

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Relatório Final  
Trabalho de Conclusão de Curso

**Ajuste de Modelo Computacional de uma Estrutura de  
Suporte Utilizando Dados Experimentais**

Autor: Guilherme Augusto Requenate Fonseca  
Orientadora: Prof. Dra. Kátia Lucchesi Cavalca Dedini

Campinas, junho de 2020

# **UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**

## **FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Relatório Final  
Trabalho de Conclusão de Curso

### **Ajuste de Modelo Computacional de uma Estrutura de Suporte Utilizando Dados Experimentais**

Autor: Guilherme Augusto Requenate Fonseca

Orientador: Prof. Dra. Kátia Lucchesi Cavalca Dedini

Curso: Engenharia Mecânica

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Comissão de Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Campinas, 2020  
S.P. – Brasil



## **Dedicatória**

Dedico este trabalho aos meus pais e às minhas tias Cecília e Denise, que tanto me apoiaram e incentivam em matéria de estudo e formação acadêmica.

## **Agradecimentos**

Ao professor Dr. Thiago Alegre e ao técnico José Aílton pelos ensinamentos transmitidos nos períodos em que pude desempenhar atividades no LIEF e na Planta Piloto.

Aos colegas das casas D8A e C3, que foram companheiros e amigos na vivência íntima de compartilhamento das moradias.

A professora Dra. Kátia L. C. Dedini e ao doutorando Leonardo B. Saint-Martin pelo suporte que desempenharam na orientação deste projeto.

A FEM e seus professores, que contribuíram para uma das mais valiosas conquistas de minha vida.

A todos os colegas que enriqueceram enormemente minha trajetória acadêmica, em especial, ao amigo e companheiro Sid.

## Índice

	Resumo	1
	Lista de Figuras	2
	Lista de Tabelas	4
	Nomenclatura	5
Capítulo 1	Introdução	6
Capítulo 2	Revisão Bibliográfica	9
Capítulo 3	Procedimento Experimental	12
3.1.	Estrutura e Configurações de Ensaio	12
3.2.	Análise Modal Experimental	18
3.3.	Ajustes dos Modelos	22
3.3.1.	Configurações de Placa com Vigas	24
3.3.2.	Configurações com Suportes de Mancal	26
3.3.3.	Configurações com Engaste	30
Capítulo 4	Resultados e Discussões	32
Capítulo 5	Conclusões	50
	Referências Bibliográficas	52

## Resumo

FONSECA, Guilherme Augusto Requenate, Ajuste de Modelo computacional de uma Estrutura de Suporte Utilizando Dados Experimentais, Universidade Estadual de Campinas, Trabalho de Conclusão de Curso, (2020), 54 pp.

Este trabalho tem por objetivo ajustar um modelo computacional à estrutura de suporte de um sistema rotativo, de forma que parâmetros modais obtidos por algoritmos de elementos finitos em softwares comerciais correspondam a parâmetros modais obtidos experimentalmente. Desprezando efeitos dissipativos, o ajuste é obtido, essencialmente, através de ajustes nas condições de contorno dos modelos, como a definição de áreas de união rígida entre superfícies em contato, além da identificação experimental de características físicas de alguns elementos da estrutura. O sistema rotativo em questão é o de uma bancada de ensaios do Laboratório de Máquinas Rotativas (LAMAR) da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP e o ajuste de modelo deve proporcionar, primeiramente, uma melhor compreensão da estrutura empregada na bancada. Adicionalmente, espera-se que os modelos ajustados permitam a performance de análises modais numéricas para a previsão do comportamento real do sistema em diferentes configurações, amparando o estudo de máquinas rotativas que, por sua vez, deve relacionar a estrutura de suporte com a resposta dinâmica de rotores.

Palavras Chave: Estrutura de Suporte, Análise Modal, Método dos Elementos Finitos

## Lista de Figuras

Figura 1.1.	Exemplos de máquinas rotativas. (a) bomba centrífuga empregada no bombeamento de água (Sulzer, 2020); (b) turbina a vapor para geração de energia elétrica (Siemens, 2020); (c) motor elétrico de uso geral (WEG, 2020); (d) disco rígido (ACS Data Recovery, 2020).	7
Figura 3.1.	Suporte de mancal hidrodinâmico montado na fundação.	13
Figura 3.2.	Pilar de fixação e seus componentes.	14
Figura 3.3.	Estrutura montada na bancada de ensaios de máquinas rotativas.	15
Figura 3.4.	Quatro disposições de vigas fixadas à placa estrutural.	15
Figura 3.5.	Duas disposições dos suportes de mancal fixados à placa.	16
Figura 3.6.	Configuração de ensaio com um único suporte de mancal no centro da placa.	18
Figura 3.7.	Bancada de análise modal para configurações de vibração livre.	19
Figura 3.8.	Bancada de análise modal para configurações de estrutura engastada.	20
Figura 3.9.	Exemplo de forma modal animada com EasyMod.	21
Figura 3.10.	Representações simplificada (esquerda) e completa (direita) da placa estrutural.	24
Figura 3.11.	Área de continuidade entre os elementos finitos da viga e da placa.	26
Figura 3.12.	Quadro da animação obtida com os dados experimentais. Configuração com um único suporte de mancal.	27
Figura 3.13.	Modelo com indicação das regiões mais tensionadas de um modo de vibrar com deslocamento do núcleo de um suporte de mancal.	27
Figura 3.14.	Montagem experimental, com base na norma ASTM E1879 – 09, para a determinação do módulo de elasticidade das molas planas dos suportes de mancal.	28

Figura 3.15.	Resposta em frequência das hastes molas dos suportes de mancal.	29
Figura 3.16.	Distintas regiões de aplicação das restrições aos modelos dos pilares: (a) na base do pilar e (b) na região da rosca anexada a bancada de teste.	30
Figura 4.1.	Comparação entre deformadas modais experimentais (à esquerda) e simuladas (à direita) para configuração de placa livre sem outros componentes. Modos 12, 13 e 14.	34
Figura 4.2.	Comparação entre deformadas modais experimentais e simuladas para placa com vigas ao longo de sem comprimento. Modos 7, 8 e 9.	36
Figura 4.3.	Áreas de união entre vigas e placa na configuração de placa com vigas longitudinais.	37
Figura 4.4.	Dimensões das regiões de contato contínuo entre placa e viga para configurações de vigas longitudinais.	37
Figura 4.5.	Dimensões das regiões de contato contínuo entre placa e viga para configurações de vigas no centro.	37
Figura 4.6.	Dimensões das regiões de contato contínuo entre placa e viga para configurações de vigas na extremidade.	38
Figura 4.7.	Vista frontal da placa com suporte de mancal indicando interfaces livres para ajuste fino do modelo.	40
Figura 4.8.	Comparação entre formas modais experimentais e simuladas para placa com um suporte de mancal. Modos 2 e 3.	41
Figura 4.9.	Comparação entre deformadas modais experimentais e simuladas para placa engastada sem vigas e com vigas centrais.	44
Figura 4.10.	Deformada modal com movimento dos pilares de engaste.	45
Figura 4.11.	Comparação entre formas modais experimentais e simuladas para placa engastada com vigas centrais.	49

## Lista de Tabelas

Tabela 3.1.	Configurações da estrutura avaliadas nos ensaios modais.	17
Tabela 3.2.	Propriedades dos materiais utilizados nos modelos da estrutura.	23
Tabela 4.1.	Frequências obtidas experimentalmente e através de simulações para a configuração de placa livre, em <i>Hz</i> .	33
Tabela 4.2.	Número de elementos finitos e uso de recursos computacionais das simulações da placa livre sem outros componentes.	33
Tabela 4.3.	Frequências obtidas experimentalmente e através de simulações para a configuração de placa livre com vigas longitudinais, em <i>Hz</i> .	35
Tabela 4.4.	Síntese dos resultados dos ajustes para as configurações de placa com vigas. Erro máximo e erro médio das frequências encontradas em simulações.	38
Tabela 4.5.	Frequências obtidas experimentalmente e através de simulações para a configuração de placa livre com suporte de mancal, em <i>Hz</i> .	41
Tabela 4.6.	Resumo dos resultados dos ajustes para as configurações de placa com viga.	42
Tabela 4.7.	Frequências obtidas experimentalmente e através de simulação para a configuração de placa engastada sem vigas, em <i>Hz</i> .	43
Tabela 4.8.	Frequências obtidas experimentalmente e através de simulação para a configuração de placa engastada com vigas centrais, em <i>Hz</i> .	43
Tabela 4.9.	Síntese dos resultados da implementação dos ajustes considerando todas as configurações avaliadas.	46
Tabela 4.10.	Resultados obtidos na configuração de placa livre com vigas longitudinais e suportes de mancal para eixo curto, em <i>Hz</i> .	47
Tabela 4.11.	Resultados obtidos na configuração de placa livre com vigas centralizadas e suportes de mancal para eixo longo, em <i>Hz</i> .	48

Tabela 4.12. Resultados obtidos na configuração de placa engastada com 48 vigas centralizadas e suportes de mancal para eixo longo, em Hz.

## Nomenclatura

### **Letras Latinas**

$f_{exp}$	Frequência encontrada experimentalmente.	[Hz]
$f_{sim}$	Frequência encontrada em simulação.	[Hz]

### **Letras Gregas**

$\delta$	Erro relativo.	[adm]
----------	----------------	-------

### **Abreviações**

CAE	<i>Computer Aided Engineering</i> (Engenharia Assistida por Computador)
FRF	Função Resposta em Frequência.
MEF	Método de Elementos Finitos.

### **Siglas**

LAMAR	Laboratório de Máquinas Rotativas
-------	-----------------------------------

## Capítulo 1

### Introdução

Máquinas rotativas são empregadas em uma enorme variedade de aplicações, sendo um exercício difícil delimitar todas as funcionalidades ou imaginar a sociedade contemporânea sem esses equipamentos. É com o emprego das mesmas que, por exemplo, são operados sistemas de captação e distribuição de água para o uso nas residências, na indústria e no comércio. Também é com a utilização dessas máquinas que o calor da queima de combustíveis fósseis, a energia potencial de água represada, ou a energia cinética dos ventos são transformados em energia elétrica, que ilumina e movimenta a vida nas metrópoles e também no campo. Nos meios de transporte modernos, que diminuem as distâncias entre pessoas e mercadorias, estão quase que unanimemente presentes, evidenciando mais uma vez sua contribuição à civilização.

Fundamentais para a geração, as máquinas rotativas também são muito relevantes no consumo de energia elétrica: motores elétricos são responsáveis por cerca de 45% do consumo de eletricidade mundial e cerca de 70% do consumo do setor industrial (*International Energy Agency, 2011*). Por si só, os motores elétricos são máquinas rotativas, porém, compõem sistemas girantes para a execução das mais diversas funções nas produções. Em escalas menores, máquinas rotativas também fazem parte da vida doméstica: motores automotivos, compressores de geladeiras, lavadoras de roupa, ventiladores, aspiradores de pó, processadores de alimento, discos rígidos de computadores, são exemplos de equipamentos comuns na vida cotidiana e que possuem elementos girantes. A Figura 1.1 exibe uma pequena amostra desses equipamentos, evidenciando a variedade de aplicações e diferentes formas construtivas.

Devido a vasta quantidade de aplicações e à criticidade de muitas delas, é imperativo que se compreenda o comportamento dinâmico de tais equipamentos, tanto para que os projetos de turbomáquinas garantam operações seguras com níveis

aceitáveis de vibração, como para que maus funcionamentos sejam detectados antes de ocorrências de falha. Os esforços para tal não têm sido pequenos: desde um primeiro trabalho teórico, de Rankine (1869), muitos engenheiros e pesquisadores se dedicaram ao estudo da dinâmica de rotores e numerosos avanços neste campo foram conquistados.

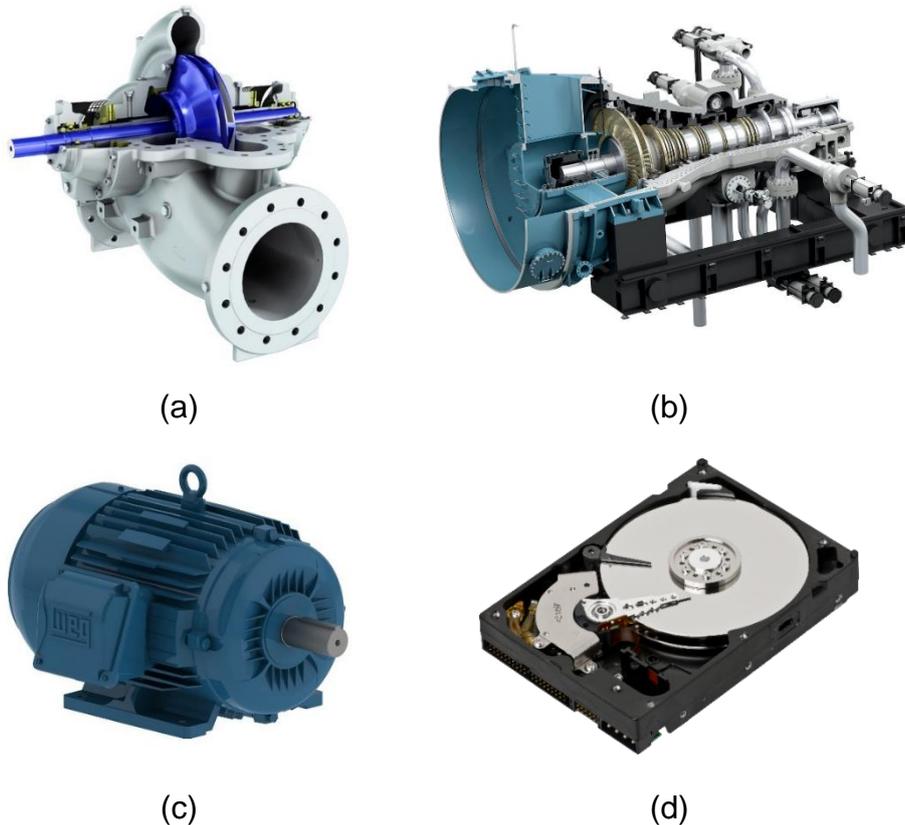


Figura 1.1. Exemplos de máquinas rotativas. (a) bomba centrífuga empregada no bombeamento de água (Sulzer, 2020); (b) turbina a vapor para geração de energia elétrica (Siemens, 2020); (c) motor elétrico de uso geral (WEG, 2020); (d) disco rígido (ACS Data Recovery, 2020).

De forma geral, máquinas rotativas são compostas por um rotor, mancais de apoio e uma estrutura de suporte. O rotor é o componente vinculado a um eixo que efetivamente rotaciona e executa a tarefa requerida (movimentar um fluido, por exemplo). Os mancais, ao passo que permitem o movimento rotativo do eixo e do rotor, restringem alguns graus de liberdade desses componentes e, em determinadas aplicações, também reduzem a transmissão de vibração entre rotor e suporte. Compete à estrutura, enfim, alojar os mancais e suportar todo o conjunto. Nos

exemplos de grandes turbomáquinas, é usual que se utilizem mancais do tipo hidrodinâmicos e estruturas fabricadas em aço vinculadas a grandes pilares de concreto.

Conforme a aplicação, o tamanho e outras características de uma turbomáquina, para obter resultados satisfatórios e coerentes, uma análise precisará levar em conta as características de todos os componentes, ou seja, o rotor, os mancais e a fundação, pois todos terão influência no comportamento geral do sistema. Por essa razão, diversas metodologias foram desenvolvidas para considerar a estrutura de fundação no comportamento dinâmico de máquinas rotativas e incluí-la nos modelos de rotor-mancais. Boa parte delas utiliza modelos modais da estrutura para a composição de um modelo completo. Os modelos modais, por sua vez, podem ser obtidos de forma experimental ou através de modelos numéricos, como o método de elementos finitos. Quando obtidos através do MEF, espera-se, evidentemente, que os parâmetros modais sejam realistas e coerentes com a estrutura real. O presente trabalho se vincula especificamente a este objetivo.

Tendo como lastro os parâmetros modais de uma estrutura obtidos experimentalmente, o trabalho desenvolvido realiza ajustes em um modelo de fundação baseado no método de elementos finitos. O software que emprega o método e onde foram realizadas as análises modais, é o *CREO Simulate 2.0<sup>TM</sup>* em seu modo integrado ao *CREO Parametric 2.0<sup>TM</sup>*. Desprezando efeitos dissipativos, o ajuste é obtido, essencialmente, através de ajustes nas condições de contorno dos modelos, como a definição de áreas de união rígida entre superfícies em contato, além da identificação experimental de características físicas de alguns elementos da estrutura. O sistema rotativo em questão é o de uma bancada de ensaios do Laboratório de Máquinas Rotativas (LAMAR) da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP e os dados experimentais foram disponibilizados pelo doutorando Leonardo Biagiotti Saint Martin, pesquisador do laboratório.

## Capítulo 2

### Revisão Bibliográfica

A presente revisão bibliográfica apresenta algumas contribuições acadêmicas relacionadas ao desenvolvimento de modelos para fundações de máquinas rotativas e ao estudo dos efeitos desse componente no comportamento geral dos sistemas. Apesar dos trabalhos teóricos referentes às estruturas ter se iniciado com algum atraso em relação às teses sobre rotor e mancais, a matéria da fundação é totalmente permeada pelas teorias desses outros dois componentes. Ainda assim, o enfoque da revisão será dado apenas ao componente que motiva os ajustes efetuados neste trabalho: a estrutura de suporte de um rotor laboratorial.

Segundo Okabe (2007) e Tuckmantel (2010), um esforço pioneiro para a representação da fundação de máquinas rotativas foi realizado no início da década de 60 pelo pesquisador alemão Weber H. A análise do autor emprega o método da matriz de transferência a um modelo com duas vigas: uma representando o rotor e outra representando uma fundação do tipo mesa. O vínculo entre as vigas, assim como o vínculo entre a viga da fundação e o solo, se dava por meio de idealizações de molas. Como resultado dessa formulação, obteve-se uma combinação do comportamento vibratório do rotor e da fundação, demonstrado a influência da estrutura de suporte no comportamento do conjunto.

Já na década seguinte, respondendo à uma tendência onde as grandes turbomáquinas deixavam de ter fundações massivas de concreto e passavam a ser suportadas em estruturas de aço, Wilson e Brebbia (1971) propuseram uma metodologia prática de design de fundações, embasada no método dos deslocamentos de elementos finitos. Os autores idealizaram a estrutura de um turbo alternador como uma montagem de elementos de viga e de placa para determinar as matrizes de massa e rigidez da fundação. Naturalmente, as frequências naturais e os modos de vibrar foram determinados através da solução do problema de autovalores e autovetores.

Gasch (1976) modelou o rotor de uma turbomáquina considerando amortecimento interno e externo, efeito giroscópico, efeitos do fluxo de vapor e efeitos do empuxo magnético do gerador, por meio do emprego do método dos elementos finitos e idealização de viga. A dinâmica da fundação foi, então, inserida no modelo através da matriz de impedância dinâmica da estrutura – ou inversa da matriz de receptância – adicionada aos graus de liberdade referentes aos apoios do eixo no equacionamento geral. Esta matriz de receptância pode ser obtida experimentalmente ou através de análises modais numéricas. O método apresentou bons resultados no exame de rotores de grande porte em usina nucleares.

Beolchini (1982), por sua vez, considerou um sistema de parâmetros concentrados para prever dinamicamente uma fundação e, adicionalmente, performar uma análise paramétrica que demonstra a influência de alguns parâmetros no comportamento da estrutura. O seu modelo apresentou boa versatilidade e, especialmente, maior simplicidade quando comparado aos modelos de elementos finitos.

Stephenson e Rouch (1992) mediram a função resposta em frequência de uma estrutura de fundação e determinaram seu modelo modal. Para incorporá-lo ao modelo do sistema completo, inverteram a matriz dos autovetores. De acordo com o método, quando o número de modos identificados é menor que o número de pontos medidos, modos fictícios deveriam ser criados para manter a matriz de autovetores quadrada, facilitando sua inversão.

Cavalca (1993) apresentou o método de coordenadas mistas, com o qual integrou o modelo modal da fundação ao sistema rotor-mancais. O método, que utiliza coordenadas físicas para o rotor e coordenadas modais para a fundação, apresenta como vantagem não requerer inversão da matriz de flexibilidade para a obtenção da matriz de impedância da fundação. Também é possível a utilização de um número variável de modos, pois não é necessária a inversão da matriz dos autovetores para o cálculo do sistema completo.

Okabe (2007) obteve os parâmetros modais de uma fundação por meio de análise modal experimental e um subsequente refinamento baseado em métodos de otimização. O comportamento dinâmico da estrutura foi, então, incorporado a um modelo teórico do subsistema rotor-mancal empregando o método de coordenadas mistas. Por fim, o autor realizou uma análise modal complexa do sistema completo para determinar a função resposta em frequência direcional, com a qual se performou uma análise de sensibilidade da resposta do rotor em relação aos parâmetros da fundação.

Após este panorama apresentado, vale reafirmar que o presente trabalho trata apenas do ajuste do modelo de uma fundação pelo método dos elementos finitos, buscando entender como seus parâmetros modais podem se aproximar aos obtidos experimentalmente. Nenhuma discussão adiante é feita a respeito da inclusão dos parâmetros à modelos que consideram os outros principais constituintes de uma turbomáquina.

## **Capítulo 3**

### **Procedimento Experimental**

Este capítulo é dividido em três partes principais: a primeira é destinada à descrição da estrutura de fundação; a segunda, destinada aos procedimentos da análise modal experimental; e finalmente, a terceira, destinada à descrição das implementações de ajustes nos modelos computacionais. Na seção reservada à apresentação da estrutura, os componentes que a compõe são especificados, assim como todas as configurações empregadas nos ensaios modais. Na seção destinada a obtenção dos parâmetros modais de forma empírica, descrevem-se as bancadas utilizadas nos ensaios e os principais hardwares empregados, assim como a forma de excitação e as operações efetuadas em softwares para a obtenção das FRFs e, posteriormente, das frequências naturais e das deformadas modais. Por sua vez, a seção que expõe os procedimentos de ajuste dos modelos discorre a respeito da essência da metodologia, a respeito do software de simulação pelo método dos elementos finitos, e a respeito da sequência de incremento da complexidade da estrutura e dos modelos. Ações e estratégias específicas utilizadas nos ajustes também são apresentadas em subseções da terceira parte, correspondendo aos componentes ou características adicionais que passam a compor a estrutura.

#### **3.1 Estrutura e Configurações de Ensaio**

A estrutura em análise neste trabalho foi projetada para compor uma bancada de testes que simula o comportamento de turbomáquinas suportadas por mancais hidrodinâmicos, pertencente ao Laboratório de Maquinas Rotativas (LAMAR) da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM) na UNICAMP. Seu principal componente é uma placa de aço de 1180 mm de comprimento, 290 mm de largura e 12 mm de espessura, dimensionada para possibilitar a fixação de suportes de mancais em diversas posições, e permitir a realização de testes com um ou mais eixos de diferentes comprimentos. Na placa, também existem diversos furos roscados destinados a fixação de vigas adicionais que possibilitam modificações nas

distribuições de massa e rigidez da estrutura de suporte. Essas vigas são peças metálicas de seção retangular, 15 mm x 10 mm, e de comprimento igual a metade do comprimento da placa. Quando empregadas, são unidas à placa aos pares, sendo uma na parte superior e outra na parte inferior da placa.

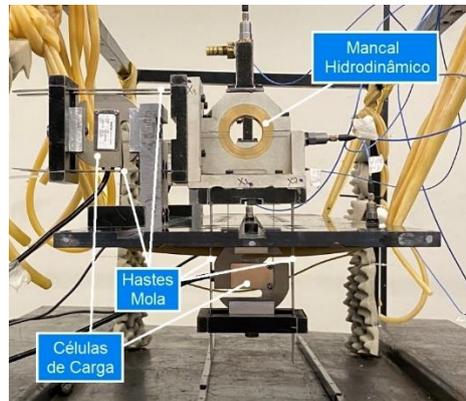


Figura 3.1. Suporte de mancal hidrodinâmico montado na fundação.

A estrutura de fundação também é composta por suportes de mancais arquitetados para, evidentemente, alojar e fixar os mancais em posição adequada e para, adicionalmente, direcionar um fluxo de óleo ao interior dos mancais; coletar o óleo e direcioná-lo à mangueira de retorno ao reservatório; permitir a instalação de sensores de proximidade responsáveis pela medição da posição do eixo no interior dos mancais; e permitir que as cargas desenvolvidas com o movimento do rotor sejam mensuradas e transmitidas para a placa estrutural nas direções vertical e horizontal (contidas no plano transversal do eixo) de forma independente e através de duas células de carga distintas. O desacoplamento das cargas nas duas direções ocorre pois o núcleo do suporte, onde se localiza o mancal, é suportado por dois conjuntos de quatro hastes metálicas delgadas, de seção transversal retangular, e cuja rigidez à flexão é consideravelmente reduzida – Figura 3.1. O material do mancal é o bronze, enquanto que o conjunto do suporte é composto de peças de aço e peças de alumínio. Neste trabalho, suporte do mancal e mancal são referidos apenas como suporte de mancal.

Outros elementos que compõe a estrutura são os pilares de fixação. Esses componentes são compostos por quatro sólidos de revolução de aço, um tirante, uma

porca e uma arruela – Figura 3.2. A Peça 1, exibida na imagem, fixa-se a bancada de teste através de uma rosca M18x15; a Peça 2 é praticamente um cilindro vazado de diâmetro interno igual a 42 mm e diâmetro externo igual a 60 mm; a Peça 3 serve para apoiar a placa estrutural e possui um furo passante central de 10 mm; e a Peça 4 é fixada na placa através de uma rosca M18x12. O tirante, então atravessa todo o conjunto e é rosqueado na Peça 1. Com a colocação e aperto de uma porca, pilar e placa são comprimidos para a fixação da estrutura. Na Figura 3.3 é possível visualizar todos os principais constituintes da fundação montados na bancada de teste de máquinas rotativas: a placa, as vigas, os pilares e os suportes de mancal.

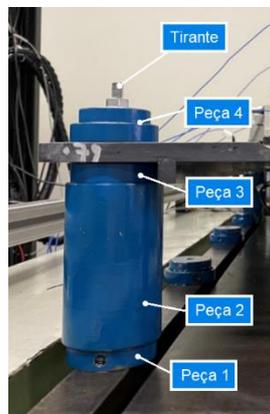


Figura 3.2. Pilar de fixação e seus componentes.

De forma geral, todas as configurações da fundação que tiveram as análises modais desenvolvidas são determinadas de acordo com três características: 1) emprego e disposição de vigas; 2) emprego e disposição dos suportes de mancais; e 3) sistema livre ou engastado. Em relação às vigas e suas disposições, quatro arranjos foram utilizados: ausência de vigas; vigas dispostas sob e ao longo de todo o comprimento da placa; vigas fixadas acima e abaixo da placa, em seu centro; e, por fim, vigas acima e abaixo da placa posicionadas em uma de suas extremidades (aquela que é voltada para o motor elétrico da bancada). Essas quatro configurações são apresentadas na Figura 3.4. Na Figura 3.4(a) não há vigas; na Figura 3.4(b) os dois pares de viga são instalados longitudinalmente na placa, cuja parte inferior da placa está voltada para cima para permitir melhor visualização. Na Figura 3.4(c), as vigas são instaladas no centro da placa, um par acima e outro abaixo; e finalmente, na Figura 3.4(d) ambos os pares são instalados na extremidade da placa.

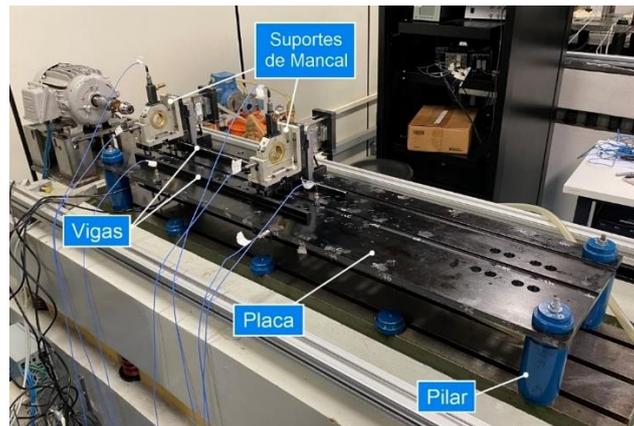


Figura 3.3. Estrutura montada na bancada de ensaios de máquinas rotativas.

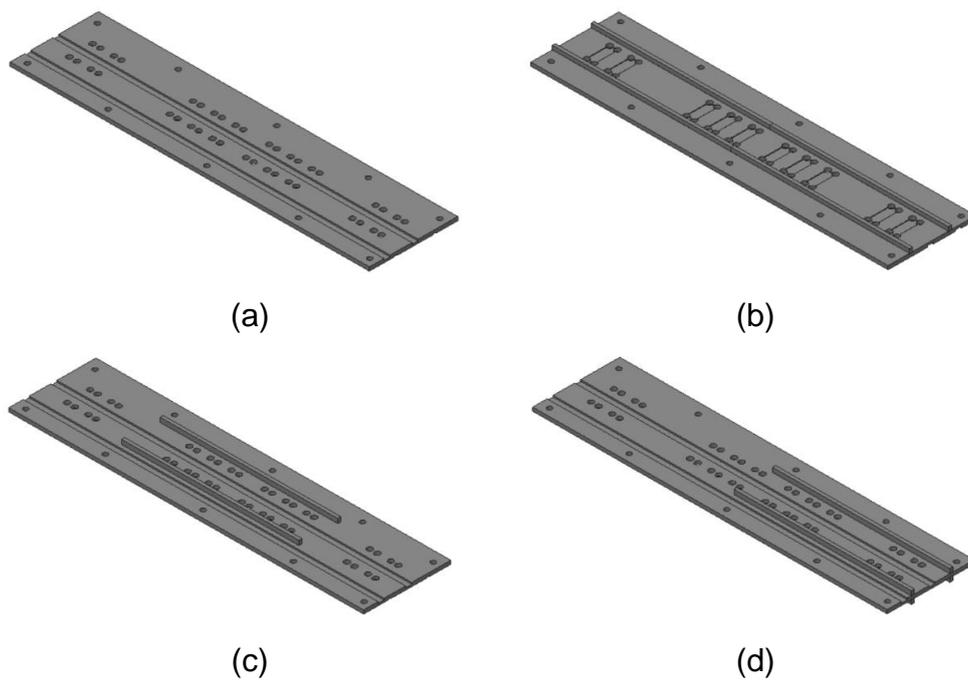


Figura 3.4. Quatro disposições de vigas fixadas à placa estrutural.

Em relação aos suportes de mancal, três disposições foram avaliadas. A primeira delas não inclui esse elemento da estrutura. A segunda, reservada a testes com rotores de eixo mais curtos e, portanto, denominada configuração de eixo curto, é mostrada na Figura 3.5(a). Na terceira disposição, os suportes de mancais são mais distanciados entre si e em relação à extremidade do eixo do motor, possibilitando os ensaios dinâmicos de um rotor com eixo longo, conforme ilustrado na Figura 3.5(b).

Por fim, tem-se a composição das configurações em termos das restrições ao conjunto estrutural, onde as duas possibilidades são: estrutura idealmente livre e estrutura idealmente engastada. Para os casos de estrutura livre, os ensaios e simulações são realizados sem a presença dos pilares descritos anteriormente. Quando são avaliadas configurações engastadas, quatro pilares são vinculados aos cantos da placa estrutural e, no caso das análises experimentais, estes são fixados à mesa inercial de teste; no caso das análises com o método de elementos finitos, uma restrição virtual é aplicada à base destes componentes.

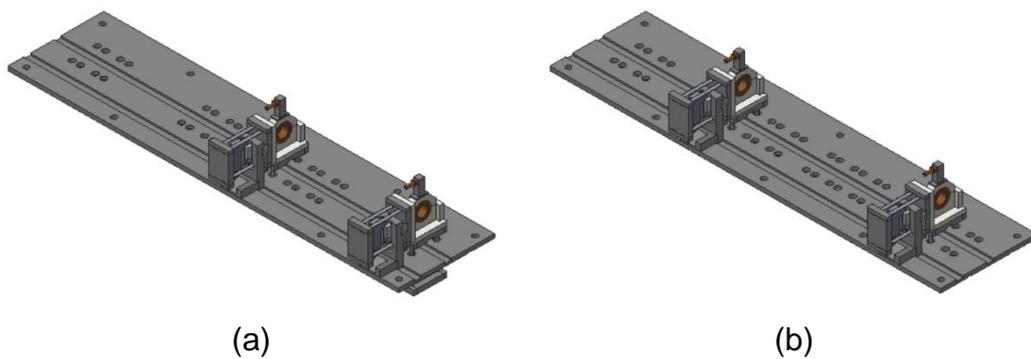


Figura 3.5. Duas disposições dos suportes de mancal fixados à placa.

A combinação desses diferentes arranjos – quatro relacionados às vigas de reforço, três relacionadas aos suportes de mancais, e duas relacionadas às restrições de vínculo (condições de contorno), resultam em vinte e quatro configurações. Soma-se a estas uma última configuração destinada ao ajuste detalhado do movimento do suporte dos mancais, onde um suporte de mancal é fixado no centro da placa e o ensaio ocorre na condição de vibração livre, conforme exibido na Figura 3.6, resultando em um total de vinte e cinco configurações de teste.

Todas essas configurações são detalhadas na Tabela 3.1 nos termos explicitados anteriormente, ou seja, pela presença e disposição das vigas; pela presença e distribuição dos mancais; e pela condição de sistema livre ou engastado.

Tabela 3.1. Configurações da estrutura avaliadas nos ensaios modais.

Configuração	Condição de Contorno	Posição dos Suportes de Mancais	Posição das Vigas
1	Livre	-	-
2	Livre	-	Longitudinal
3	Livre	-	No Centro
4	Livre	-	Na Extremidade
5	Livre	Eixo Curto	-
6	Livre	Eixo Curto	Longitudinal
7	Livre	Eixo Curto	No Centro
8	Livre	Eixo Curto	Na Extremidade
9	Livre	Eixo Longo	-
10	Livre	Eixo Longo	Longitudinal
11	Livre	Eixo Longo	No Centro
12	Livre	Eixo Longo	Na Extremidade
13	Livre	No centro	-
14	Engastada	-	-
15	Engastada	-	Longitudinal
16	Engastada	-	No Centro
17	Engastada	-	Na Extremidade
18	Engastada	Eixo Curto	-
19	Engastada	Eixo Curto	Longitudinal
20	Engastada	Eixo Curto	No Centro
21	Engastada	Eixo Curto	Na Extremidade
22	Engastada	Eixo Longo	-
23	Engastada	Eixo Longo	Longitudinal
24	Engastada	Eixo Longo	No Centro
25	Engastada	Eixo Longo	Na Extremidade

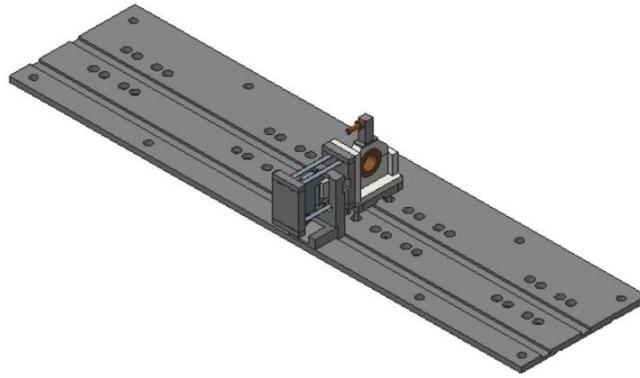


Figura 3.6. Configuração de ensaio com um único suporte de mancal no centro da placa.

### 3.2 Análise Modal Experimental

Conforme indicado na seção precedente, todas as configurações da estrutura de suporte foram avaliadas ou em situação de engaste ou em situação aproximada de vibração livre. Nos casos das análises modais experimentais de configurações com vibração livre, a bancada utilizada para o suporte dos conjuntos é aquela exibida na Figura 3.7. Nela, como pode-se observar, os conjuntos da estrutura são suspensos por duas bandas elásticas amarradas a uma armação metálica; a armação é fixa a um bloco de concreto suportado por molas e apoiado sobre outro bloco de elevada inércia solidário ao solo. As bandas elásticas são empregadas pois, por possuírem rigidez muito inferior à da placa estrutural, permitem observar os modos de corpo rígido da placa, devido a sua baixa inércia e elevada elasticidade, frente a elevada inércia do conjunto que compõe a placa metálica, a frequências muito abaixo da primeira frequência natural de flexão da estrutura, não afetando, portanto, as FRFs obtidas para essa condição de contorno e permitindo a idealização de vibração livre.



Figura 3.7. Bancada de análise modal para configurações de vibração livre.

No caso de configurações de ensaio com fixação da placa a bancada inercial, a montagem utilizada foi justamente aquela para qual a estrutura foi projetada, ou seja, para a mesa de ensaios dinâmicos de máquinas rotativas do LAMAR – Figura 3.8. A placa metálica que recebe os pilares é solidária a um bloco de concreto que, da mesma forma que na bancada apresentada anteriormente, se apoia através de molas e de uma espuma de alta densidade, a outro grande bloco de concreto fixo ao chão. Além de isolar o conjunto superior das vibrações do solo, essa construção confere algum nível de amortecimento ao banco onde se realizam os testes.

As análises modais realizadas em ambas as bancadas empregaram os mesmos procedimentos de excitação, assim como os mesmos transdutores, os mesmos equipamentos de condicionamento e aquisição de sinais e os mesmos softwares de processamento das FRFs e dos parâmetros modais. Para a excitação, utilizou-se um martelo de impacto da marca *Brüel & Kjær*, modelo 8207, contra a estrutura por cinco vezes consecutivas. De modo a selecionar as faixas de frequência dos impulsos de entrada, uma ponta mais flexível foi anexada ao martelo para os testes na condição livre, enquanto que uma ponta com rigidez intermediária foi empregada para os testes com a base engastada.

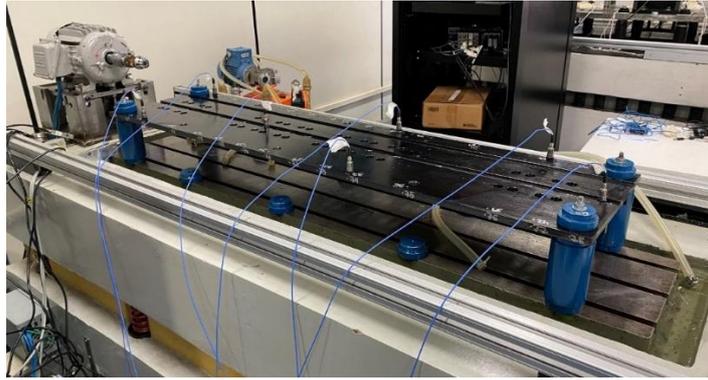


Figura 3.8. Bancada de análise modal para configurações de estrutura engastada.

Para a medição das respostas em aceleração, sete acelerômetros unidimensionais de marca *PCB Piezotronics* e modelo 325C04 foram anexados às estruturas e, quando a configuração em análise incluía suportes de mancais, 2 destes eram associados a cada um desses componentes (um na direção vertical e um na direção horizontal em relação ao plano transversal da placa). No caso da configuração de detalhamento do movimento dos suportes do mancal – décima terceira configuração na Tabela 3.1 – um único acelerômetro foi associado à placa e outros seis foram fixos ao suporte de mancal.

O condicionamento dos sinais do transdutor de força do martelo e dos sinais dos acelerômetros foi efetuado pelo condicionador 438C da *PCB Piezotronics*, enquanto que a aquisição foi efetuada pela placa USB-6361 da *National Instruments*, a uma taxa de amostragem de 10kHz. Condicionados e adquiridos os sinais dos cinco impactos e das respostas referentes a um acelerômetro, o processamento dos dados é efetuado através do software *LabVIEW*<sup>®</sup> que, com a média das cinco respostas temporais de entrada, calcula uma FRF e o gráfico de fase do sistema. Como os ensaios empregam sete acelerômetros, para cada sequência de impacto efetuada, sete FRFs eram obtidas. Essa sequência de excitação, aquisição e processamento era ainda repetida considerando outras localidades de impacto na geometria da placa, resultando em múltiplas funções de resposta em frequência, cada uma vinculada a um acelerômetro e um ponto de impacto.

O conjunto das FRFs relacionadas a um acelerômetro e múltiplos pontos de excitação foram então organizados em matrizes  $M \times N$ , onde  $M$  é a dimensão dos

vetores de aceleração, obtidos com o *LabVIEW*<sup>®</sup>, e  $N$  é o número de pontos de impacto. Com essas matrizes, a função *modalfit* do *MATLAB*<sup>®</sup> foi utilizada. Como argumentos de entrada da função, também indicou-se o vetor de frequências, a taxa de aquisição expressa em hertz, o número de modos desejados, um índice de identificação da FRF obtida com excitação e resposta efetuados no mesmo ponto e, por fim, o método de ajuste dos dados, denominado método dos mínimos quadrados para exponenciais complexas. Como argumentos de saída, a função do *MATLAB*<sup>®</sup> retorna as frequências naturais, os fatores de amortecimento e os vetores de formas modais do sistema.

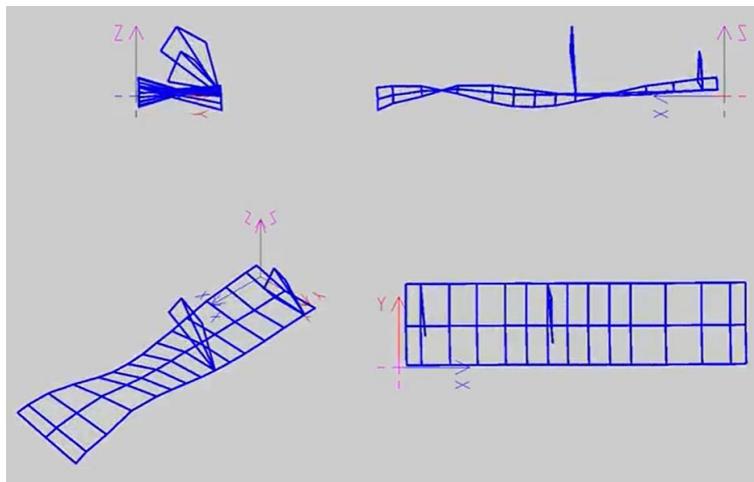


Figura 3.9. Exemplo de forma modal animada com EasyMod.

Por fim, os parâmetros modais receberam um último tratamento: as formas modais foram animadas com o uso da ferramenta EasyMod, também suportada pelo *MATLAB*<sup>®</sup> e desenvolvida por Kouroussis et al (2012). A Figura 3.9 apresenta um quadro de uma animação modal como exemplo do emprego dessa ferramenta.

Conforme mencionado na Introdução, essa primeira etapa experimental não compôs o escopo deste trabalho, sendo desenvolvida e disponibilizada pelo doutorando Leonardo Biagiotti Saint Martin, pesquisador do Laboratório de Máquinas Rotativas (LAMAR) da Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP. As bancadas e os equipamentos mencionados neste capítulo são pertencentes a este laboratório.

### 3.3 Ajustes dos Modelos

O ajuste dos modelos computacionais da estrutura foi efetuado, essencialmente, através da comparação entre conjuntos de formas modais obtidos experimentalmente e aqueles obtidos por simulação numérica, utilizando o método de elementos finitos, observando correspondência entre os modos e os valores das frequências naturais. Quando esses parâmetros apresentavam boa correlação, os modelos do software CAE eram, então, considerados representativos; quando se verificava discrepâncias entre as formas modais ou grandes divergências nas frequências, alterações no modelo (discretização e condição de contorno, principalmente) eram implementadas de forma a melhorar a representação.

O software utilizado para as simulações computacionais foi o *CREO Simulate 2.0™* em seu modo integrado ao *CREO Parametric 2.0™*. Esse software não inclui modelos de amortecimento para análises modais com o método dos elementos finitos em modo nativo e, portanto, as taxas de amortecimento obtidas experimentalmente não foram utilizadas na melhoria dos modelos. Em todas as simulações, o tipo de elemento finito empregado foi o de sólido tetraédrico e os incrementos para a obtenção da convergência, selecionada de 5%, aconteciam sequencialmente na ordem dos polinômios das arestas desses elementos – sequência p-adaptativa de múltiplos passos (*Multi-Pass Adaptive Method*). Os parâmetros para o cálculo da convergência foram as frequências modais. Também convém mencionar que, por padrão (*default*), ao iniciar uma análise, o *Creo Simulate 2.0* combina peças individuais de uma montagem em um único corpo de múltiplos volumes (*PTC Help Center, 2020*), idealizando uniões perfeitas entre os distintos componentes.

Buscando reduzir a complexidade dos modelos e evitar conseqüentes implicações na análise com elementos finitos, como o maior uso de recursos computacionais e necessidade de maiores tempos de processamento, alguns detalhes geométricos dos componentes foram omitidos, ou seja, pequenos arredondamentos, chanfros, pequenos furos, rebaixas para cabeça de parafusos, bem como a maioria dos parafusos não foram incluídos nas representações computacionais.

Uma etapa fundamental para a análise modal por elementos finitos é a atribuição do módulo de elasticidade, do coeficiente de Poisson e da densidade aos modelos. Essa atribuição nos softwares CAE normalmente é feita através da escolha de um material para os itens modelados. Devido a indefinição para alguns dos materiais utilizados nos componentes reais da estrutura, os materiais selecionados para as análises iniciais foram aqueles disponibilizados na biblioteca do software. Para peças de aço, o material *steel.mtl* foi selecionado; para peças de alumínio, o material *al2014.mtl* foi escolhido; e, por sua vez, o material *bronze.mtl* foi atribuído aos modelos dos mancais. As densidades, os módulos de elasticidade e os coeficientes de Poisson desses materiais são indicados na Tabela 3.2. Conforme desenvolviam-se os ajustes, adequações foram empregadas.

Tabela 3.2. Propriedades dos materiais utilizados nos modelos da estrutura.

Material	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]	Módulo de Elasticidade [GPa]	Coef. de Poisson
<i>steel.mtl</i>	7827,1	199,9	0,27
<i>al2014.mtl</i>	2793,6	73,1	0,33
<i>bronze.mtl</i>	8850,9	103,4	0,34

Para validar as massas dos modelos após atribuições de materiais e simplificações geométricas, um conjunto de aferições de massa foi realizado com auxílio de uma balança de precisão em um conjunto de dez peças do sistema, englobando todos os distintos materiais empregados. Como o erro relativo máximo entre massas aferidas e massas dos modelos, já adotadas as simplificações geométricas, foi inferior a 10%, além de apresentar resultados ainda melhores para as peças de aço e bronze, foram considerados adequados, em termos de densidade, os materiais da biblioteca.

Para cada uma das configurações estudadas, uma simulação preliminar foi realizada com a atribuição de material descrita anteriormente e em configurações *default* do software, ou seja, sem incluir nenhuma idealização ou modificação nos modelos. Essa configuração padrão gera malhas de elementos finitos contínuas em

peças de mesmo material que se contatam. Para alcançar o ajuste de algumas configurações, muitas simulações foram necessárias, especialmente nas primeiras tentativas de identificar os parâmetros mais sensíveis às estimativas dos modos e frequências que se apresentavam, a priori, consideravelmente divergentes em relação aos dados experimentais. De forma geral, este trabalho exigiu, portanto, uma capacidade computacional razoável e muitas horas de ocupação de máquinas.

Considerando a condição mais simples de teste, a análise modal da placa livre sem vigas ou suporte de mancais, além de uma simulação nas configurações *default* do software e com as simplificações geométricas, uma simulação com a representação de todos os furos da placa estrutural também foi realizada de forma a identificar os impactos da simplificação. A Figura 3.10 apresenta esses dois modelos. Os pequenos pontos da imagem a direita são furos roscados passantes utilizados da fixação do suporte de mancal e de alguns instrumentos na fundação. Ambos modelos resultaram em respostas similares, permitindo as simplificações geométricas aqui adotadas, das quais, portanto, apenas a resposta da configuração simplificada será apresentada na sequência deste trabalho.

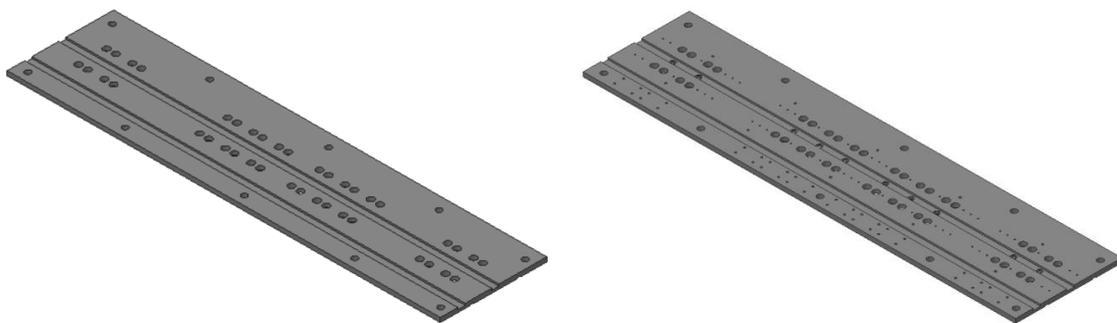


Figura 3.10. Representações simplificada (esquerda) e completa (direita) da placa estrutural.

### 3.3.1 Configurações de Placa Livre com Vigas

Com a inclusão das vigas de reforço e a observação de que as frequências naturais obtidas nas configurações padrões do software eram demasiadamente elevadas, duas estratégias foram utilizadas para o ajuste. A primeira, baseada na constatação de que juntas parafusadas não produzem uma junta contínua perfeita, se

deu pela redução das áreas das superfícies de contato entre peças nas quais a malha de elementos finitos apresentava continuidade. A segunda se deu com a redução do módulo de elasticidade do material das vigas. No caso da estratégia de redução da área de continuidade entre os elementos, apenas superfícies atravessadas por fixadores na estrutura real permaneciam unidas, com as áreas de continuidade entre os componentes reduzidas para próximo das periferias dos fixadores, permitindo movimento do centro e das extremidades das vigas em relação à placa.

A Figura 3.11 exemplifica uma situação de redução de área. Nela, as áreas destacadas em verde são aquelas em que os elementos finitos da placa e da viga apresentam continuidade, ou seja, os distintos volumes compartilham elementos finitos e nós. Nas áreas que possuem contato e não estão destacadas, os elementos finitos são descontínuos, permitindo movimentação relativa entre os corpos. Essa modificação é realizada com a criação de regiões de superfície no modelo através da ferramenta *Surface Region* e com a definição de interfaces livres entre as áreas de contato fora dessas regiões, através da ferramenta *Interface*. Como as vigas instaladas sob a placa se encaixam em um rasgo com largura equivalente à das vigas, também foi necessário desengajar as superfícies laterais das vigas com as superfícies laterais dos rasgos. Esse ajuste com redução da área de união ainda partiu de simulações com áreas iguais centradas nos pontos onde se localizam os parafusos na estrutura real. Entretanto, em algumas situações, melhores resultados foram obtidos com áreas desiguais e decentralizadas em relação ao parafuso.

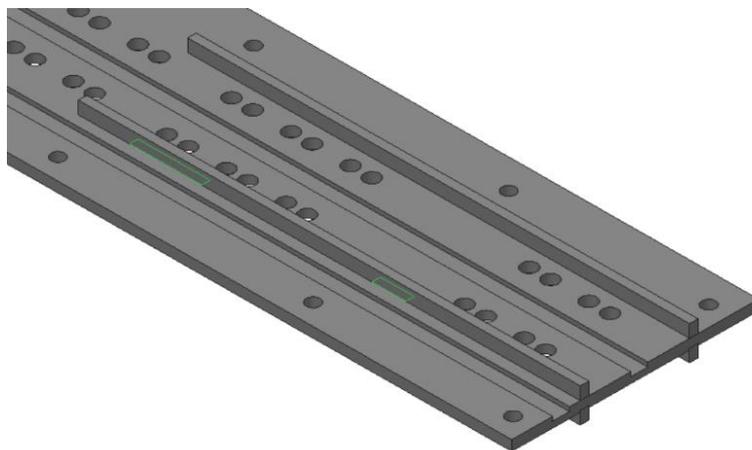


Figura 3.11. Área de continuidade entre os elementos finitos da viga e da placa.

A estratégia de ajuste que empregou redução do módulo de elasticidade das vigas não incluiu nenhuma outra alteração nas configurações sem suportes de mancal e sem engaste. Para essa etapa de melhoria dos modelos, que aprimora a inclusão das vigas, três conjuntos de dados experimentais serviram de baliza: aqueles referentes às configurações de placa livre e sem suportes de mancal – configurações 2, 3 e 4 da Tabela 3.1. Convém informar que tentativas de ajuste com inclusão de modelos tridimensionais dos elementos de fixação também foram analisadas nessa etapa de inclusão das vigas. Nessa situação, as interfaces entre viga e placa também eram determinadas livres e a conexão se dava apenas pelos parafusos.

### 3.3.2 Configurações com Suportes de Mancal

O ajuste dos dados modais para configurações que incluem os suportes de mancal necessitou de muitas simulações e foi realizado, fundamentalmente, com a configuração de estrutura incluindo apenas um suporte. Como a parte experimental da aquisição dos modos nessa configuração se deu com um número maior de acelerômetros montados no suporte do mancal, os movimentos desse conjunto foram melhor definidos, permitindo melhores comparações. A figura 3.12 mostra um quadro da animação de um modo dessa configuração.

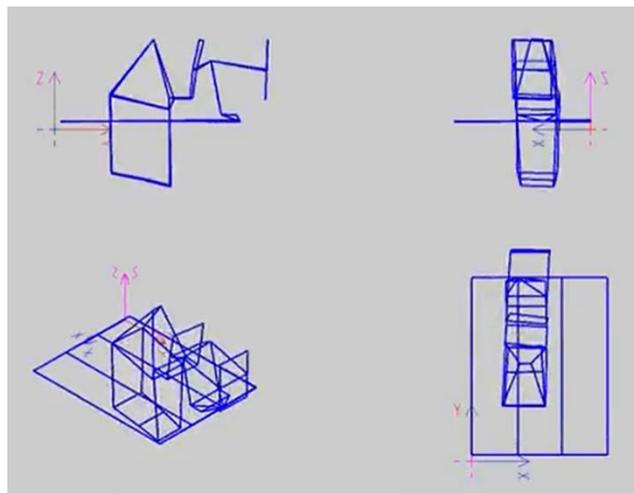


Figura 3.12. Quadro da animação obtida com os dados experimentais. Configuração com um único suporte de mancal.

Observando que as frequências de modos com maior movimento do suporte de mancal eram muito superiores às frequências obtidas experimentalmente, reduções nos módulos de elasticidade dos modelos da célula de carga e das hastes mola foram efetuadas, frente à incerteza nesses materiais. Tais reduções também foram amparadas pela constatação de que essas peças continham as regiões de maior tensionamento para os modos em questão, conforme de indicado na Figura 3.13. Na imagem, as regiões destacadas com azul mais claro e em verde são as partes mais tensionadas do conjunto.

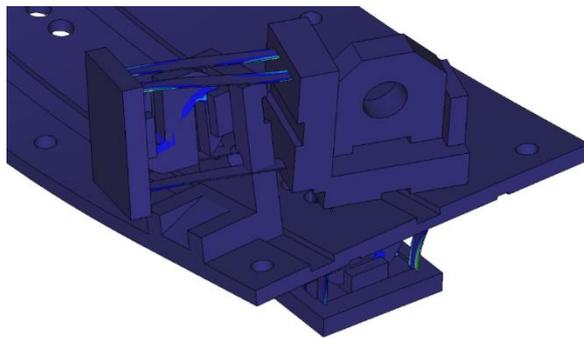


Figura 3.13. Modelo com indicação das regiões mais tensionadas de um modo de vibrar com deslocamento do núcleo de um suporte de mancal.

De fato, os modos e as frequências de vibrar da configuração em análise se mostraram muito sensíveis ao módulo de elasticidade da célula de carga, mostrando efeitos menores no caso do módulo de elasticidade do aço mola das hastes. Essa constatação levou a uma inspeção mais detalhada da geometria e da constituição das células de carga empregadas na estrutura. Observou-se, então, que estas possuem uma região oca no interior de seus volumes e, por essa razão, simulações com dimensões fieis aos componentes reais também foram realizadas.

Em relação às hastes delgadas de aço mola, cujas propriedades mecânicas também se mostraram relevantes ao ajuste do modelo, uma sequência de ensaios baseados na norma ASTM E1876 – 09 foi efetuada. Essa norma especifica um método de testes para a determinação de propriedades dinâmicas de materiais elásticos com base na geometria, na massa e na frequência fundamental de corpos de prova prismáticos, cilíndricos ou retangulares. Resumidamente, a especificação propõe uma montagem experimental na qual a barra ou viga retangular é apoiada de tal maneira

que se permita e favoreça o modo de flexão fundamental de vibrar desses componentes, após excitação de impacto externa. O fenômeno ocorre, pois, na montagem, na qual o apoio do elemento avaliado acontece nos nós do modo fundamental de vibração, e a excitação, assim como a medição da resposta, acontecem nos antinós desse modo. A Figura 3.14 mostra a montagem empregada neste trabalho com base na norma. As excitações foram aplicadas com um pequeno bastão metálico.



Figura 3.14. Montagem experimental, com base na norma ASTM E1879 – 09, para a determinação do módulo de elasticidade das molas planas dos suportes de mancal.

Fundamentando-se na teoria de vibração de sistemas contínuos, a norma então propõe equações para o cálculo do módulo de elasticidade dinâmico dos componentes avaliados. Para os casos em que a razão entre o comprimento da viga e sua espessura é superior a 20, coerente com as hastes mola, o módulo de elasticidade é determinado conforme equação 3.1.  $T_1$  é um fator de correção indicado pela norma e determinado segundo equação 3.2.

$$E = 0,9465(mf_f^2/b)(L^3/t^3)T_1 \quad (3.1)$$

$$T_1 = [1,000 + 6,585(t/L)^2] \quad (3.2)$$

Nas equações,  $E$  é o módulo de elasticidade a ser calculado;  $m$  é a massa;  $b$  é a largura;  $L$  é o comprimento;  $t$  é a espessura; e  $f_f$  é a frequência de ressonância

fundamental da viga em flexão. No presente trabalho, seis hastes foram avaliadas e a média dos módulos de elasticidade obtidos foi empregada nos modelos. Para a determinação das massas  $m$ , uma balança de precisão foi utilizada;  $b$ ,  $L$  e  $t$  foram todos medidos com paquímetro de resolução igual a 0,02 mm. Por sua vez, as frequências  $f_f$  foram obtidas com o sensor de proximidade por variação de indutância, modelo MI5-M18-LIU, da marca Turck, e com um processamento da resposta temporal para representação no domínio da frequência.

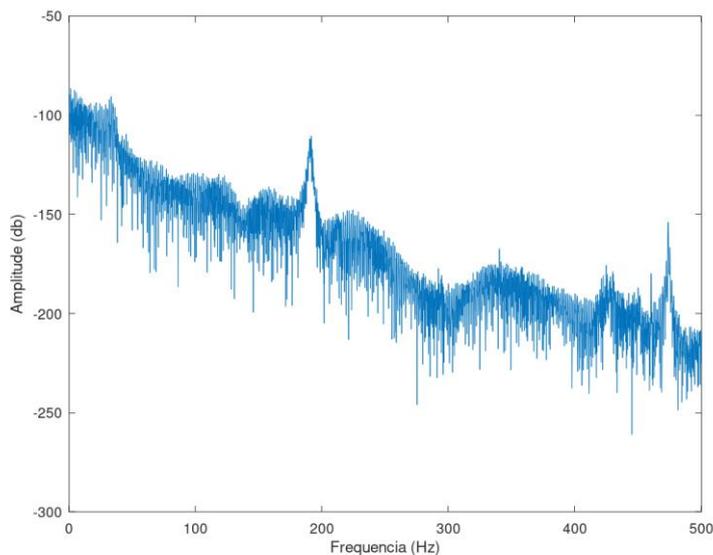


Figura 3.15. Resposta em frequência das hastes molas dos suportes de mancal.

A Figura 3.15 exibe um exemplo típico dos gráficos obtidos. Em geral, as frequências fundamentais observadas se mantiveram próximas de 200 Hz e, de fato, o módulo de elasticidade das vigas calculado, é inferior ao preliminarmente atribuído aos modelos, passando a compor os ajustes.

Por fim, a estratégia de definição de interfaces livres também contribuiu à melhoria dos modelos de suporte de mancal. Aqui, como no ajuste das vigas, algumas superfícies em contato, mas não necessariamente unidas por elementos de fixação, deixaram de compartilhar nós da malha de elementos finitos. Depois de obter bons resultados para a configuração de suporte de mancal, as modificações descritas também foram implementadas nas configurações de placa livre sem vigas e com suportes de mancal para eixo curto e eixo longo (configurações 5 e 9 da Tabela 3.1,

respectivamente). Um valor ótimo para o módulo de elasticidade da célula de carga pôde, assim, ser encontrado.

### 3.3.3 Configurações com Engaste

Durante as análises modais numéricas de configurações engastadas, constatou-se que a representação do tirante que atravessa as peças do pilar, assim como a representação dos furos dessas peças, pouco alterou as respostas modais das simulações. Por essa razão, o conjunto do pilar, assim como a placa e os suportes de mancal, também teve sua geometria simplificada e as características formas mencionadas foram negligenciadas nos modelos.

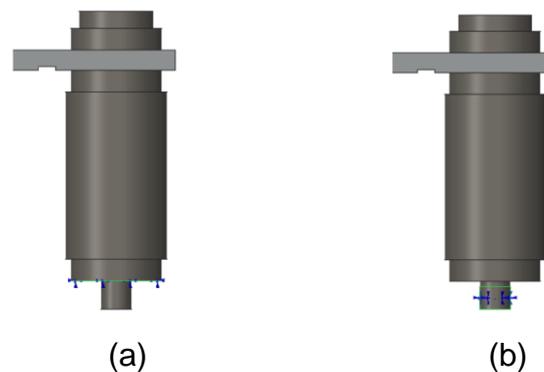


Figura 3.16. Distintas regiões de aplicação das restrições aos modelos dos pilares: (a) na base do pilar e (b) na região da rosca anexada a bancada de teste.

Na tentativa de ajustar as representações, diversas estratégias foram empregadas. Dentre as quais destacam-se: redução do módulo de elasticidade das peças do pilar; representação do pilar enquanto cilindro maciço; redução da espessura da parede de parte do pilar (Peça 2 da Figura 3.2); e aplicação das restrições em diferentes regiões. Considerando as distintas regiões de restrição, duas formas foram avaliadas: restrição na base dos pilares e restrição em parte da rosca que fixa o pilar à bancada de ensaio. A Figura 3.16 ilustra, em verde com cruzes azuis, as diferentes regiões onde as translações dos nós da malha de elementos finitos toram definidas nulas. Na restrição mostrada em (b), 2 mm de comprimento da região roscada foi deixada livre; fato que resultou em melhora dos resultados de algumas simulações.

Os modelos que incluem pilares de engaste foram ajustados com base nas configurações de placa engastada sem vigas, com vigas longitudinais, com vigas no centro e com vigas na extremidade (Configurações 14, 15, 16 e 17 da Tabela 3.1, respectivamente).

## Capítulo 4

### Resultados e Discussões

Partindo da configuração mais simples do processo de ajuste, ou seja, daquela em que se analisa a placa sem vigas, sem suporte de mancais e na condição de vibração livre, duas simulações foram realizadas. Enquanto a primeira, denominada *plc\_simp*, empregou as simplificações geométricas descritas no procedimento experimental, a segunda simulação, denominada *plc\_comp*, considerou os pequenos furos que compõem a placa real. A Tabela 4.1 mostra as frequências naturais obtidas experimentalmente e as frequências obtidas com essas simulações. Os módulos dos erros relativos referentes às frequências encontradas também são apresentados. Tais erros são calculados pela Equação 4.1, onde  $f_{sim}$  é a frequência experimental e  $f_{sim}$  é a frequência obtida com as simulações.

$$\delta = \left| 1 - \frac{f_{sim}}{f_{exp}} \right| \quad (4.1)$$

Pode-se observar que as frequências obtidas em ambas as simulações possuem pequenos erros em relação aquelas aferidas em análise modal experimental. Adicionalmente, todos os modos experimentais foram detectados pelas simulações, ao passo que, para faixas de frequência selecionadas, também não houveram modos determinados em simulação que não possuíssem correspondentes nos dados experimentais. Dessa forma, ambos os modelos das simulações configuram bons ajustes para a configuração do sistema em uma ampla faixa de frequências. Considerando que as massas virtuais das peças de aço apresentam boa correspondência às massas das peças reais, conforme discutido no procedimento experimental, este resultado também valida as propriedades mecânicas do material selecionado para a placa.

Tabela 4.1. Frequências obtidas experimentalmente e através de simulações para a configuração de placa livre, em Hz.

Modo	Freq. Experim.	<i>plc_simp</i>		<i>plc_comp</i>	
		Freq.	Erro (%)	Freq.	Erro (%)
1	43,6	42,5	2,6	42,3	3,0
2	99,5	97,6	1,9	97,1	2,4
3	121,6	118,8	2,3	118,4	2,7
4	209,2	204,8	2,1	204,0	2,5
5	238,3	233,0	2,2	232,1	2,6
6	327,8	321,4	1,9	319,9	2,4
7	389,2	380,8	2,2	378,9	2,6
8	466,7	457,9	1,9	455,4	2,4
9	517,0	517,8	0,2	509,3	1,5
10	564,2	565,7	0,3	557,9	1,1
11	580,7	569,2	2,0	565,8	2,6
12	643,4	629,5	2,2	626,3	2,7
13	670,8	666,5	0,6	659,6	1,7
14	805,6	792,4	1,6	788,1	2,2
15	837,8	829,7	1,0	822,7	1,8
16	849,0	831,6	2,0	826,7	2,6
17	930,7	915,7	1,6	909,66	2,3

Embora o modelo da simulação *plc\_simp* empregue simplificações geométricas, seus resultados se mostraram suficientemente acurados em relação aos obtidos com representação mais detalhada do componente real – os erros relativos das frequências chegam a ser inferiores para todos os modos. Além disso, conforme apresentado na tabela 4.2, a simulação com modelo simplificado utiliza um número menor de elementos finitos, conseqüentemente, menor recursos computacionais, além de obter resultados em menor tempo de processamento, certificando a representação como a mais adequada e eficiente para representar a placa estrutural.

Tabela 4.2. Número de elementos finitos e uso de recursos computacionais das simulações da placa livre sem outros componentes.

	Núm. de Elementos Sólidos	Uso Máximo de Memória (kilobytes)	Tempo de Processamento (s)
<i>plc_simp</i>	4691	2178167	265,63
<i>plc_comp</i>	9416	3236573	562,06

Para demonstrar a correspondência das deformadas modais experimentais e simuladas com as simplificações geométricas, a Figura 4.1 exibe alguns pares desses parâmetros. Particularmente, a figura apresenta, em sequência, as deformadas modais dos modos 12, 13 e 14, cujas frequências são indicadas na tabela precedente. Tratam-se de modos de elevada frequência, bem definidos através dos dois métodos de análise modal. Como se identificará adiante, quando outros componentes são incluídos nas simulações (vigas, suportes de mancal e engaste), reduz-se a quantidade de modos identificados e, por vezes, a qualidade da correlação.

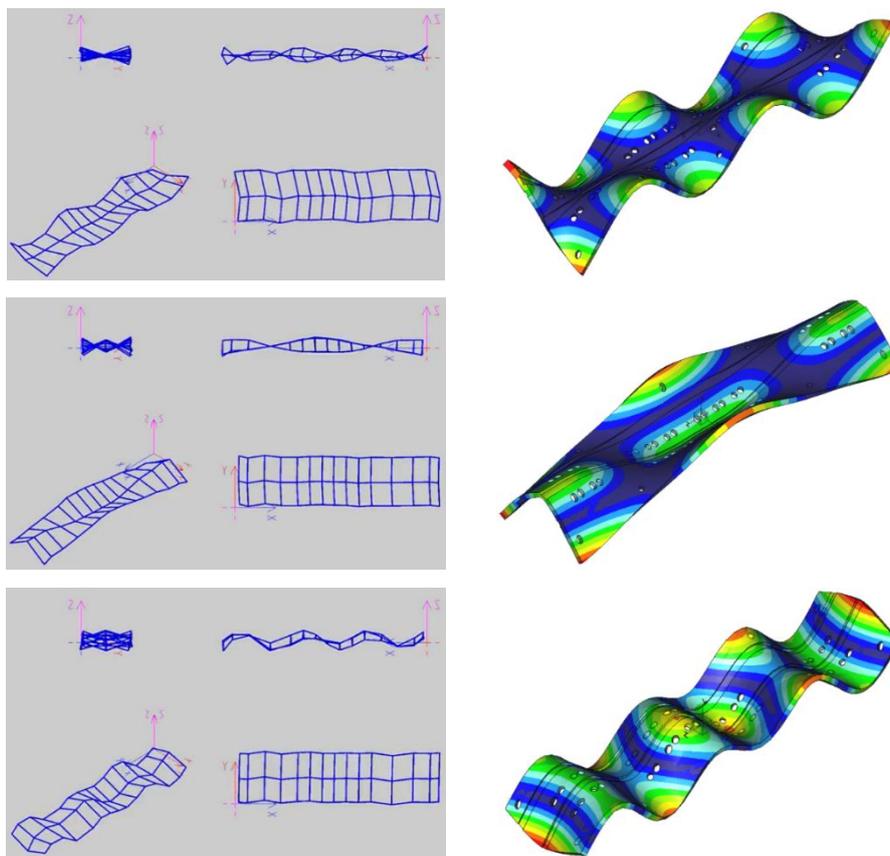


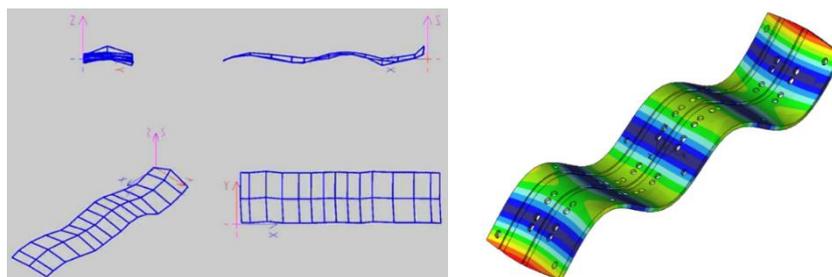
Figura 4.1. Comparação entre deformadas modais experimentais (à esquerda) e simuladas (à direita) para configuração de placa livre sem outros componentes. Modos 12, 13 e 14.

Quando se considera a inclusão de vigas na estrutura, a estratégia que apresentou melhores resultado foi a de redução das interfaces de união entre esses componentes e a placa. Conforme indicado no procedimento experimental, essa abordagem reduz as áreas onde os elementos finitos, que compõem as vigas,

compartilham nós com os elementos finitos que compõem a placa, modificando a união perfeita idealizada pelo software em sua configuração padrão, permitindo desprendimento entre porções das distintas peças. Para ilustrar a aproximação obtida através desta abordagem, a Tabela 4.3 apresenta as frequências naturais obtidas experimentalmente, as obtidas através de simulação sem ajustes (*default*) e as obtidas através de simulação com a redução da área de união (*vg\_lngt*) para a configuração específica de dois pares de vigas instalados sob a placa. Adiante, a Figura 4.2 mostra a correspondência entre as formas modais 7, 8 e 9; apresentando, novamente, boa correspondência.

Tabela 4.3. Frequências obtidas experimentalmente e através de simulações para a configuração de placa livre com vigas longitudinais, em Hz.

Modo	Freq. Experim.	<i>default</i>		<i>vg_lngt</i>	
		Freq.	Erro (%)	Freq.	Erro (%)
1	52,1	60,5	16,2	47,1	9,5
2	98,7	103,5	4,9	98,3	0,4
3	144,9	166,2	14,7	155,5	7,3
4	208,6	219,2	5,1	206,6	1,0
5	285,4	322,4	13,0	285,3	0,0
6	332,2	350,8	5,6	329,2	0,9
7	452,3	523,3	15,7	445,0	1,6
8	480,5	512,3	6,6	475,6	1,0
9	513,0	524,1	2,2	511,2	0,4
10	560,9	577,6	3,0	557,1	0,7
11	633,4	778,9	23,0	645,3	1,9
12	667,4	715,3	7,2	660,8	1,0
13	825,6	858,4	4,0	853,6	3,4
14	865,6	956,3	10,5	863,2	0,3
15	898,5	897,0	0,2	920,9	2,5
16	903,0	1068,2	18,3	1041,6	15,3



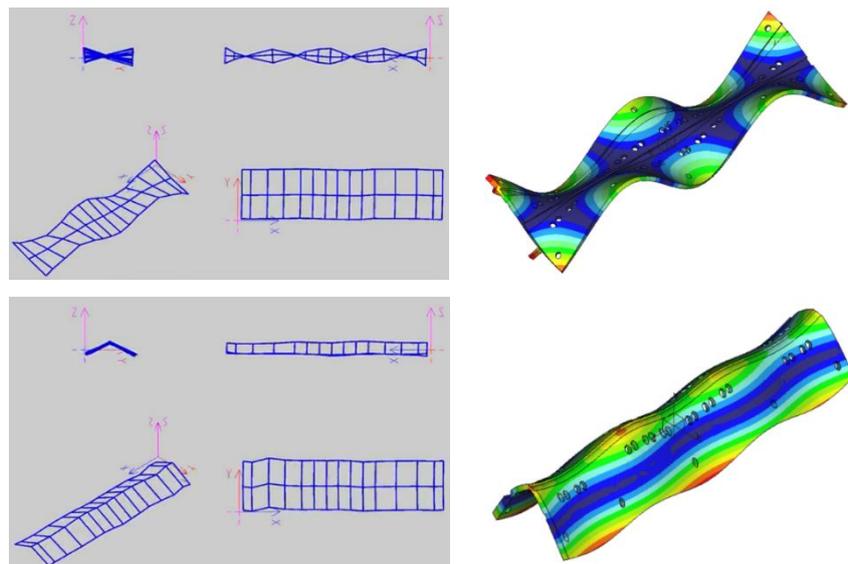


Figura 4.2. Comparação entre deformadas modais experimentais e simuladas para placa com vigas ao longo de sem comprimento. Modos 7, 8 e 9.

De forma a detalhar as modificações empregadas no modelo da simulação *vg\_lngt*, a Figura 4.3 destaca em verde as interfaces com união entre placa e vigas, enquanto que a Figura 4.4 define as dimensões dessa conexão. Nesta última imagem, as linhas de centro indicam a posição dos parafusos na estrutura real, englobada pela área de união para preservar coerência com a estrutura física. Como as vigas na parte inferior da placa são instaladas em um canal de largura equivalente as suas, e o software atribui continuidade entre peças que estão em contato, também foi necessário definir interface livre entre as laterais das vigas e as laterais dos canais. Da mesma forma, as interfaces onde duas vigas se tocam, ao centro da placa, também sofreram modificação que permite separação nesta região, em correspondência com os movimentos reais da estrutura.

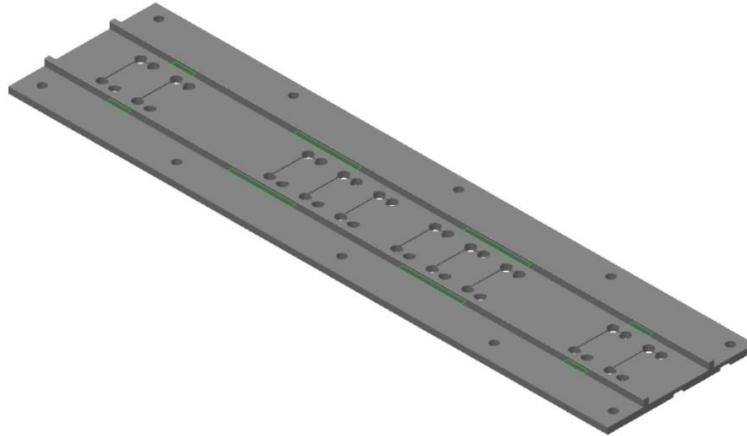


Figura 4.3. Áreas de união entre vigas e placa na configuração de placa com vigas longitudinais.

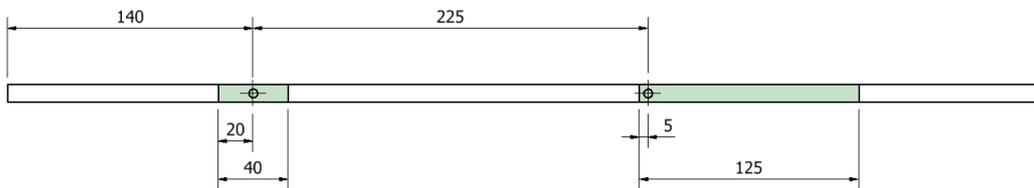


Figura 4.4. Dimensões das regiões de contato contínuo entre placa e viga para configurações de vigas longitudinais.

Embora os ajustes das outras duas configurações de placa com vigas também tenham empregado a estratégia de redução das áreas de união, os melhores resultados de cada um foram obtidos com diferentes dimensões de interface. Para o caso da configuração das vigas centrais, a melhor geometria encontrada é aquela mostrada na Figura 4.5; para o caso das vigas na extremidade, a Figura 4.6 define as áreas dessa interface, sendo a maior porção em destaque voltada para o centro da placa.

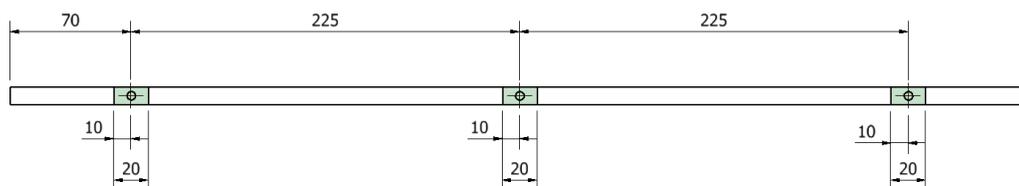


Figura 4.5. Dimensões das regiões de contato contínuo entre placa e viga para configurações de vigas no centro.

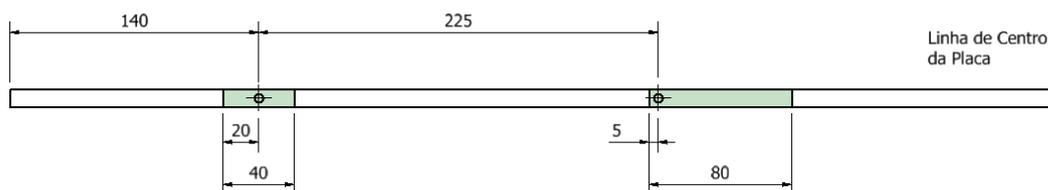


Figura 4.6. Dimensões das regiões de contato contínuo entre placa e viga para configurações de vigas na extremidade.

Considerando esses ajustes, os erros máximos e as médias dos erros relativos das frequências encontradas nas simulações de cada configuração de viga são apresentados na Tabela 4.4. Novamente, *vg\_lngt* se refere à simulação de ajuste para a placa com vigas na superfície inferior; *vg\_cntr* e *vg\_extm* se referem às simulações com pares de vigas centrais e na extremidade da placa, respectivamente. Julga-se importante mencionar que, com a inclusão das vigas no sistema, a análise modal com o MEF detectou mais modos de vibrar do que aqueles identificados nas análises modais experimentais. Esses modos adicionais, entretanto, são definidos principalmente pela deformação das pontas das vigas, e sua influência é muito sutil no comportamento geral da estrutura. Além disso, embora provavelmente compoñham as respostas dinâmicas do sistema real, a não detecção experimental se deve ao fato de nenhum acelerômetro ter sido posicionado nesses componentes.

Tabela 4.4. Síntese dos resultados dos ajustes para as configurações de placa com vigas. Erro máximo e erro médio das frequências encontradas em simulações.

	<i>vg_lngt</i>	<i>vg_cntr</i>	<i>vg_extm</i>
Erro Médio (%)	2,9	1,3	1,9
Erro Máximo (%)	15,3	4,3	5,3

Também é pertinente afirmar que a inclusão do modelo tridimensional das vigas de reforço e sua fixação, bem como a representação destes através do modelo de viga de Timoshenko, não melhoraram a aproximação dos parâmetros do MEF aos parâmetros experimentais, já que a fixação das vigas apenas nas regiões dos parafusos pouco modificou as frequências naturais em relação à placa sem vigas. Por outro lado, a abordagem com redução do módulo de elasticidade das vigas apresentou bons resultados, entretanto, essa redução precisou ser muito intensa para

alcançar os valores experimentais, não guardando verossimilhança com o material das vigas e o sistema real.

Avançando para a inclusão do suporte do mancal, o ajuste do modelo se deu com a redução da rigidez da célula de carga; com a redefinição da rigidez das hastes do suporte; e com a definição de interfaces livres entre este componente e a placa. De fato, os parâmetros modais das simulações se mostraram sensíveis às mudanças na rigidez da célula de carga, ou ainda, partindo da atribuição das propriedades do aço, com módulo de elasticidade de 199,9 GPa, o melhor ajuste para a rigidez se deu com um módulo de elasticidade em 52 GPa. Apesar da brusca redução, essa alteração engloba em si uma indefinição do material da célula de carga, bem como a presença de transdutores, condutores e regiões vazias, encapsulados no interior do componente. Além disso, os suportes de mancais da estrutura real são compostos por 45 peças, unidas entre si com o emprego de 61 parafusos. Todas essas uniões e interfaces podem produzir efeitos dissipativos difíceis de se representar com o MEF. Desta forma, reduzir o módulo de elasticidade da célula de carga foi uma primeira aproximação para a inclusão desses efeitos.

Por outro lado, o módulo de elasticidade das hastes de aço mola, parte de um ajuste fino dos dados, representou uma queda menos significativa em relação às propriedades do aço padrão inicialmente selecionado (aproximadamente 12%) e baseou-se na averiguação experimental determinada pela norma ASTM E1876 – 09, conforme descrito no procedimento experimental. Por sua vez, o ajuste de implementação de superfícies livres entre o suporte do mancal e a placa considerou que apenas as superfícies de contato entre os componentes, unidas por parafusos, deveriam apresentar continuidade da malha de elementos finitos. No caso de superfícies em contato, porém sem elementos de fixação, interfaces livres foram criadas, pois a idealização de união perfeita atribui rigidez local não observada no conjunto real, dadas as folgas presentes entre as peças. A Figura 4.7 indica as superfícies dessa última alteração.

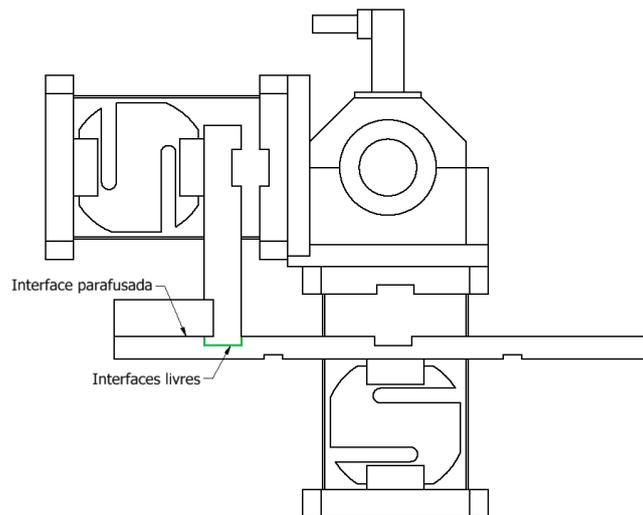


Figura 4.7. Vista frontal da placa com suporte de mancal indicando interfaces livres para ajuste fino do modelo.

Com base na configuração de um único suporte de mancal fixo no centro da placa, a Tabela 4.5 apresenta as frequências obtidas experimentalmente e as obtidas em uma simulação que implementa as três modificações descritas anteriormente, denominada *sprt\_mancal*. Essa tabela também mostra as frequências obtidas sem ajuste de modelo (*default*) e aquelas com apenas a redução da rigidez da célula de carga (*cel\_carga*), ilustrando os impactos das modificações mais sutis. Nota-se que os dados *default* são muito incoerentes aos dados empíricos e o ajuste fino desempenhado em *sprt\_mancal* reduz o erro relativo médio de 3,9% para 2,0%, ao passo que reduz o erro relativo máximo de 10,8% para 6,1%. Tais reduções nos erros se mostraram ainda mais significativas para as outras duas configurações de placa com suportes de mancal. A Figura 4.8 apresenta a comparação entre algumas deformações modais experimentais e obtidas com a implementação de todos os ajustes – nesses casos, as animações, diferente das imagens estáticas, contribuem para a correta correlação. A primeira forma modal é referente ao movimento do núcleo dos suportes de mancais na direção longitudinal da placa (modo 2); a segunda, mostra um modo combinado de torção e movimento do suporte (modo 3).

Tabela 4.5. Frequências obtidas experimentalmente e através de simulações para a configuração de placa livre com suporte de mancal, em Hz.

Modo	Freq.	<i>default</i>		<i>cel_carg</i>		<i>sprt_manca</i>	
	Experim.	Freq.	Erro (%)	Freq.	Erro (%)	Freq.	Erro (%)
1	39,9	39,6	0,8	39,5	1,0	39,2	1,7
2	59,0	78,9	33,7	57,8	2,1	57,0	3,4
3	98,1	98,5	0,4	97,6	0,5	95,7	2,4
4	114,1	113,9	0,2	111,7	2,1	111,4	2,4
5	131,5	199,1	51,3	122,9	6,6	123,6	6,1
6	150,4	212,8	45,5	161,5	7,4	151,8	0,9
7	169,8	-	-	174,8	2,9	170,6	0,5
8	186,6	255,5	36,9	192,6	3,2	187,6	0,5
9	216,9	270,6	24,7	222,7	2,7	219,9	1,4
10	226,6	-	-	251,0	10,8	224,4	1,0
11	265,8	-	-	-	-	-	-

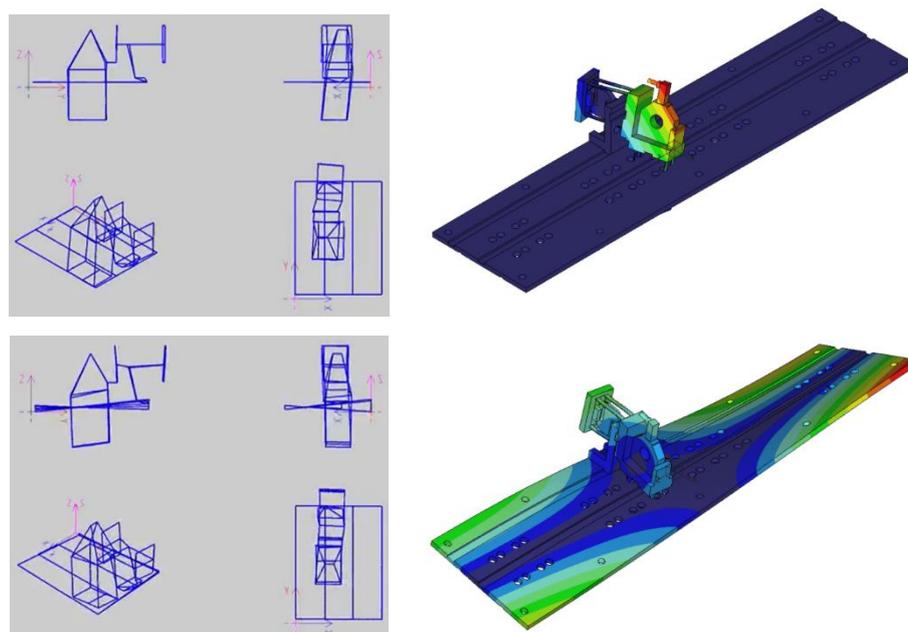


Figura 4.8. Comparação entre formas modais experimentais e simuladas para placa com um suporte de mancal. Modos 2 e 3.

Enquanto que as deformadas modais experimentais das configurações de placa livre e de placa livre com vigas eram todas obtidas pelas simulações com o *CREO® Simulate 2.0*, no aprimoramento do modelo do suporte de mancal, alguns dos modos experimentais não foram determinados. A Tabela 4.6 mostra um panorama

geral dessa etapa de ajuste dos suportes dos mancais. Nela, além dos erros relativos máximos e médios das frequências encontradas, a quantidade de modos obtidos experimentalmente é indicada, assim como a quantidade de modos experimentais que não tiveram correspondentes nas simulações. Outra diferença em relação às configurações sem suportes de mancal é a faixa de frequência avaliada: enquanto nos primeiros casos as frequências partiam de zero até aproximadamente 900 Hz, para as configurações com mancal, a frequência máxima é próxima de 300 Hz. O texto *eixoC* refere-se à configuração de suporte de mancais para eixo curto; *eixoL* refere-se ao arranjo para eixo longo. Quando houver modos não identificados em simulação, os erros relativos máximos e médios desconsideram as frequências não encontradas.

Tabela 4.6. Resumo dos resultados dos ajustes para as configurações de placa com viga.

	<i>sprt_mancal</i>	<i>eixoC</i>	<i>eixoL</i>
Modos Experimentais	11	16	12
Modos Não Identificados	1	4	1
Erro Médio <sup>1</sup> (%)	2,0	4,6	2,7
Erro Máximo <sup>1</sup> (%)	6,1	8,1	8,2

<sup>1</sup> Não consideram as frequências de modos não identificados.

Melhorados os dados modais numéricos para a placa livre, para a inclusão de vigas e para a inclusão dos suportes dos mancais, resta a última etapa da sequência de ajuste: a adequação do modelo de estrutura engastada. Para esse incremento, conforme indicado nos procedimentos experimentais, tentativas de reduções no módulo de elasticidade do material dos pilares; de redução da espessura de parede; de simplificação do componente enquanto cilindro maciço e cilindro vazado; assim como diferentes modos de aplicação de restrições (*constraints*) foram analisadas. Entretanto, nenhuma dessas modificações melhorou significativamente os resultados das simulações que empregam os pilares com o material *steel.mtl*, com suas geometrias ligeiramente simplificadas, e com sua base restrita em termos dos três eixos espaciais. A Tabela 4.7 retrata a aproximação obtida dessa maneira para a configuração de placa engastada sem vigas e sem suporte de mancal, denominada *plc\_eng*. Por sua vez, a Tabela 4.8 exhibe o resultado para a configuração de placa

engastada com vigas na extremidade, denominado *nerv\_ext\_eng*. Na Figura 4.9 são mostradas algumas comparações entre deformadas simuladas e deformadas experimentais dessas configurações. O primeiro par de imagem refere-se ao terceiro modo da placa engastada sem vigas; o segundo refere-se ao quinto modo da configuração de placa engastada com vigas na extremidade.

Tabela 4.7. Frequências obtidas experimentalmente e através de simulação para a configuração de placa engastada sem vigas, em Hz.

Modo	Freq.	<i>plc_eng</i>	
	Experim.	Freq.	Erro (%)
1	45,6	47,5	4,2
2	106,1	130,0	22,5
3	121,9	124,5	2,1
4	168,5	-	-
5	243,7	258,7	6,2
6	254,9	259,5	1,8
7	397,6	406,5	2,3
8	411,6	422,3	2,6

Tabela 4.8. Frequências obtidas experimentalmente e através de simulação para a configuração de placa engastada com nervuras centrais, em Hz.

Modo	Freq.	<i>vg_cntr_eng</i>	
	Experim.	Freq.	Erro (%)
1	49,3	50,0	1,4
2	122,0	125,1	2,6
3	161,0	-	-
4	164,7	159,4	3,2
5	264,9	270,8	2,2
6	280,5	291,2	3,8
7	426,5	439,7	3,1
8	455,9	447,5	1,8

Como é possível identificar nas Tabelas 4.7 e 4.8, existem alguns modos de vibrar não identificados pelas simulações ou identificados em frequências com erro elevado (22%). Trata-se de um comportamento recorrente nas simulações com pilares. Esses modos mal identificados, em geral, incluem movimento dos pilares de

fixação, conforme exemplificado na Figura 4.10, onde a placa rotaciona em torno do eixo vertical praticamente sem deformação. Outra deformada desse tipo é aquela em que a placa se deforma em flexão e os pilares se movimentam na direção longitudinal da estrutura, todos no mesmo sentido. Não foi possível aprofundar o modelo, neste trabalho, para reproduzir esse comportamento acuradamente para todas as configurações engastadas. Parte dessa dificuldade de ajuste se deve à forma como a restrição foi efetuada no *CREO Simulate*, onde os graus de liberdade de todos os nós contidos nas superfícies restritas passam a ter deslocamento nulo nas três direções ortogonais, ou seja, impõe-se um engaste perfeito à estrutura; situação difícil de ser reproduzida na realidade. Simulações com restrição tridimensional na região de rosca e restrição no eixo vertical na área da base dos pilares foram analisadas, também sem sucesso.

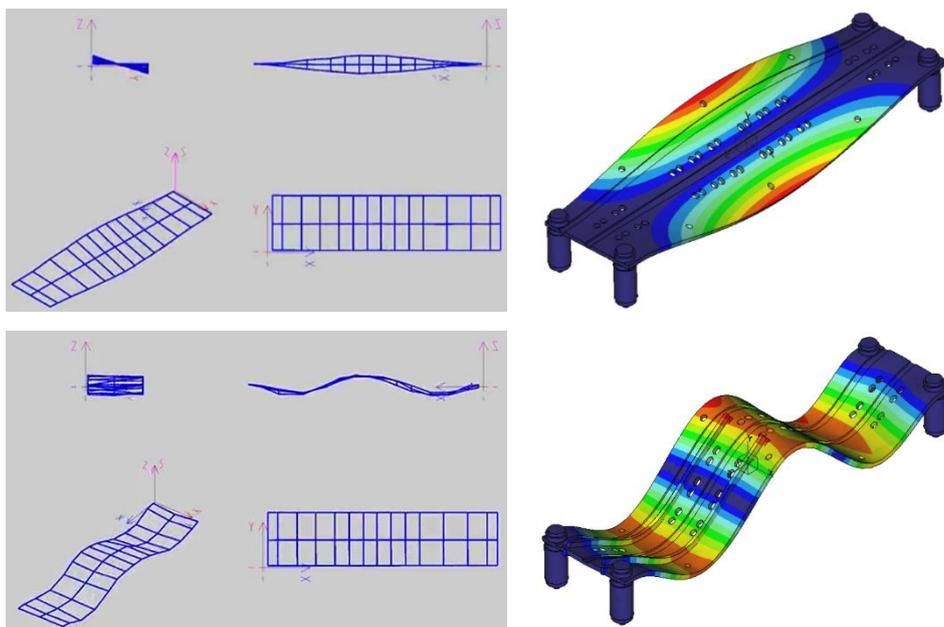


Figura 4.9. Comparação entre deformadas modais experimentais e simuladas para placa engastada sem vigas e com vigas centrais.

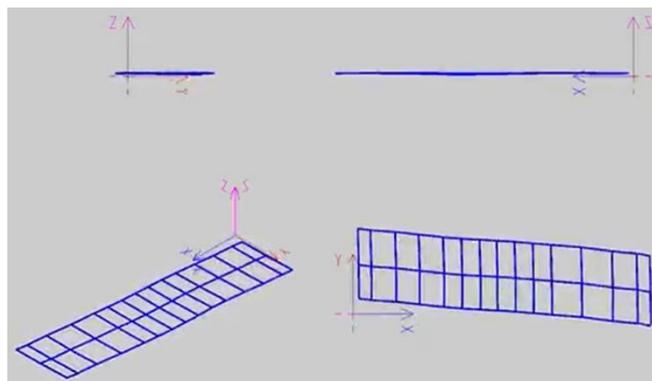


Figura 4.10. Deformada modal com movimento dos pilares de engaste.

Definidas todas as modificações que melhoram os resultados de arranjos com viga e suporte de mancal, e entendidas as limitações da modelagem do engaste com os pilares, a Tabela 4.9 apresenta agora os resultados simplificados das simulações de todas as 25 configurações em análise no presente trabalho. Diferentemente da Tabela 3.1, onde as configurações são numericamente determinadas, nesta tabela, a identificação é efetuada com as siglas que nomeiam as melhores simulações. Os textos *lngt*, *cntr* e *ext*, acompanhados de *vg\_*, referem-se às disposições de vigas de reforço longitudinais, centrais e na extremidade, respectivamente; *\_eng* identifica configurações engastadas; *eixoC* e *eixoL* identificam as disposições de suporte de mancal para eixo curto e eixo longo, respectivamente. As frequências máximas obtidas experimentalmente; o número de modos obtidos experimentalmente; o número de modos não identificados com as simulações; o erro médio e o erro máximo, ambos desconsiderando frequências de modos não identificados, são todos apresentados. Afirma-se novamente que, a medida que novos componentes passam a compor as configurações, diminui-se a faixa de frequência avaliadas, dificultando-se a qualidade de ajuste.

Pode-se concluir que, para configurações sem engaste, a grande maioria dos modos reais são determinados pela simulação. Além disso, os erros médios das simulações se concentram abaixo de 5%, enquanto o erro máximo atinge aproximadamente 15% em um dos casos, mas se mantém próximo ou abaixo de 10% para os demais. Quando se incluí o engaste com os pilares, cerca de 16% das formas modais experimentais não são detectadas (considerando todos os modos de todas as configurações).

Tabela 4.9. Síntese dos resultados da implementação dos ajustes considerando todas as configurações avaliadas.

Configuração	Freq. Exp. Máxima (Hz)	Num. Modos Experim.	Num. Modos Não Identif.	Erro Rel. Médio <sup>1</sup> (%)	Erro Rel. Máximo <sup>1</sup> (%)
<i>plc_simp</i>	930,7	17	0	1,7	2,6
<i>vg_lngt</i>	903,0	16	0	2,9	15,3
<i>vg_cntr</i>	920,5	17	0	1,4	4,3
<i>vg_extm</i>	907,4	16	0	1,8	5,3
<i>spt_mcal</i>	265,8	11	1	2,0	6,1
<i>eixoC</i>	331,5	16	4	4,6	8,1
<i>eixoL</i>	314,9	12	1	2,7	8,2
<i>vg_lngt_eixoC</i>	362,3	15	1	4,6	11,9
<i>vg_lngt_eixoL</i>	325,5	12	2	3,0	14,4
<i>vg_cntr_eixoC</i>	325,6	14	0	3,9	10,3
<i>vg_cntr_eixoL</i>	363,1	11	0	3,7	11,9
<i>vg_extm_eixoC</i>	393,8	14	0	4,0	9,4
<i>vg_extm_eixoL</i>	327,1	11	0	4,1	10,4
<i>plc_eng</i>	411,6	8	1	6,0	22,5
<i>vg_lngt_eng</i>	436,2	9	2	4,8	8,9
<i>vg_cntr_eng</i>	478,5	9	2	5,7	12,3
<i>vg_extm_eng</i>	455,9	9	1	2,6	3,8
<i>eixoC_eng</i>	238,8	7	1	4,4	7,9
<i>eixoL_eng</i>	277,5	9	1	5,8	8,8
<i>vg_lngt_eixoC_eng</i>	242,7	7	2	3,5	8,8
<i>vg_lngt_eixoL_eng</i>	289,5	9	1	5,3	8,8
<i>vg_cntr_eixoC_eng</i>	241,9	8	1	5,8	12,6
<i>vg_cntr_eixoL_eng</i>	290,3	9	1	8,6	23,1
<i>vg_extm_eixoC_eng</i>	243,8	8	3	3,3	9,2
<i>vg_extm_eixoL_eng</i>	284,4	10	0	10,9	20,9

<sup>1</sup> Não consideram frequências de modos não identificados.

Tabela 4.10. Resultados obtidos na configuração de placa livre com vigas longitudinais e suportes de mancal para eixo curto, em Hz.

Modo	Freq. Experim.	<i>default</i>		<i>vg_lngt_mc1</i>	
		Freq.	Erro (%)	Freq.	Erro (%)
1	40,4	48,3	19,8	38,2	5,4
2	62,7	82,1	30,8	58,6	6,5
3	78,6	85,0	8,2	78,3	0,4
4	118,3	138,0	16,6	114,9	2,9
5	127,6	148,9	16,7	129,4	1,4
6	163,7	202,2	23,5	170,2	3,9
7	176,9	233,3	31,8	176,2	0,4
8	196,9	266,2	35,2	197,7	0,4
9	231,6	291,0	25,7	226,1	2,4
10	240,7	314,0	30,4	259,7	7,9
11	266,6	-	-	298,4	11,9
12	282,1	402,4	42,6	308,2	9,3
13	296,2	-	-	-	-
14	326,4	368,1	12,8	336,4	3,1
15	362,3	445,8	23,0	394,5	8,9

De forma a exemplificar, mais uma vez, o resultado de simulações obtidos para configurações que não serviram para estudar a implementação de modificações no modelo, ou seja, aquelas configurações que são fruto da combinação de arranjo de viga, arranjo de suportes de mancal, incluindo engaste ou não, as Tabelas 4.10, 4.11 e 4.12 mostra os valores de frequência obtidos em configuração *default* e com a aplicação dos ajustes obtidos no trabalho. As configurações apresentadas são: placa livre com viga longitudinal e suportes de mancal para eixo curto (*vg\_lngt\_eixoC*); placa livre com vigas centralizadas e suportes de mancais para eixo longo (*vg\_cntr\_eixoL*); e placa engastada com vigas em extremidade e com suportes de mancal para eixo curto (*vg\_extr\_eixoC\_eng*). Nota-se que, além de uma melhoria em relação aos dados sem ajuste, esses resultados permitem avaliar a estratégia de incremento de componentes e complexidade como eficiente no ajuste de modelos em elementos finitos – modelos ajustados de viga junto com modelos ajustados de suporte de mancal e modelos parcialmente ajustados de engaste produzem bons modelos que reúnem os três componentes.

Tabela 4.11. Resultados obtidos na configuração de placa livre com vigas centralizadas e suportes de mancal para eixo longo, em Hz.

Modo	Freq. Experim.	<i>default</i>		<i>vg_cntr_mc2</i>	
		Freq.	Erro (%)	Freq.	Erro (%)
1	62,0	61,9	0,3	61,4	1,0
2	76,0	83,8	10,2	75,6	0,5
3	118,1	136,0	15,1	113,6	3,8
4	161,1	177,9	10,5	160,7	0,2
5	175,3	230,7	31,6	186,4	6,4
6	201,0	252,4	25,6	195,1	2,9
7	233,6	-	-	231,4	0,9
8	249,4	289,0	15,9	279,1	11,9
9	284,1	302,3	6,4	305,3	7,5
10	329,3	357,3	8,5	320,1	2,8
11	363,1	421,9	16,2	372,7	2,7

Tabela 4.12. Resultados obtidos na configuração de placa engastada com vigas centralizadas e suportes de mancal para eixo longo, em Hz.

Modo	Freq. Experim.	<i>default</i>		<i>vg_cntr_mc2_eng</i>	
		Freq.	Erro (%)	Freq.	Erro (%)
1	46,4	53,1	14,5	49,2	6,1
2	82,6	96,0	16,3	88,4	7,1
3	95,2	-	-	109,5	15,1
4	116,5	134,2	15,2	128,2	10,1
5	179,9	232,5	29,3	188,3	4,7
6	219,1	292,2	33,4	236,9	8,1
7	244,0	-	-	256,1	5,0
8	274,4	325,1	18,5	294,3	7,2
9	290,3	365,3	25,8	313,5	8,0

As comparações das formas modais dos modos 1, 2 e 5 da configuração de placa engastada com vigas centralizadas e suportes de mancal para eixo longo são mostradas na Figura 4.11.

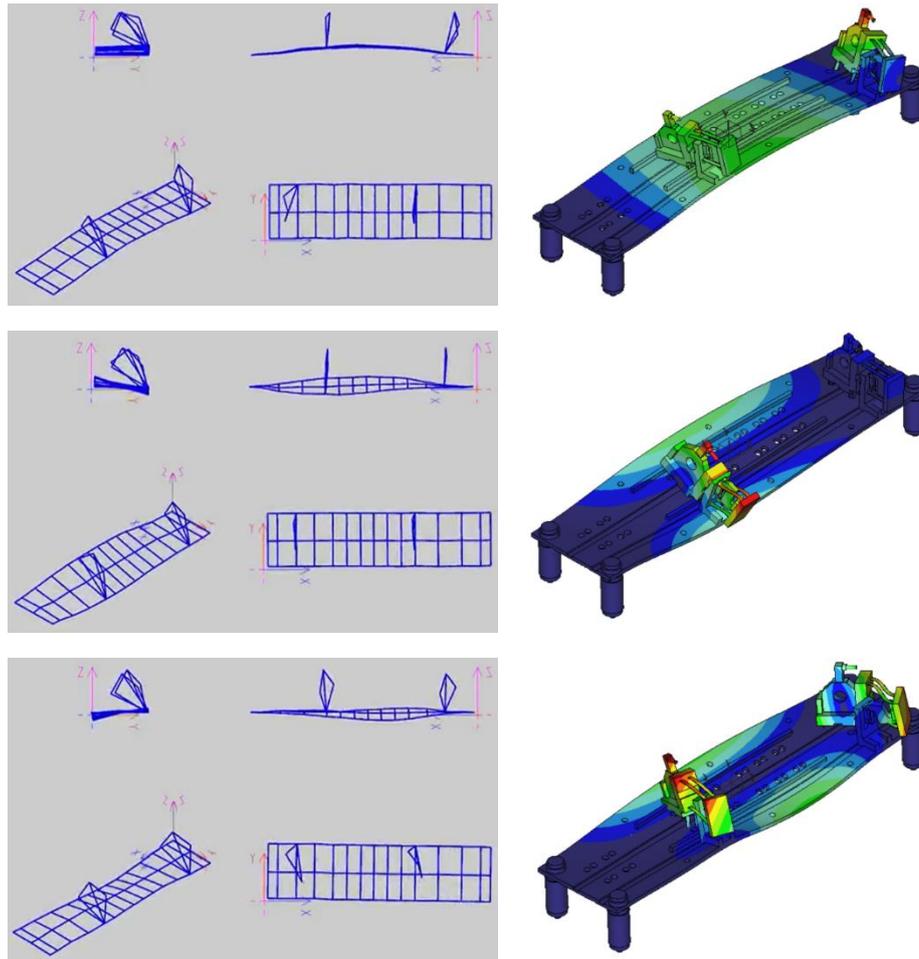


Figura 4.11. Comparação entre formas modais experimentais e simuladas para placa engastada com vigas centrais.

Com base nos resultados apresentados, verifica-se que os ajustes atribuídos ao modelo da estrutura de fundação, especialmente aqueles relacionados às vigas e aos suportes de mancal, melhoraram a qualidade do modelo e sua correspondência com o comportamento real da estrutura. Dessa forma, os modelos finais produzidos se mostram úteis à avaliação computacional do sistema, principalmente quando se considera que a frequência de operação do rotor não ultrapassa 90 Hz, valor muito inferior às máximas frequências encontradas.

## Capítulo 5

### Conclusões

Como foi evidenciado nos resultados, para a maioria das configurações de análise, as simulações preliminares efetuadas com o software, e seus parâmetros *default*, apresentaram parâmetros modais distintos àqueles recolhidos experimentalmente. Esse comportamento evidencia que, embora o método de elementos finitos seja uma ferramenta poderosa, é preciso que se tenha cautela e algum domínio teórico para compreender suas limitações, para utilizá-lo, e para interpretar seus resultados. Com configurações simples, como a da placa livre sem outros componentes, a rotina do software mostrou-se excelente; à medida que se incluíam outros componentes, melhorias tornaram-se imperativas, evidenciando a importância da análise modal experimental para o tipo de estrutura.

O fato de os ajustes efetuados nos modelos de configurações mais simples, que empregam poucos componentes, terem se mostrados adequados às configurações mais complexas, demonstra que uma estratégia de etapas de ajustes focados em determinadas características e de incremento da complexidade do sistema é uma boa alternativa para melhoria de modelos em elementos finitos de softwares comerciais. Por outro lado, além de exigir a determinação do sistema em diversas configurações, a estratégia também requer a realização de múltiplas simulações, o que, em geral, demanda tempo e ocupação de computadores.

Em relação aos ajustes propriamente ditos, pode-se afirmar que, em primeiro lugar, estes possibilitam uma melhor compreensão do sistema real em questão. É o caso da inclusão de vigas. Vimos que a atribuição de rigidez à fundação com emprego desses componentes é reduzida na medida em que porções do seu comprimento não são propriamente fixados à placa. Assim, se, por exemplo, maior rigidez for desejada, as vigas devem ser parafusadas em mais pontos, especialmente em suas extremidades. Também é o caso das células de carga: o ajuste dos modelos evidencia

que o componente é menos rígido do que se esperava – constatação que pode ser ainda mais investigada para uma definição precisa desse componente da bancada.

Por último, o mais relevante ao presente trabalho: pode-se afirmar que, com os ajustes efetuados, os parâmetros modais da estrutura de suporte da bancada de ensaios de máquinas rotativas são consideravelmente bem determinados. Melhorias na representação da interface entre pilar e mesa de testes devem ainda melhorar os modelos e as respostas adquiridas.

## Referências Bibliográficas

ACS DATA RECOVERY: *Hard Drive Design and Operation*, 2020. Acesso em 26 de julho de 2020. Disponível em: < <https://acsdata.com/how-hard-drives-work/> >

BEOLCHINI, G. C. A Parametric Analysis for Vibrating Machine Foundations. In: International Conference Rotordynamic Problems in Power Plants, 1982, Rome.

BRUNNER, Conrad U; WAIDE, Paul. Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems. Paris, France: International Energy Agency, 2011.

CAVALCA, Katia Lucchesi. L'Interazione tra Rotori e Struttura Portante: Metodologie per la sua Modelazione. Milano: Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano, 1993, 143 p. Tese (Doutorado)

FRISWELL, M. I.; PENNY, J. E.T.; GARVEY, S. D.; LESS, A. W. Dynamics of Rotating Machines. New York, NY, USA: Cambridge University Press, 2010.

FU, Zhi-Fang; HE, Jimin. Modal Analysis. Oxford, UK: A division of Reed Educational and Professional Publishing Ltd, 2001.

GASCH, R. Vibration of large turbo-rotors in fluid film bearings on an elastic foundation. *Journal of Sound and Vibration*, v. 47, p. 53-73, 1976

KUROWSKI, P. M. Finite Element Analysis for Design Engineers. Second Edition. Warrendale, Pennsylvania, USA: SAE International, 2017.

OKABE, E. P., Interação rotor-estrutura: modelo teórico-experimental. 2007. 154 p. Tese de Doutorado – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

PTC: PTC *Help Center*, 2020. Acesso em 13 de abril de 2020. Disponível em: < [http://support.ptc.com/help/creo/creo\\_pma/usascii/index.html#page/simulate/simulate/getstart/getstart/reference/connct\\_parts.html](http://support.ptc.com/help/creo/creo_pma/usascii/index.html#page/simulate/simulate/getstart/getstart/reference/connct_parts.html) >

RANKINE, W. A., On the centrifugal force of rotating shafts, *Engineer (London)*, Vol. 27, 1869.

SIEMENS: *Reliable steam turbines*, 2020. Acesso em 26 de junho de 2020. Disponível em : < <https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/steam-turbines.html> >

STEPHENSON, R. W., ROUCH, K. E. Generating matrices of the foundation structure of a rotor system from test data, *Journal of Sound and Vibration*, v. 154, n. 3, pp. 467-484, 1992.

SULZER: *Bombas bipartidas axialmente*, 2020. Acesso em 26 de junho de 2020. Disponível em: < <https://www.sulzer.com/pt-br/brazil/shared/products/z22-double-suction-axially-split-single-stage-centrifugal-pump> >

TAYLOR, R.L.; ZHU, J. Z.; ZIENKIEWICZ, O.C. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Seventh edition. Oxford, UK: Elsevier Ltd, 2013.

TUCKMANTEL, F. W. S., *Integração de sistemas rotor-mancais hidrodinâmicos-estrutura de suporte para resolução numérica*. 159 p. Dissertação de mestrado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP, 2010.

WEG: *W22 IR3 Premium*, 2020. Acesso em 26 de junho de 2020. Disponível em: < <https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/Motores-EI%C3%A9tricos/Trif%C3%A1sico--Baixa-Tens%C3%A3o/Usos-Gerais/W22/W22-IR3-Premium/W22-IR3-Premium-0-16-cv-2P-63-3F-220-380-V-60-Hz-IC411---TFVE---B3D/p/11416755> >

WILSON, R. R.; BREBBIA, C. A. Dynamic behaviour of steel foundations for turboalternators. *Journal of Sound and Vibration*, v. 18, n. 3, p. 405-416, 1971.