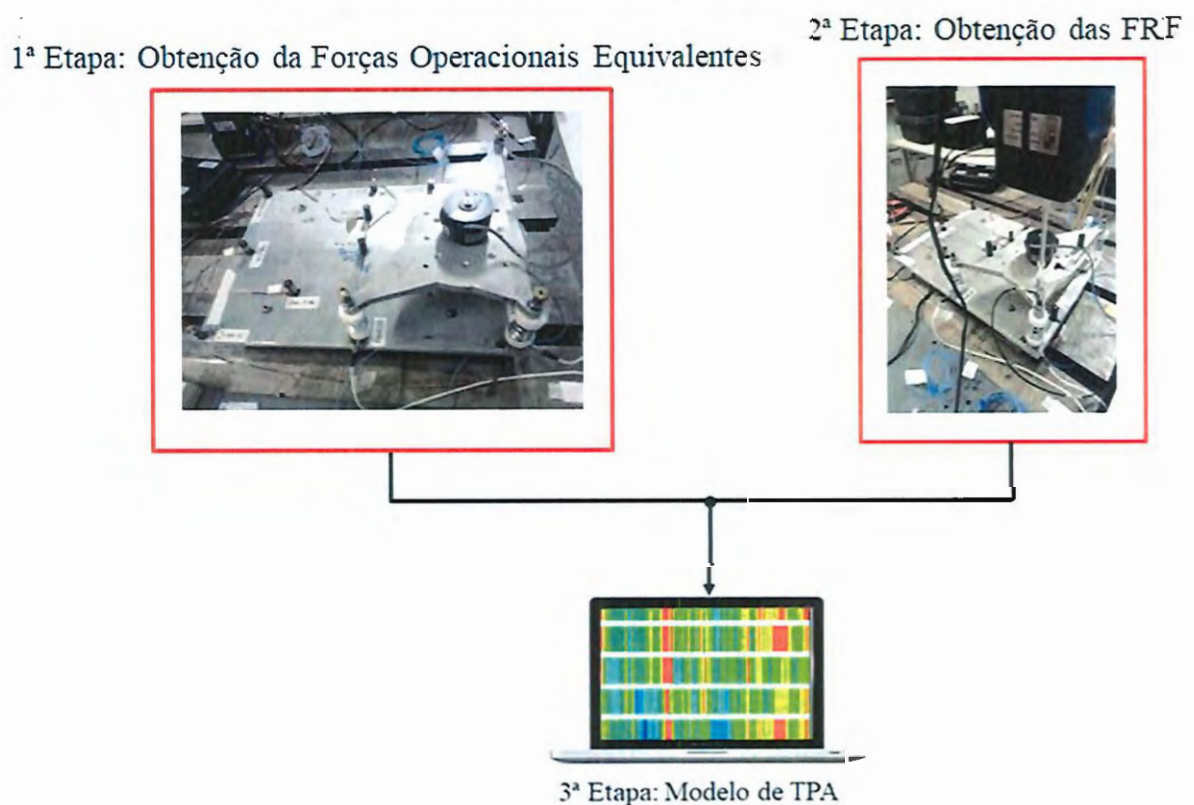
10 IN SITU

10.1 Procedimento Experimental

A principal diferença experimental desta técnica de *TPA*, em comparação as apresentadas anteriormente, é que não há separação entre os subsistemas ativo e passivo em nenhuma das etapas. Ou seja, tanto as medições operacionais quanto a obtenção das *FRF* são realizadas com o sistema completo, conforme apresentado na Figura 10.1.

Este é um método que pretende ser mais rápido que os anteriores, por omitir a etapa de desmontagem e montagem do sistema, mas que trazer consideráveis perdas na exatidão dos resultados, devido ao acoplamento cruzado entre os pontos de conexão entre os subsistemas.

Figura 10.1: Procedimento experimental – In Situ.



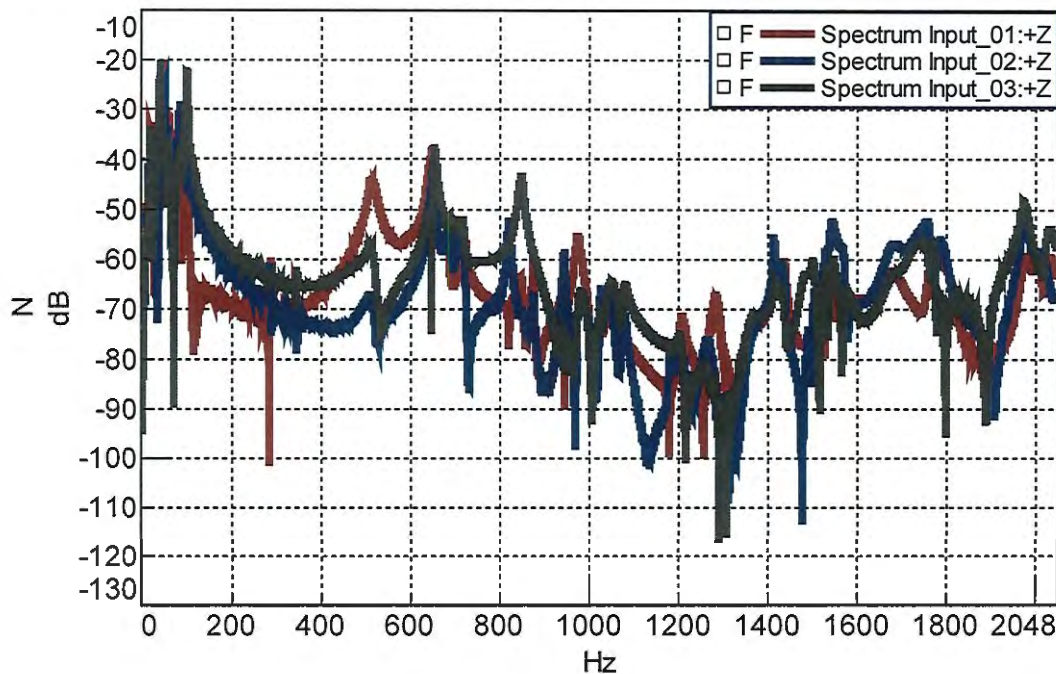
Na primeira etapa, com o sistema completo são medidas as respostas operacionais, ou seja, as acelerações nos pontos de interesse com o motor funcionando.

Na segunda etapa, também com o sistema completo, são obtidas as FRF desligando-se o motor e utilizando-se um shaker como fonte de excitação externa. Na terceira etapa, as forças operacionais juntamente com as FRF do sistema completo são utilizadas na determinação dos caminhos de transferência de energia.

10.2 Forças Equivalentes Operacionais

A Figura 10.2 apresenta as forças equivalentes medidas diretamente por transdutores de força, na condição operacional, para os *Inputs 1, 2 e 3*. Estas forças, juntamente com as *FRF* do sistema completo, foram utilizadas na construção do modelo de *TPA*.

Figura 10.2: Forças operacionais equivalentes – In Situ (valor de referência 1g).



10.3 Resultados para a Condição de Contorno Flexível

As Figuras 10.3, 10.4 e 10.5 apresentam as respostas experimentais e as calculadas por meio do método *in situ*, para os *Targets 1, 2 e 3*, respectivamente. Analisando-se as figuras

supracitadas, verifica-se uma boa concordância qualitativa entre os resultados numéricos e os experimentais. No entanto, para todos os *Targets*, em determinadas faixas de frequência observa-se que o método *in situ* subestimou as amplitudes das acelerações.

Figura 10.3: Resposta em frequência para Target 1– Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método *in situ* (valor de referência 1g).

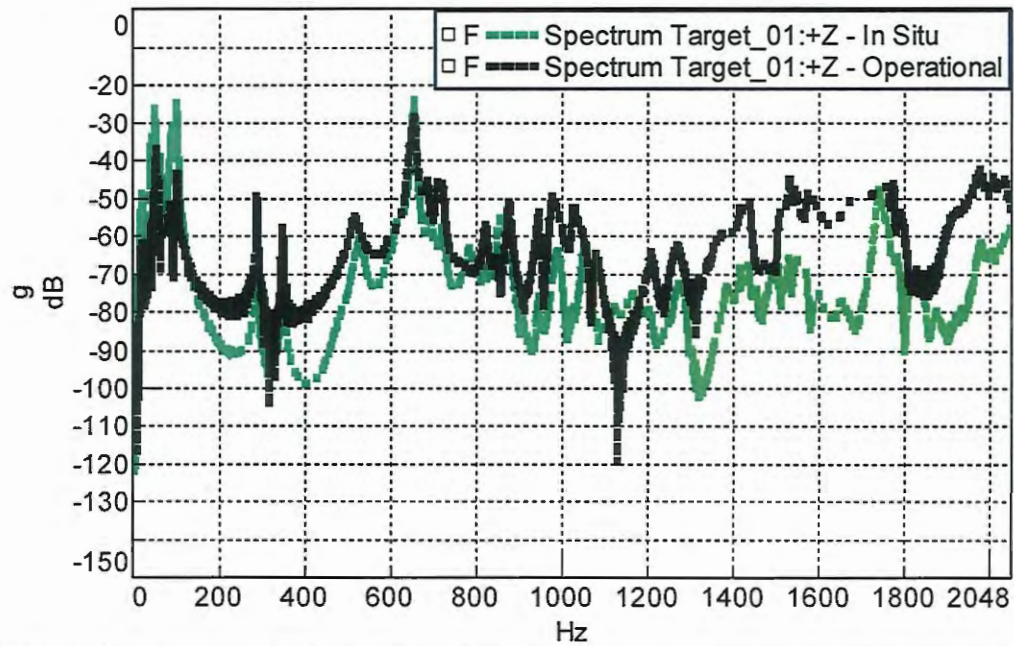


Figura 10.4: Resposta em frequência para Target 2– Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método *in situ* (valor de referência 1g).

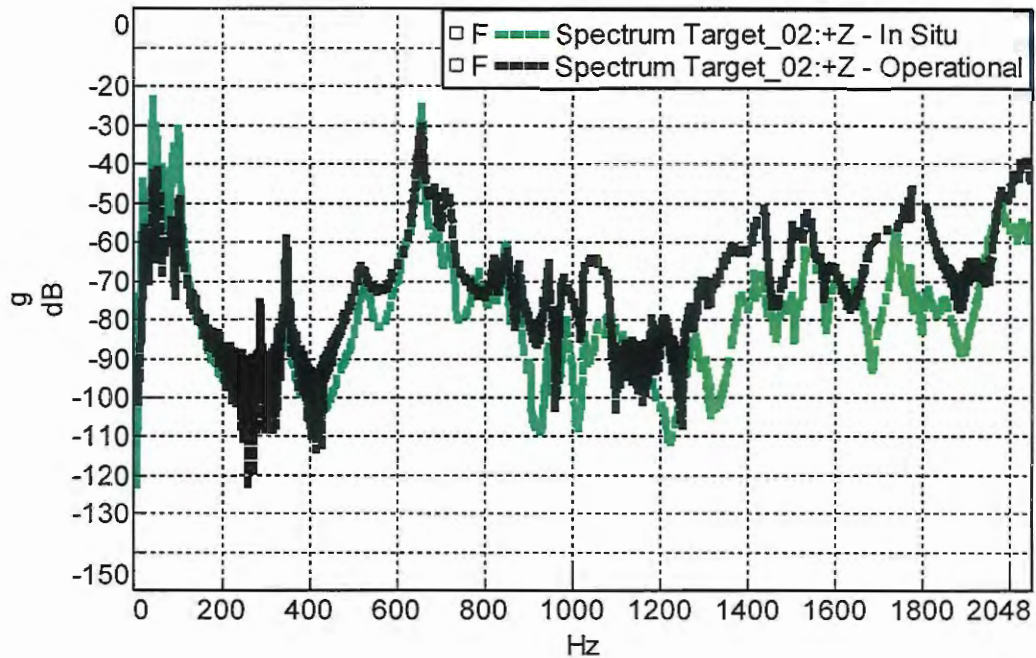
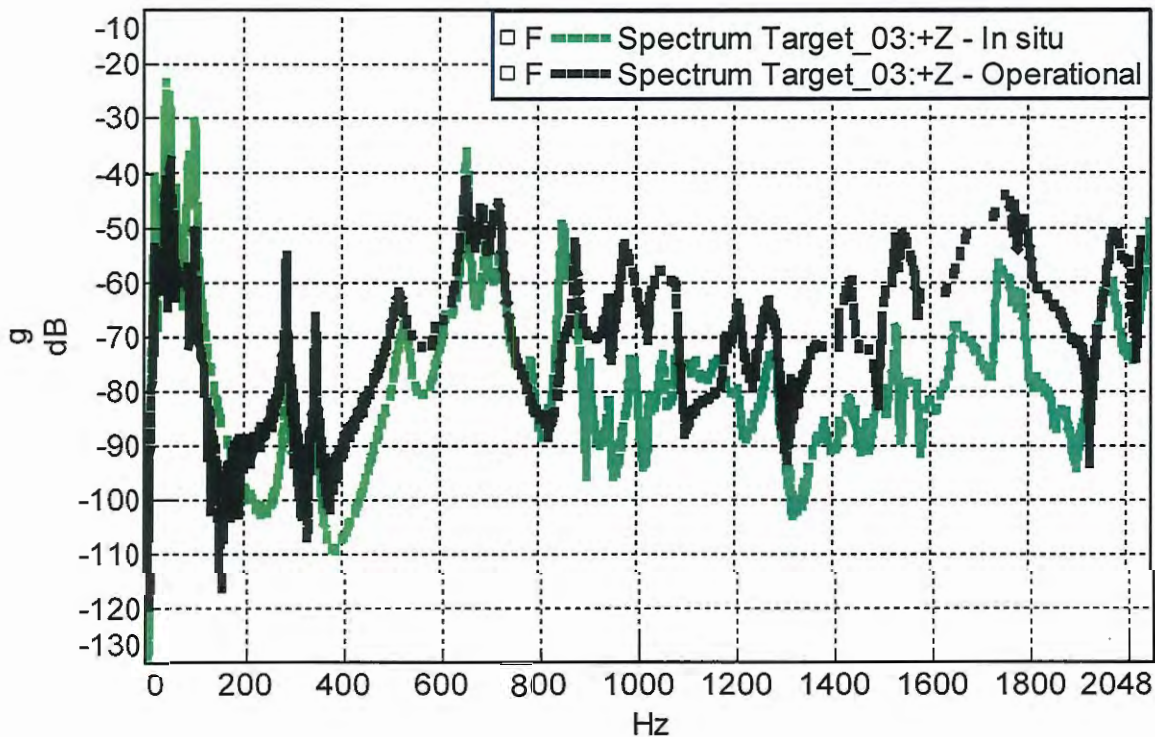


Figura 10.5: Resposta em frequência para Target 3— Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método *in situ* (valor de referência 1g).



10.4 Resultados para a Condição de Contorno Rígida

As Figuras 10.6, 10.7 e 10.8 apresentam as respostas experimentais e as calculadas por meio do método *in situ*, para os Targets 1, 2 e 3, respectivamente, para a montagem do sistema com conexões rígidas. Analisando-se as figuras supracitadas, verifica-se que existe boa concordância entre os resultados numéricos e os experimentais, sendo que neste caso, a qualidade é superior ao dos resultados obtidos com o sistema montado com conexões flexíveis (Molas VIP).

Figura 10.6: Resposta em frequência para Target 1– Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método in situ (valor de referência 1g).

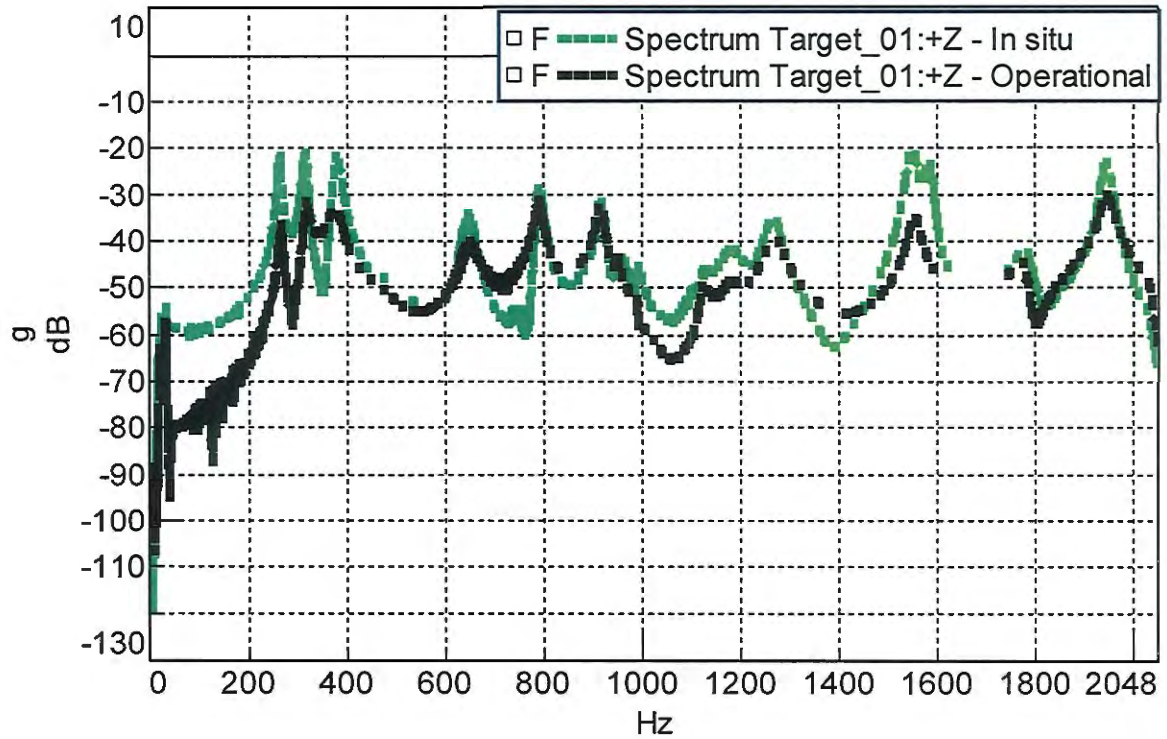


Figura 10.7: Resposta em frequência para Target 2– Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método in situ (valor de referência 1g).

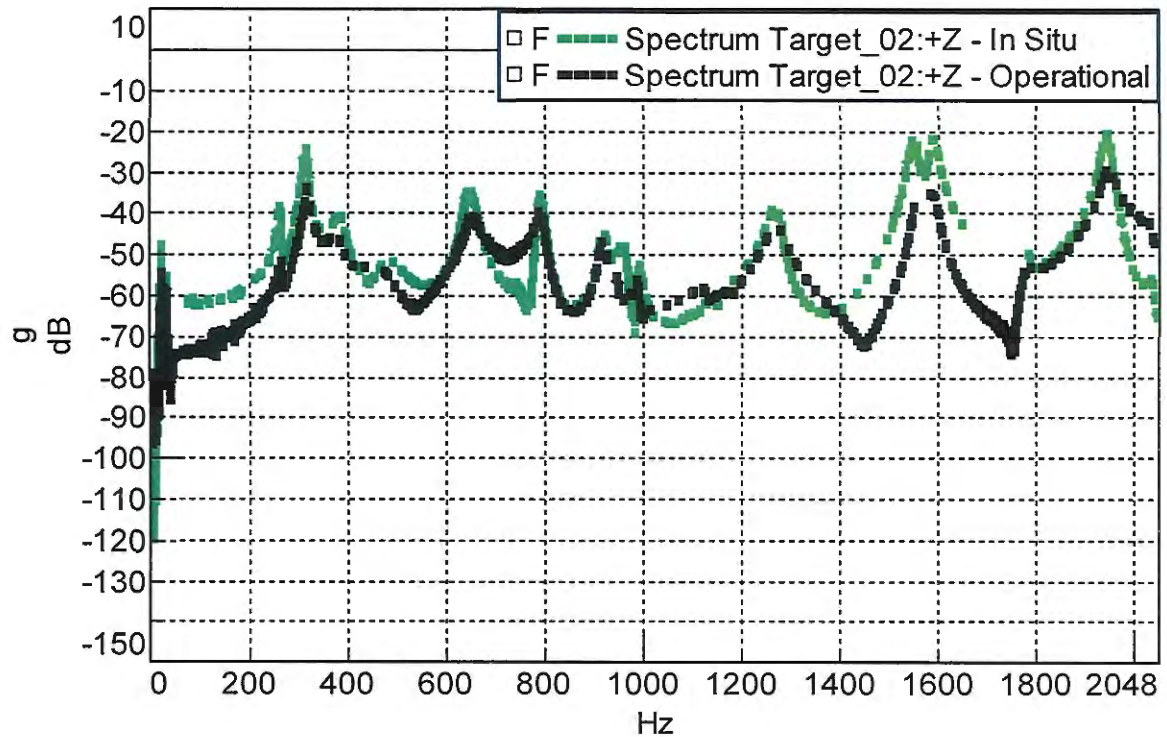
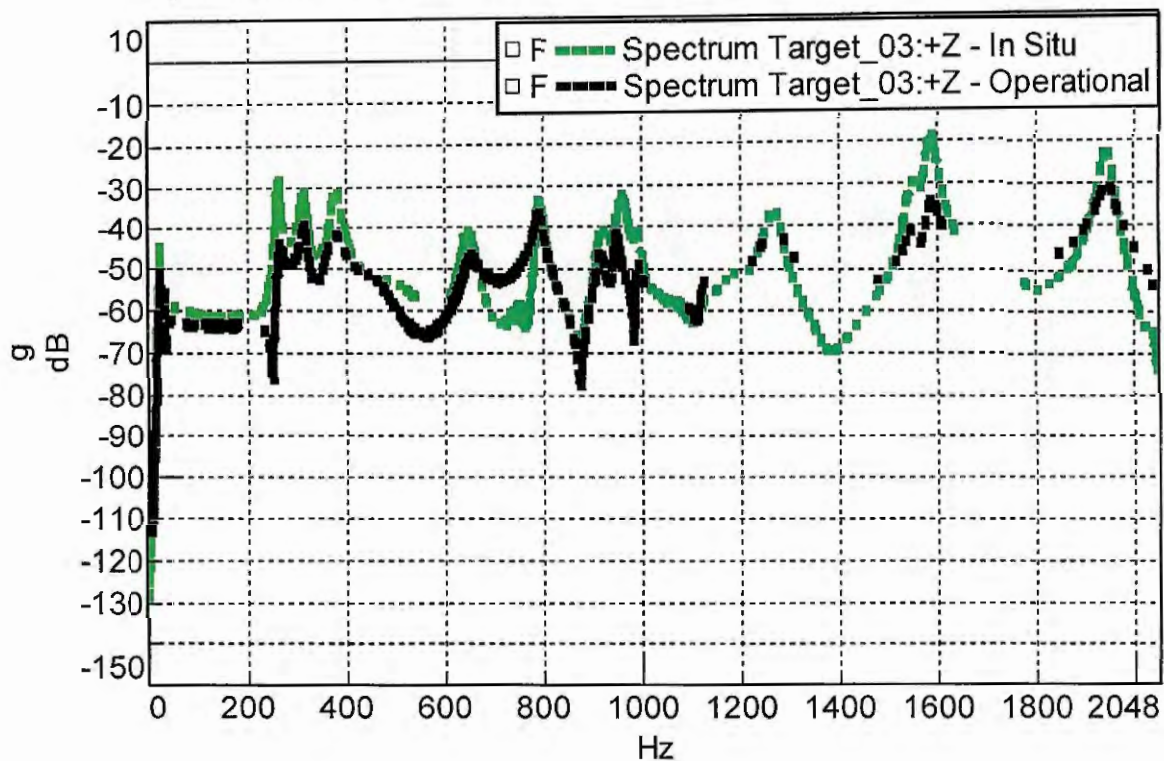


Figura 10.8: Resposta em frequência para Target 3– Comparação entre as respostas experimental e a calculada via método *in situ* (valor de referência 1g).



O método *in situ* possui a vantagem de não precisar remover o subsistema passivo para realização dos testes, porém, conforme observa-se nos resultados, é um método sensível a o tipo de conexão entre os subsistemas, sendo mais indicado para conexões rígidas.

11 CONCLUSÕES

A *TPA* é uma ferramenta bastante útil na área de NVH, uma vez que, conhecendo-se as fontes de ruído e vibração e os caminhos de propagação é possível propor modificações eficientes para minimizar o ruído/vibração nas regiões de interesse, ou atribuir características desejáveis para tais componentes, mesmos em etapas anteriores a construção de protótipos físicos.

Na *TPA clássica* as forças operacionais podem ser determinadas por meio de medições diretas, realizadas por transdutores de força, ou através de técnicas indiretas como o método inversão matricial. Medir diretamente as forças operacionais não é uma tarefa viável na grande maioria das situações práticas devido a limitações de espaço e as características geométricas das estruturas que dificultam a inserção de transdutores de força, além disso, a presença dos transdutores de força pode alterar significativamente a rigidez nos pontos de conexão entre os subsistemas ativo e passivo, levando a resultados incorretos. No entanto, por questões práticas, nas situações em que seja possível utilizar esta técnica, a mesma é fortemente recomendada, uma vez que reduz a carga de trabalho experimental.

O método da inversão matricial é, provavelmente, o mais versátil dos métodos de identificação, não-paramétrica, de forças operacionais. Sua grande vantagem é o fato de poder ser aplicada a qualquer tipo de conexão estrutural, rígidas ou macias. Porém, sua desvantagem é a quantidade de tempo gasto no processo, uma vez que, são necessárias medições adicionais de FRF e de acelerações nos pontos adicionados ao sistema. Além disso, é necessário remover o subsistema ativo para obter as FRFs.

Um dos entraves para utilização generalizada da *TPA clássica* no processo de desenvolvimento de veículos é a grande quantidade de tempo requerida para construir um modelo completo, uma vez que, é necessário não apenas testes de funcionamento, mas também medidas de função de resposta em frequência.

Por este motivo, nos últimos anos tem-se renovado o interesse no desenvolvimento de técnicas mais rápidas e mais simples de análise de caminhos de transferência de energia, visando contornar as limitações operacionais da *TPA clássica*. Neste cenário, destaca-se o conjunto de métodos denominados ITPA baseada em componentes.

Com o objetivo de estudar os métodos de baseados em componentes (*component-based*) foi desenvolvido o *mock-up* apresentado neste trabalho. Do ponto de vista experimental o *mock-up* se mostrou bastante versátil, uma vez que, o mesmo permitiu a inserção de transdutores de força nos pontos de conexão entre os subsistemas ativo e passivo, assim como a modificação da rigidez nestes pontos de conexão, através do emprego de molas de flexíveis ou rígidas, ou remoção total das mesmas. Com estas características foi possível criar diferentes condições de contorno para aplicação dos métodos estudados.

Analisando-se os resultados obtidos na *TPA clássica*, verificou-se que os métodos de medição direta e da inversão matricial apresentaram boa concordância. Estas análises de *TPA clássica* foram conduzidas com o objetivo de servirem de parâmetros de validação para os métodos da *component-based TPA*.

Durante o processamento dos dados obtidos nos testes de *TPA clássica*, verificou-se que os resultados obtidos para as respostas nos Targets (entre 1500 e 1800 Hz) utilizando-se a medição direta das forças operacionais, apresentaram uma discrepância quando comparados com as respostas medidas na condição operacional.

Com o objetivo de tentar explicar estes desvios entre as respostas, realizou-se um ensaio com a bancada de testes e verificou-se que, possivelmente, este desvio era devido a dinâmica da bancada de testes, que apresentou algumas ressonâncias na mesma faixa de frequência.

O método da *força bloqueada* foi testado em duas montagens do *mock-up*, sistema montado com molas e sistema montado sem as molas. O sistema montado com as molas corresponde a configuração em que os subsistemas são conectados através de molas (conexões flexíveis). Já o sistema sem molas, como o próprio nome diz, corresponde a configuração na qual os subsistemas ativo e passivo são conectados através de conexões rígidas.

Os resultados obtidos empregando-se os métodos da *força bloqueada* no sistema montado com as molas, não apresentaram boa concordância com os resultados operacionais. No entanto, as respostas calculadas pelas técnicas direta e indireta da *força bloqueada* apresentaram uma boa concordância, o que validou o processo indireto de obtenção das forças equivalentes.

Por sua vez, os resultados obtidos pelos métodos da *força bloqueada*, na configuração em que o sistema foi montado sem molas entre os pontos de conexão dos subsistemas ativo e

passivo, foram bastante satisfatórios e poderiam ser ainda melhores se uma bancada de testes mais rígida tivesse sido utilizada na etapa de obtenção das forças equivalentes.

Comparando-se os resultados obtidos nas duas configurações de montagens, observa-se que o método da *força bloqueada* fornece melhores resultados em sistemas que apresentam conexões mais rígidas entre os subsistemas ativo e passivo. No entanto, sua aplicação em sistemas com conexões mais flexíveis é possível, desde que sejam levadas em consideração as dinâmicas dos montantes na construção dos modelos.

Em contrapartida, os resultados obtidos com o método da *velocidade livre* apresentaram comportamento contrário, ou seja, forma melhores no caso em que o sistema foi estudado com a presença de molas entre pontos de conexão. Neste caso, é possível afirmar que o método da *velocidade livre* é mais indicado para sistemas com conexões mais flexíveis.

Do ponto de vista experimental, as dificuldades apresentadas nos métodos da *força bloqueada* e da *velocidade livre* está relacionada com o atendimento das condições de contorno para realização dos testes com o componente ativo, uma vez que conseguir uma condição de contorno infinitamente rígida ou livre-livre não são tarefas das mais fáceis.

Os resultados obtidos nos métodos *in situ* apresentaram boa concordância com os resultados operacionais, para as duas configurações de montagem do *mock-up*, demonstrando-se desta forma ser menos sensíveis ao tipo de conexão entre os subsistemas ativo e passivo.

Além disso, o método da *configuração de bancada* demonstrou ser um método simples e rápido para obtenção das respostas nos *Targets*, desde que sejam utilizadas na montagem na bancada de testes as mesmas molas utilizadas na montagem original do sistema. Desta forma, este método é bastante útil em análises preliminares, que não necessitam de um refinamento mais apurado.

12 TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão, os trabalhos futuros poderiam aprofundar e desenvolver os seguintes tópicos:

- Aplicar os métodos da *TPA baseada em componentes* na resolução de um problema vibroacústico;
- Desenvolver bancadas de testes que possibilitem um melhor atendimento das condições de contorno necessárias para realização dos testes de obtenção das forças equivalentes.
- Desenvolver simulações híbridas (numérico/experimental) utilizando por exemplo dados experimentais de motores e protótipos virtuais de sistemas passivos.
- Propor correções aos modelos de TPA obtidos pelo método da *força bloqueada* nas situações em que os montantes são flexíveis.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BOUVET, P. et al. (2004). **Quantification of Dynamic Forces applied by Engine Fuel Injector by Inverse Methods**. In: ISMA 2004. Proceedings of ISMA 2004, p.2895-2906.
- CUPPENS, K.; SAS, P.; HERMAN, L. (2000). **Evaluation of the FRF based substructuring and modal synthesis techniques applied to vehicle FE data**. ISMA, n.25, p.1143-1150.
- DIEZ-IBARBIA, A. et al. (2017). **Comparison between transfer path analysis methods on an electric vehicle**. Applied Acoustics 118 (2017) 83–101.
- ELLIOTT, A .S., MOORHOUSE, A.T (2008). **Characterisation of structure borne sound sources from measurement in-situ**. J. Acoust. Soc. Am. 123 (5) (2008) 3176, <http://dx.doi.org/10.1121/1.2933261>.
- GAJDATSY, P. (2011). **Advanced Transfer Path Analysis Methods**. Katholieke Universiteit Leuven. Phd thesis. 2011.
- GAJDATSY, P. et al. (2010). **Application of the transmissibility concept in transfer path analysis**. Mechanical Systems and Signal Processing 24(2010)1963-1976.
- GUASCH, O. (2009). **Direct transfer functions and path blocking in a discrete mechanical system**. Journal of Sound and Vibration 321(2009)854-874.
- GUIMARÃES, G.P. (2008). **Desenvolvimento de Análises Vibroacústicas para Aplicação Automotiva**. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2008.
- JANSSENS, K. et al. (2008). **A novel path contribution analysis method for test based NVH troubleshooting**. Proceedings of ISMA 2008, Belgium, 11p.
- JANSSENS, K. et al. (2011). **OPAX: A new transfer path analysis method based on parametric load models**. Systems and Signal Processing 25 (2011) 1321–1338.
- JANSSENS, K; GAJDATSY, P.; VAN DER AUWERAER, H. (2008). **Operational path analysis: a critical review**. ISMA Conf., 15-17 September, 2008, Leuven, Belgium.
- KEERSMAEKERS, L (2015). **Decoupling of mechanical systems based on in-situ frequency response functions: the LPD method**. PhD thesis. Vrije Universiteit Brussel. Universiteit Antwerpen. 2015.
- KLERK, D; OSSIPOV, A. (2010). **Operational transfer path analysis: Theory, guidelines and tire noise application**. Mechanical Systems and Signal Processing 24, 1950-1962.
- LIM, T.C. (2000). **A theoretical and computational study of the FRF-based substructuring technique applying enhanced least square and TSVD approaches**. Journal of Sound and Vibration, v.4, n.231, p.1135-1157.

- MELO, F. X (2013). **Análise de caminhos de transferência de energia no projeto de sistema de controle**. Dissertação de mestrado. Escola de Engenharia de São Carlos. 2013.
- MELO, F. X.; de Oliveira, Leopoldo P.R. (2012). **Development of a test bench for vibro-acoustics studies: TPA study case**. In: International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2012, Leuven. International Conference on Noise and Vibration Engineering.
- MELO, F. X.; SANCHES, J. A. M. ; de Oliveira, Leopoldo P.R. (2013). **A hybrid simulation technique for the active control of engine noise**. In: International Conference on Structural Engineering Dynamics ICEDyn 2013, 2013, Sesimbra. Proceedings of the ICEDyn 2013, 2013. p. 1-10.
- MELO, F.X.; OLIVEIRA, L.P.R. (2013). **Transfer path analysis as a tool for the design of active noise control systems**. DINAME 2013 - Proceedings of the XV International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics M.A. Savi (Editor), ABCM, Buzios, RJ, Brazil, February 17-22, 2013.
- MOORHOUSE, A. T. et. al. (2009). **In situ measurement of the blocked force of structure-borne sound sources**. J. Sound Vib. 325 (4-5) (2009). 679–685, <http://dx.doi.org/10.1016/j.jsv.2009.04.035>.
- PADILHA, P.E.F. (2006). **Comparação de Técnicas de Análise de Caminhos de Transferência Vibroacústicos**. 2005. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, 2005.
- PADILHA, P.E.F.; ARRUDA, J.R.F. (2006). **Comparison of estimation techniques for vibro-acoustic transfer path analysis**. Shock and Vibration, v. 13, p. 459-467, 2006.
- PLUNT, J. (2005). Finding and Fixing Vehicle NVH Problems with Transfer Path Analysis. Sound & Vibration, November 2005.
- RIXEN, D. J. (2016). **Experimental substructuring-easy test and analysis through component assembly**. Keynote In: International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2016, Leuven. International Conference on Noise and Vibration Engineering. (2016)
- TCHERNIAK, D.; SCHUHMACHER, A.P. (2009). **Application of Transmissibility Matrix Method to NVH Source Contribution Analysis**, Proc. of IMAC XXVII, USA. 10pp.
- VAN DER AUWERAER, H. et al. (2007). **Virtual prototyping for sound quality design of automobiles**. Sound and Vibration 41 (4), 26–31.
- VAN DER AUWERAER, H. et al. (2009). Virtual and Physical Testing for Design Engineering of Intelligent Vehicles. SAE Paper No. 2009-26-065.
- VAN DER SEIJS, M. V. et al (2015). **General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques**. Mech. Syst. Signal Process. (2015), <http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.08.004i>

VAROTO, P.S. ; OLIVEIRA, L.P.R. (2002). **Interaction between a vibration exciter and the structure under test**. Sound & Vibration, Bay Village, OH, v. 30, n.10, p. 20-26, 2002.

VERHEIJ, J. (1986). **Multi-path sound transfer from resiliently mounted shipboard machinery**. PhD Dissertation, Institute of Applied Physics TNO-TH, Netherlands, 1986.

