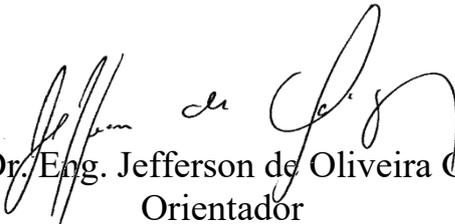


Dissertação apresentada à Pró-Reitoria de Pós-Graduação do Instituto Tecnológico de Aeronáutica, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Ciências no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Área de Materiais, Manufatura e Automação.

Artur Cantisano

**DESENVOLVIMENTO DE BANCADA DE ENSAIO DE
FADIGA DE VIRABREQUINS AUTOMOTIVOS**

Dissertação aprovada em sua versão final pelos abaixo assinados:


Prof. Dr./Eng. Jefferson de Oliveira Gomes
Orientador


Prof. Dra. Maria Margareth da Silva
Coorientador

Prof. Dr. Pedro Teixeira Lacava
Pró-Reitor de Pós-Graduação

Campo Montenegro
São José dos Campos, SP – Brasil
2017

Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)

Divisão de Informação e Documentação

Cantisano, A.

Desenvolvimento de bancada de ensaio de fadiga de virabrequins automotivos / Artur Cantisano
São José dos Campos, 2017.
125f.

Dissertação de mestrado – Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Área de Materiais, Manufatura e Automação – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2017. Orientador: Prof. Dr. Jefferson de Oliveira Gomes. Coorientador: Prof. Dra. Maria Margareth da Silva.

1. Cambota 2. Ensaio de Fadiga 3. Eficiência 4. Automóveis 5. Engenharia mecânica I. Instituto Tecnológico de Aeronáutica. II. Desenvolvimento de bancada de ensaio de fadiga de virabrequins automotivos

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Cantisano, A. **Desenvolvimento de bancada de ensaio de fadiga de virabrequins automotivos**. 2017. 125f. Dissertação de mestrado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Artur Cantisano

TÍTULO DO TRABALHO: Desenvolvimento de bancada de ensaio de fadiga de virabrequins automotivos

TIPO DO TRABALHO/ANO: Dissertação/ 2017

É concedida ao Instituto Tecnológico de Aeronáutica permissão para reproduzir cópias desta dissertação e para emprestar ou vender cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação ou tese pode ser reproduzida sem a sua autorização (do autor).

Artur Cantisano

Praça Paris, 114

CEP: 12216-780, São José dos Campos - SP

DESENVOLVIMENTO DE BANCADA DE ENSAIO DE FADIGA DE VIRABREQUINS AUTOMOTIVOS

Artur Cantisano

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr.	Anderson Vicente Borille	Presidente	-	ITA
Prof. Dr.	Jefferson de Oliveira Gomes	Orientador	-	ITA
Prof. Dra.	Maria Margareth da Silva	Coorientador	-	ITA
Prof. Dr.	Alfredo R. de Faria	Membro interno	-	ITA
Prof. Dr.	Jacson Machado Nunes	Membro externo	-	UFRB

ITA

Dedico este trabalho à minha família e amigos. Ao meu pai José, e a minha mãe, Angela, pelo exemplo de perseverança e dedicação. Aos meus irmãos pelo suporte incondicional nos momentos difíceis. E aos meus amigos, que me apoiaram e auxiliaram em todas etapas de desenvolvimento.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Jefferson de Oliveira Gomes pela orientação e constante estímulo ao desenvolvimento.

A Prof. Dra. Maria Margareth da Silva, pela coorientação e correções do trabalho.

Ao Prof. Dr. Ronnie Rodrigo Rego pelas valiosas contribuições ao estudo.

Aos meus colegas do Centro de Competência em Manufatura (CCM), Luiz G. A. Fonseca, José Jeronimo F. R. Faria, André L. R. de Oliveira, André S. de Lima e Rafael B. Mundim que me apoiaram e auxiliaram durante o trabalho.

Ao ITA pelos auxílios concedidos, sem os quais este trabalho não poderia ser realizado.

Ao CNPq pelo suporte financeiro durante o presente trabalho.

Ao Prof. Dr. Sergio Guerreiro, por acreditar em meu potencial e proporcionar a oportunidade de desenvolver este trabalho.

À minha família, pelo suporte, auxílio, educação e exemplo de determinação e confiança ao qual me espelho sempre.

*"O nojo pela imundície pode ser tal que impede que nos limpemos,
que nos "justifiquemos".
(Friedrich Nietzsche)*

Resumo

A busca pela redução de consumo e aumento de eficiência energética dos motores à combustão interna marca o momento atual do desenvolvimento veicular. O *downsizing* em conjunto à utilização de turbo compressores possibilita alta potência em motores de baixo consumo. Essa solução impacta no projeto dos componentes atuais, e requisitam o desenvolvimento de peças mais resistentes e mais leves. Dentre os componentes mais afetados, o virabrequim se destaca por transmitir todo o trabalho produzido na combustão à linha de transmissão. Devido ao carregamento cíclico tem sua principal falha por fadiga que em conjunto as influências do processo de fabricação, torna impossível a determinação da sua resistência à fadiga pelos métodos analíticos. Para determinação da resistência à fadiga são utilizadas bancadas de ensaio. Estas não possuem grande desenvolvimento acadêmico, o que impacta no desenvolvimento do virabrequim e de seus ensaios. Para preencher esta lacuna, a presente dissertação teve por objetivo o desenvolvimento de uma bancada de ensaio de fadiga de virabrequim, e o modelamento do sistema dinâmico de atuação, possibilitando a melhor compreensão das influências dos parâmetros de operação no ensaio e nos resultados. Para desenvolvimento do projeto foram utilizadas técnicas de desenvolvimento integrado de produto, de modo a satisfazer as necessidades dos clientes de forma mais rápida e satisfatória. Foram alcançados momentos de 700 N.m e 55 Hz de frequência de atuação para o ensaio de flexão, e 1900 N.m de torque a 36 Hz para o ensaio de torção. O equipamento já obteve mais de 100 milhões de ciclos. O modelamento dinâmico apresentou capacidade para prever o comportamento do sistema, requerendo a obtenção experimental do amortecimento do sistema para adequação à realidade do sistema de vibração.

Abstract

The chase for reduction of fuel consumption and increase in energetic efficiency of internal combustion engines is at the center of current guidelines for vehicle development. Downsizing, along with the use of turbochargers, allows for high power output in low fuel consumption engines. This solution has a direct impact on the design of parts, and requires the development of lighter, more resistant components. Among the most affected components, the crankshaft stands out, since it is responsible for transferring all the work generated during combustion into the power transmission line. Due to cyclic loading, its main failure mode is fatigue, which cannot be fully predicted by the existing theoretical models, since these do not consider the influence of manufacturing processes. Therefore, specific test benches are used to determine the fatigue strength of such components. In general, the design process of these test benches has not been extensively discussed by academia, which impacts negatively on the knowledge generated about crankshafts. In order to fill this void, the current work presents the development of a crankshaft fatigue test bench, designed for both bending and torsion tests. The mathematical modeling of the mechanical system was conducted, allowing for a better understanding of the bench parameters' influence on its dynamic behavior and test results. Integrated product development strategies were extensively used during the study, with the goal of assuring product compliance with the requirements of potential customers. The developed test apparatus was capable of generating over 700 N.m of bending moment at a frequency of 55 Hz, and 1900 N.m of torque at 36 Hz. The equipment has been subjected to over 100 million cycles, during the test campaign of a number of specimens. The proposed dynamic model presented good correlation with experimental results; however, the experimental determination of damping parameters is required in order to increase its accuracy.

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Gráfico da produção de automóveis no Brasil e no mundo em milhões por ano de fabricação (OICA, 2017).	19
Figura 1.2 – Painel resumindo linha de raciocínio.	21
Figura 1.3 – Gráfico de publicações com palavras-chave virabrequim + fadiga + ensaio e virabrequim + fadiga + ensaio + equipamento.	22
Figura 2.1 - Virabrequim automotivo (MAHLE, 2017) e principais partes do virabrequim (FERREIRA, 2008)	25
Figura 2.2 – Gráfico de pressão do cilindro versus ângulo do virabrequim, exemplo de um motor ciclo otto 4T (BRUNETTI, 2013).	25
Figura 2.3 – Etapas do ciclo otto 4T (MAHLE, 2017) e forças provenientes da combustão (BRUNETTI, 2013).....	26
Figura 2.4 – Esboço das forças decompostas no virabrequim descrito por Brunetti (2013)....	27
Figura 2.5 – Esboço do processo de roleteamento e gráfico da força de roleteamento versus a resistência à fadiga (WRIGHT; LOVE; WILLN, 1963).	28
Figura 2.6 – Curva tensão por ciclos (S-N) de um corpo de prova de alumínio sem entalhe. Resultado de ensaio de flexão rotativa (MACGREGOR; GROSSMAN, 1952).....	29
Figura 2.7 – Curva S-N de um corpo de prova de aço sem entalhe (HIRONOBU; KEN-ICHI, 1981).	30
Figura 2.8 – Modelo do Dispositivo e resultado do deslocamento do cilindro pelo número de ciclos (WILLIAMS; FATEMI, 2007).	31
Figura 2.9 – Esquema do equipamento e detalhe para a fixação do corpo de prova (PATIL; MORKANE; LOMATE, 2013).	31

Figura 2.10 – Imagens do equipamento disponibilizado no site da empresa (ZWICK/ROELL, 2017).....	32
Figura 2.11 – Imagem do CAD do equipamento disponibilizado em seu site apresentando as fixações dos moentes e alavanca de atuação no munhão (IABG, 2017)	33
Figura 2.12 – Esquema do equipamento à esquerda e à direita uma foto do equipamento montado para ensaio (KO <i>et al.</i> , 2005).....	34
Figura 2.13 – Diagrama de blocos do sistema e equipamento em funcionamento (FENG; LI, 2003).....	35
Figura 2.14 – Imagem do equipamento em ensaio de torção à esquerda e flexão à direita (CALLIES, 2017).....	35
Figura 2.15 – Equipamento utilizado por Chen, Yu, Hu e Li para estudo da distribuição estatística dos resultados de fadiga em virabrequim (CHEN <i>et al.</i> , 2014).....	36
Figura 3.1 – Modelo consensual de fases (MASCARENHAS, 2015; <i>apud</i> PAHL; NASCIMENTO, 2005).....	38
Figura 3.2 -Fluxo de informações e entrega do projeto informacional (MASCARENHAS, 2015).....	40
Figura 3.3 - Entrada, fluxo de informações e entrega da etapa do projeto conceitual (MASCARENHAS, 2015).	40
Figura 3.4 – Entrada, fluxo de informações e entrega da etapa de projeto detalhado (MASCARENHAS, 2015).	41
Figura 3.5 – Matriz da casa da qualidade (ROZENFELD <i>et al.</i> , 2006)	45
Figura 4.1 – Diagrama de partes ou diagrama de interface funcional.....	51
Figura 4.2 – Funções de primeira e segunda ordem.....	52
Figura 4.3 – Conceito estabelecido da bancada de ensaio de fadiga.....	69
Figura 4.4 – Núcleo de ensaio à flexão e núcleo de ensaio à torção.	69

Figura 5.1 – Subdivisão das etapas e hierarquização do projeto detalhado.	70
Figura 5.2 – Curva tensão versus deformação, de tração de compressão do material do corpo de prova.	71
Figura 5.3 – Condições de contorno para a simulação estática à torção.	72
Figura 5.4 - Resultado da simulação de torção do corpo de prova. Convergência de malha com variação de 1%.....	72
Figura 5.5 – Modelamento para simulação estática à flexão do corpo de prova.....	73
Figura 5.6 - Resultado da simulação à flexão do corpo de prova.....	73
Figura 5.7 - Pinça personalizada do núcleo de torção.	75
Figura 5.8 – Forças provenientes dos parafusos e amplificação pelo contato cônico.	75
Figura 5.9 – Torque de 5 kN.m aplicado à flange do eixo do núcleo de ensaio à torção.....	76
Figura 5.10 – Tensão equivalente de Von Mises devido ao carregamento torcional.....	77
Figura 5.11 – Força aplicada na extremidade do braço de torção correspondente ao momento de 5 kN.m.	77
Figura 5.12 – Tensão equivalente de Von Mises correspondente ao carregamento de 5 kN.m.	78
Figura 5.13 - Detalhes da pinça de compressão do núcleo de ensaio de flexão.....	78
Figura 5.14 – Carga aplicada à base do braço correspondente ao momento fletor de 350 N.m.	79
Figura 5.15 – Tensão equivalente de Von Mises devido ao momento fletor de 350 N.m.	79
Figura 5.16 – Sistema de vibração de dois graus de liberdade da bancada (FENG; LI, 2003)	81
Figura 5.17 – Excitador eletrodinâmico (“The Modal Shop, Inc.”, 2017).....	82
Figura 5.18 - Gráfico da aceleração máxima de pico pela frequência de trabalho fornecida pelo fabricante do excitador eletrodinâmico (“The Modal Shop, Inc.”, 2017).	88

Figura 5.19 - Gráfico da aceleração disponível pelo excitador eletrodinâmico pela massa de resistência ao movimento.	89
Figura 5.20 – Esboço do efeito da massa equivalente no sistema de vibração.	90
Figura 5.21 - Condições de contorno e resultado de deslocamento da simulação para obtenção da rigidez do núcleo de flexão.	94
Figura 5.22 – Condições de contorno e resultado de deslocamento da simulação para obtenção da rigidez do núcleo de torção.	94
Figura 5.23 – Simulação modal do núcleo de ensaio de flexão.	96
Figura 5.24 – Simulação modal do núcleo de ensaio de torção.	96
Figura 5.25 – Estrutura montada sob a mesa principal.	99
Figura 5.26 - Transdutor de força selecionado U93 (“HBM”, 2017).	100
Figura 5.27 Acelerômetro PCB Piezotronics® modelo 3741B1250G (“PCB Piezotronics, Inc.”, 2017).	101
Figura 5.28 – Transdutor de toque TB2-5kN.m (“HBM”, 2017).	101
Figura 5.29 Extensômetro Kyowa®, modelo KFGS-3-120-C1-11 (“Kyowa Electronic Instruments Co., Ltd.”, 2017).	102
Figura 5.30 Exemplo de uma FFT (CUNHA; REGO; VILLANI, 2017).	103
Figura 5.31 Controlador PID (CUNHA; REGO; VILLANI, 2017).	103
Figura 5.32 Algoritmo de controle (CUNHA; REGO; VILLANI, 2017).	104
Figura 5.33 Etapas de controle durante o ensaio (CUNHA; REGO; VILLANI, 2017).	105
Figura 6.1 – Bancada de ensaio desenvolvida.	106
Figura 6.2 – Excitador eletrodinâmico e placa de posicionamento e fixação.	107
Figura 6.3 – Núcleo de flexão da bancada de ensaio desenvolvida.	107
Figura 6.4 – Mancais de suporte do núcleo de torção da bancada de ensaio.	108

Figura 6.5 – Resultado de momento fletor em função do número de ciclos obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.	109
Figura 6.6 - Resultado de momento fletor em função do número de ciclos, obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.	110
Figura 6.7 - Resultado de frequência de operação em função do número de ciclos obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.	111
Figura 6.8 - Resultado de momento fletor em função do número de ciclos, obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.	112
Figura 6.9 - Resultado de frequência de operação em função do número de ciclos, obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.	113
Figura 6.10 - Resultado de momento fletor em função do número de ciclos, obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.	114
Figura 6.11 – Exemplo de corpo de prova de validação com trinca vista por ensaio não destrutivo de líquido penetrante.	115
Figura 6.12 – Corpo de prova fraturado após o ensaio.....	115
Figura 6.13 – Resultado experimental de momento fletor no ensaio com força constante de 1 N.	116
Figura 6.14 – FFT do núcleo de ensaio de flexão.	117
Figura 6.15 - Momento fletor experimental e momento fletor teórico.....	118
Figura 7.1 – Sugestão de alteração do sistema de vibração, adaptado de Feng e Li (FENG; LI, 2003).....	121

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 – Recursos e métodos utilizadas para atingir os objetivos específicos.	23
Tabela 2.1 – Tabela resumindo os equipamentos pelo tipo de atuação, adaptado de Huertas (HUERTAS et al., 2017).	37
Tabela 3.1 – Escopo da bancada	39
Tabela 3.2 – Requisitos dos clientes e avaliação dos modelos de bancadas existentes. Critério (1 = Ruim, 5 = Bom).	44
Tabela 3.3 - Matriz da casa da qualidade.	46
Tabela 4.1 - Relação dos requisitos com funções de primeira ordem.	53
Tabela 4.2 – Definição do peso de cada função de primeira ordem de acordo com os requisitos correspondentes.	54
Tabela 4.3 – Determinação do peso de cada função de segunda ordem de acordo com a sua importância em gerar a função de primeira ordem.	55
Tabela 4.4 – Matriz morfológica com possíveis soluções. Solução A1 demarcada em azul.	57
Tabela 4.5 – Matriz dos conjuntos de soluções possíveis à serem avaliados.	61
Tabela 4.6 – Matriz de avaliação das alternativas em relação à capacidade de cada solução em realizar a função de segundo ordem.	63
Tabela 5.1 - Propriedades mecânicas determinadas pelo ensaio de tração-compressão.	71
Tabela 5.2 - Propriedades mecânicas de aços comumente utilizados (DOWLING, 2013)	80
Tabela 5.3 - Mapa operacional.	87
Tabela 5.4 - Valores extraídos do gráfico da Figura 5.18, aceleração máxima de acordo com a massa do ensaio.	89
Tabela 5.5 - Mapa operacional com as limitações do excitador eletrodinâmico.	93
Tabela 5.6 – Comparação da frequência natural obtida pela simulação modal e pelo cálculo analítico.	96

Tabela 5.7 - Mapa operacional recalculado de flexão.	97
Tabela 5.8 - Mapa operacional recalculado de torção.	98
Tabela 6.1 – Avaliação de funções	119

Sumário

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Objetivo	23
1.2	Delimitações do trabalho	24
1.3	Contribuições do estudo.....	24
1.4	Método de abordagem e estrutura da dissertação.....	24
2	REVISÃO DO ESTADO DA ARTE.....	25
2.1	Fundamentos de Virabrequins.....	25
2.2	Espectro de cargas operacionais	26
2.3	Processo de fabricação de virabrequins	27
2.3.1	Processo de roleteamento	28
2.4	Modos de falha em virabrequins.....	28
2.4.1	Falha por fadiga	28
2.5	Equipamentos de teste.....	30
2.5.1	Atuação com atuador hidráulico ou servo-hidráulico.....	30
2.5.2	Atuação eletromagnética	33
2.5.3	Atuação com excitador eletrodinâmico	34
2.5.4	Atuação por massas rotativas	35
2.5.5	Conclusão da revisão bibliográfica.....	36
3	PROJETO INFORMACIONAL DA BANCADA.....	38
3.1	Escopo do produto.....	38
3.2	Escopo do projeto	39
3.3	Projeto informacional.....	39
3.4	Projeto conceitual	40
3.5	Projeto detalhado.....	41
3.6	Requisitos do cliente	41
3.6.1	Requisito de função	42
3.6.2	Requisito de utilização.....	42
3.6.3	Requisito de segurança	42
3.7	QFD para a bancada	43
3.7.1	Análise dos requisitos e comparação com bancadas existentes	43

3.7.2	Casa da qualidade	45
3.8	Especificações de projeto	47
3.8.1	Requisitos de carregamento de ensaio	47
3.8.2	Requisito de frequência de operação	47
3.8.3	Requisito de sistema de controle	47
3.8.4	Requisito de ensaio de torção e flexão	48
3.8.5	Requisito de fixação do corpo de prova	48
3.8.6	Requisito de ensaio ininterrupto	48
3.8.7	Requisito de precisão da medição	48
3.8.8	Requisito de potência do atuador	48
3.8.9	Requisito de quantidade de corpos de prova	49
3.8.10	Requisito de software intuitivo.....	49
3.8.11	Requisito de estabilidade às interferências externas.....	49
3.8.12	Requisito de precisão da força de ensaio.....	49
3.8.13	Requisito de utilização de componentes comerciais	49
3.8.14	Requisito de preparação simplificada.....	50
3.8.15	Requisito de geração de calor no ambiente de trabalho	50
3.8.16	Requisito de ensaio não destrutivo de trinca	50
4	PROJETO CONCEITUAL DA BANCADA	51
4.1	Análise funcional	51
4.2	Matriz morfológica	56
4.3	Geração e avaliação das soluções alternativas	61
4.4	Definição conceitual da bancada	69
5	PROJETO DETALHADO DA BANCADA DE ENSAIOS.....	70
5.1	Faixa de carregamento de ensaio	70
5.2	Dimensionamento do núcleo de ensaio	74
5.2.1	Núcleo de Torção.....	74
5.2.2	Núcleo de flexão.....	78
5.2.3	Seleção de materiais	80
5.3	Dimensionamento do sistema de atuação	80
5.3.1	Modelamento do sistema de vibração	81
5.3.2	Parâmetros necessários para o equacionamento de vibrações.....	93
5.4	Dimensionamento da estrutura	98
5.5	Seleção de sensores	99
5.6	Sistema de controle.....	102

5.6.1	Controle de frequência.....	102
5.6.2	Controle ganho	103
5.6.3	Algoritmo de controle.....	104
6	VERIFICAÇÃO FUNCIONAL DA BANCADA	106
6.1	Bancada	106
6.2	Ensaio.....	108
6.3	Comparação do modelo teórico aos resultados experimentais.....	115
6.4	Resumo da avaliação de funções	119
7	CONCLUSÃO.....	120
7.1	Sugestões para trabalhos futuros	121
8	REFERÊNCIAS	122

1 Introdução

Desde o acordo de redução de emissões de CO₂ para 140 g/km em 2008, a redução do consumo de combustível tem sido o requisito crítico que lidera o desenvolvimento de motores da indústria automotiva (STEPHENSON, 2009). O Parlamento da União Europeia aprovou um regulamento que reduz o limite de emissões para 95 g/km a partir de 2020. Sob a reação da indústria Alemã o prazo foi estendido e foram criados incentivos para a produção de veículos menos poluentes, fomentando assim o desenvolvimento de tais tecnologias (FARIZA, 2014).

De acordo com a *Organização Internacional de Fabricantes de Automóveis*, como pode ser visto na Figura 1.1, somente em 2016 foram fabricados 2,16 milhões de automóveis no Brasil e 95 milhões no mundo.

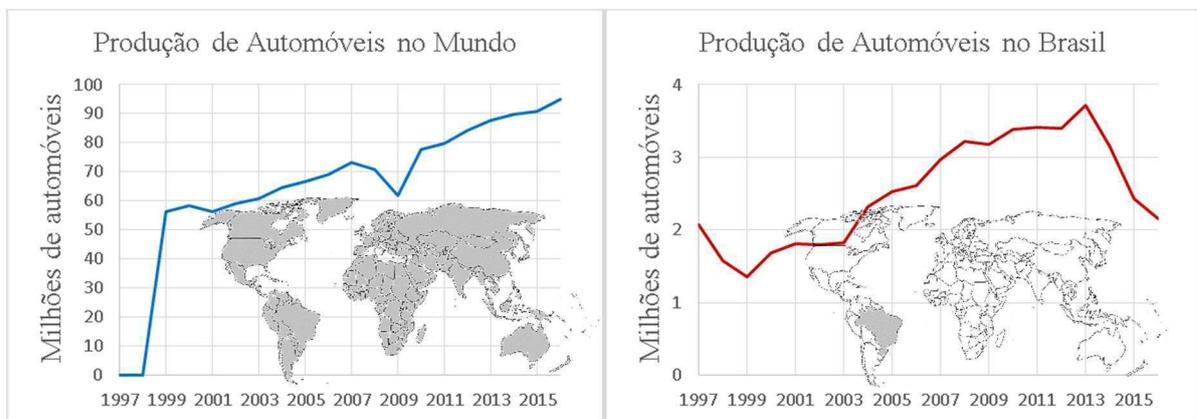


Figura 1.1 – Gráfico da produção de automóveis no Brasil e no mundo em milhões por ano de fabricação (OICA, 2017).

As principais tecnologias aplicadas para aprimorar a eficiência de operação do motor atualmente são: injeção direta, comando de válvula variável, controle de auto detonação e *downsizing* do motor (STEPHENSON, 2009). Sendo essa última uma das tecnologias mais eficientes e de rápida implementação no mercado atual (ATKINS; KOCH, 2003). O *downsizing* de motores realiza a mudança do ponto de operação para uma região de maior eficiência de consumo, enquanto que a utilização de turbo compressores eleva a pressão média dos pistões, possibilitando uma melhor relação de densidade de potência e consumo de combustível (BAE; BAE, 2005; STEPHENSON, 2009).

Essa tendência tecnológica impacta em requisitos que exigem a superação dos componentes atuais em resistência mecânica, redução de massa e eficiência energética. O virabrequim apresenta papel essencial nessa etapa, pois é responsável por transferir toda a potência produzida no motor e de acordo com os dados apresentados anteriormente na Figura

1.1, considerando que para cada um automóvel tem-se um motor e conseqüentemente um virabrequim, a produção de virabrequins em 2016 foi de 95 milhões.

A função do virabrequim é converter o movimento linear dos pistões em movimento rotativo (VILLALVA; JUNIOR, 2010; WILLIAMS; FATEMI, 2007). Componente central no motor, influencia diretamente o ruído e vibração, a eficiência mecânica, o custo de produção e a durabilidade do motor (CEVIK; HOCHBEIN; REBBERT, 2012).

Componentes mecânicos como o virabrequim possuem o limite de resistência à fadiga como um dos fatores mais importantes e críticos considerados no dimensionamento e fabricação. Tradicionalmente, é um parâmetro obtido experimentalmente, consumindo tempo, recurso e análises estruturais que em casos sofisticados aumentam significativamente a complexidade (SUN; YU; CHEN, 2016).

O fenômeno de fadiga corresponde a um modo de falha mecânico que ocorre sob tensões cíclicas abaixo da tensão de escoamento, podendo gerar falhas catastróficas e sem prévia detecção durante a operação. As variáveis que mais influenciam a vida em fadiga de um componente são as propriedades do material, temperatura, tamanho, condições da superfície fabricada e tipo de carregamento (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005). As mesmas conseqüentemente são requisitos essenciais de projetos de elementos de máquina e características a serem controladas na fabricação.

A cadeia de fabricação se inicia basicamente a partir do forjamento ou da fundição de um componente com forma geométrica próxima à do virabrequim. Na seqüência, ele é submetido a desbaste por fresamento, roleteamento profundo ou têmpera por indução e retífica. Destes processos, o roleteamento profundo e a têmpera por indução se destacam no âmbito analisado, já que possuem o objetivo de elevar a resistência à fadiga na região de atuação (LOVE; WAISTALL, 1954).

Esse fenômeno ocorre pela introdução de tensões residuais compressivas à superfície, e pela melhora de resistência mecânica devido ao encruamento ou alteração da microestrutura do material (CASARIN, 2007; KO et al., 2005). Com o intuito de prever a tensão residual e correlacionar com a resistência à fadiga, Fonseca desenvolve um modelo de simulação numérica para o processo de roleteamento, e destaca a necessidade da obtenção da resistência à fadiga para alcançar essa correlação (FONSECA, 2015). Devido a incertezas proveniente do processo de fabricação, o projeto de virabrequins se torna complexo e empírico por natureza (GUAGLIANO; TERRANOVA; VERGANI, 1993).

A determinação experimental da resistência à fadiga do material pode ser obtida por ensaios convencionais como flexão rotativa ou tração-compressão, realizados com corpo de prova normalizado. As limitações desse ensaio contemplam a dificuldade de reproduzir os esforços de operação e reproduzir as influências provenientes da fabricação nas propriedades do material no corpo de prova (Figura 1.2)

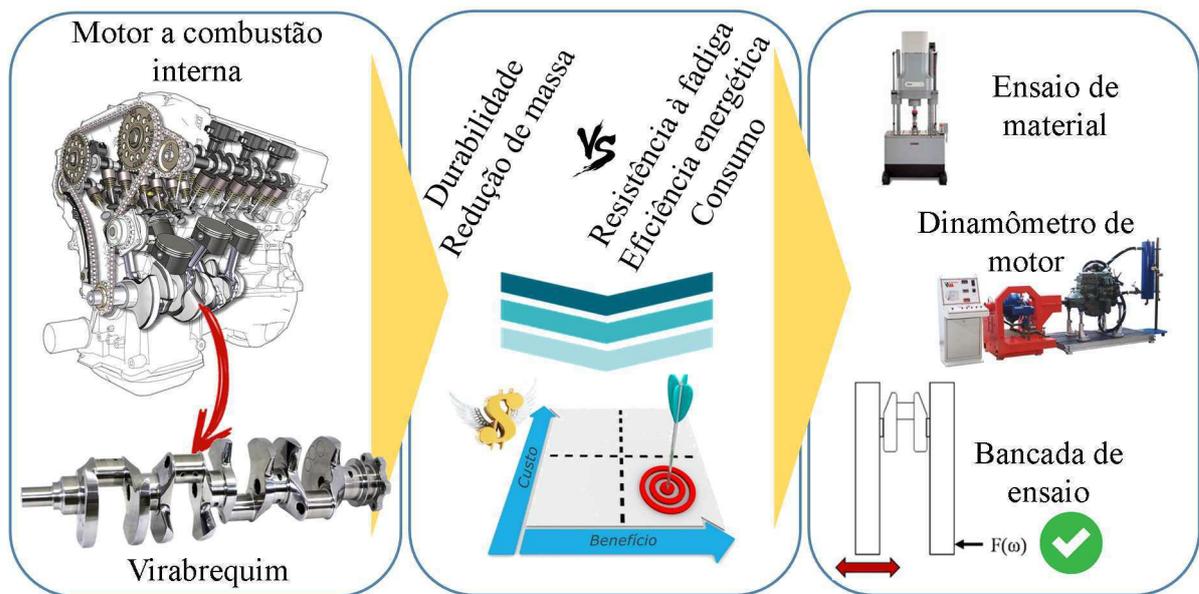


Figura 1.2 – Painel resumindo linha de raciocínio.

Também comumente realizado na indústria é o ensaio de bancada de motores. Este é geralmente aplicado às etapas finais do desenvolvimento de novos produtos, pois provê resultados para a avaliação de um sistema e não de um componente. O diferencial deste ensaio é o carregamento e as condições ambientais de operação, que se aproximam do real. Este possui limitações quanto às influências de outros componentes, o alto custo e restrição de solicitação, já que o ensaio é realizado com os esforços de operação, ou seja, valores abaixo dos limites definidos no projeto.

Há ainda uma terceira opção, que consiste em um equipamento desenvolvido especificamente para o ensaio do componente, buscando convergir em uma bancada a reprodução das solicitações de operação e propriedade do material. Apesar de amplamente utilizada na indústria, a solução não foi igualmente abordada em âmbito acadêmico, derivando lacunas no seu desenvolvimento e utilização. No gráfico da Figura 1.3 pode-se observar as publicações relacionadas, desde simulações de elemento finitos até a determinação da resistência a fadiga em virabrequins.

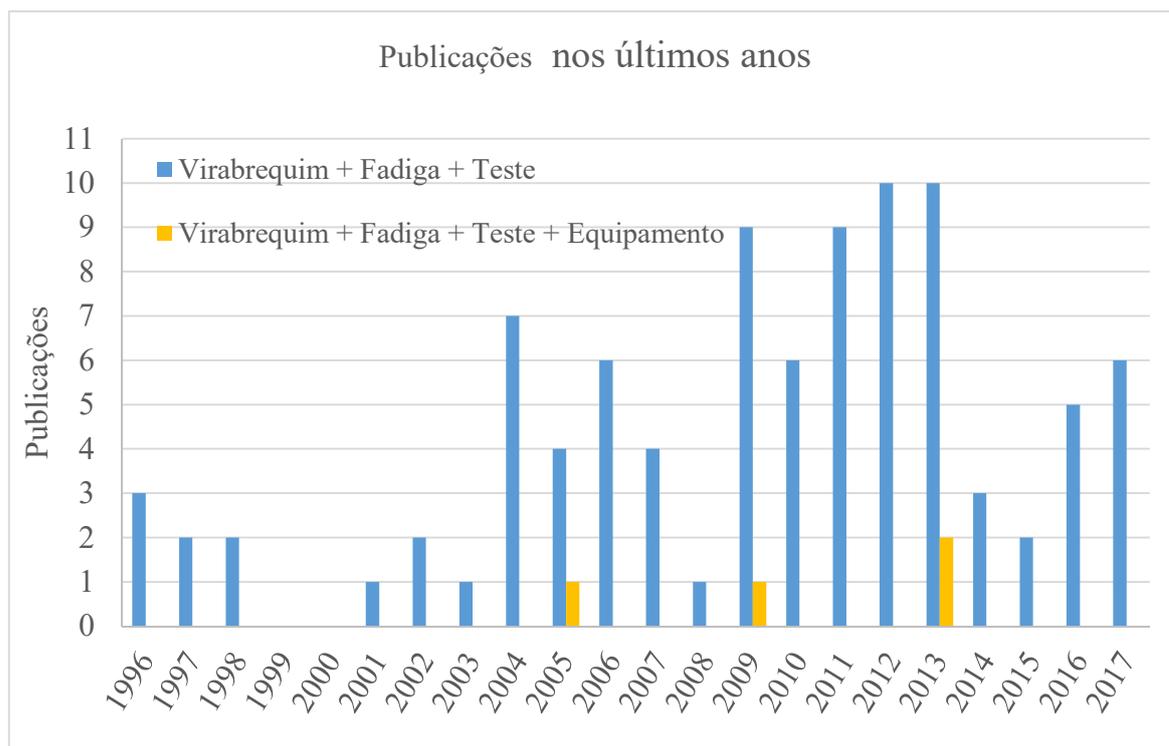


Figura 1.3 – Gráfico de publicações com palavras-chave virabrequim + fadiga + ensaio e virabrequim + fadiga + ensaio + equipamento.

Apesar dos muitos estudos no tema, avaliando as publicações pode-se concluir que em sua grande maioria são relativas à resistência a fadiga diante de um novo material, do processo de roleteamento e de otimizações na geometria, entre outros. Em suma, o foco é direcionado ao virabrequim, e não ao equipamento em si. Como pode ser visto na Figura 1.3, encontram-se centenas de publicações que convergem para quatro artigos, onde apenas dois artigos possuem foco real no equipamento.

Essa lacuna representa uma barreira de desenvolvimento de novas tecnologias na área. Isso impossibilita evoluções aos métodos de ensaios realizados atualmente por exemplo, para redução do tempo de ensaio, carregamentos combinados, geometrias complexas e até redução do custo de realização dos ensaios.

Nesse contexto, esta dissertação contribui com o método de desenvolvimento, fabricação e validação de uma bancada de ensaio de fadiga de virabrequins, apresentando suas vantagens, limitações e a possibilidade de abranger suas funções.

Com o cumprimento desse objetivo, a contribuição desse trabalho transborda para além da lacuna descrita anteriormente. A solução encontrada pode ser adaptada para ensaios de vários componentes como eixos em geral, comandos de válvula, ensaio de juntas adesivas e até ensaio de fadiga de tração-compressão com corpo de prova normatizado.

1.1 Objetivo

O objetivo desta dissertação é o desenvolvimento do projeto de uma bancada para ensaios dos modos de falha de fadiga em virabrequins automotivos. Para tanto, o estudo foi estruturado pelos objetivos específicos listados abaixo e organizados na Tabela 1.1.

1. Desenvolver projeto informacional, identificando os requisitos pela revisão da literatura e pesquisa com indústrias parceiras;
2. Desenvolver projeto conceitual, definindo o conceito funcional pela revisão da literatura e requisitos do projeto informacional.
3. Desenvolver projeto detalhado, dimensionando o equipamento através do conceito funcional e reuniões com fornecedores.
4. Verificar conformidade das funções do equipamento desenvolvido utilizando virabrequim disponibilizado por empresas parceiras.

Tabela 1.1 – Recursos e métodos utilizadas para atingir os objetivos específicos.

#	Objetivos específicos	Recursos	Métodos	Resultado esperado
1	Desenvolver projeto informacional	Revisão bibliográfica e pesquisa com especialistas de indústrias parceiras.	Desenvolvimento integrado de produto (DIP) e QFD	Requisitos e especificações de projeto.
2	Desenvolver projeto conceitual	Revisão bibliográfica e requisitos do projeto informacional.	DIP, análise funcional e matriz morfológica.	Conceito funcional do equipamento.
3	Desenvolver projeto detalhado	Conceito funcional do equipamento e reuniões com fornecedores de componentes.	CAD e CAE.	Bancada de ensaio de fadiga de virabrequim.
4	Verificação funcional	Virabrequim disponibilizado por empresas parceiras e equipamento desenvolvido.	Análise de resultados de ensaio e análise comparativa de resultados.	Conformidade das funções do equipamento.

1.2 Delimitações do trabalho

Não é objetivo deste trabalho e, portanto, os temas a seguir não serão aprofundados:

- A análise metalúrgica aprofundada dos materiais utilizados na fabricação e do material dos corpos de prova.
- O detalhamento da fabricação e montagem do equipamento.

1.3 Contribuições do estudo

A contribuição deste trabalho é o desenvolvimento e a fabricação de uma bancada de ensaios de fadiga em virabrequins automotivos, com capacidade para ensaios de flexão e torção de forma independente. Além da contribuição principal, a funcionalidade da bancada pode transbordar, com pequenas adaptações, possibilitando ensaios de componentes completamente diferentes, por exemplo, ensaio de fadiga à flexão em junta adesiva.

1.4 Método de abordagem e estrutura da dissertação

O método utilizado para o desenvolvimento desta dissertação constituiu no estudo literário para a identificação dos requisitos necessários e uma análise comparativa entre as bancadas encontradas no mercado e bancadas descritas na literatura. A partir desta análise foi utilizado um método estruturado de desenvolvimento de produto que consistiu em projeto informacional, projeto conceitual e projeto detalhado.

A dissertação foi organizada para apresentação em 7 capítulos e neste item a descrição resumida do que será encontrado em cada capítulo.

O capítulo 1 apresenta o contexto atual em que se encontra o tópico em estudo, abordando a justificativa econômica e acadêmica do desenvolvimento do trabalho. O capítulo 2 sintetiza o estado da arte, compreendendo conceitos fundamentais do componente virabrequim e descrevendo os conceitos existentes de bancadas para a criação de uma análise comparativa dos equipamentos. No capítulo 3 é apresentado a metodologia aplicada ao processo de desenvolvimento de produto na etapa do projeto informacional. O capítulo 4 compreende o projeto conceitual, onde é desenvolvida a análise funcional, a matriz morfológica, e análise de soluções aos requisitos. No capítulo 5 é apresentado o projeto detalhado do equipamento, com o dimensionamento e seleção de componentes, simulações computacionais e seleção de materiais. No capítulo 6 é apresentado a verificação funcional do equipamento, realizando uma avaliação das suas funcionalidades. O capítulo 7 reúne as conclusões da dissertação, limitações do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros.

2 Revisão do Estado da Arte

2.1 Fundamentos de Virabrequins

O virabrequim consiste basicamente de um eixo com mancais excêntricos que transformam, pelo mecanismo biela manivela, um movimento linear em rotativo. A sua aplicação é ampla, porém se concentra principalmente nos motores a combustão interna, bombas e compressores de pistão.

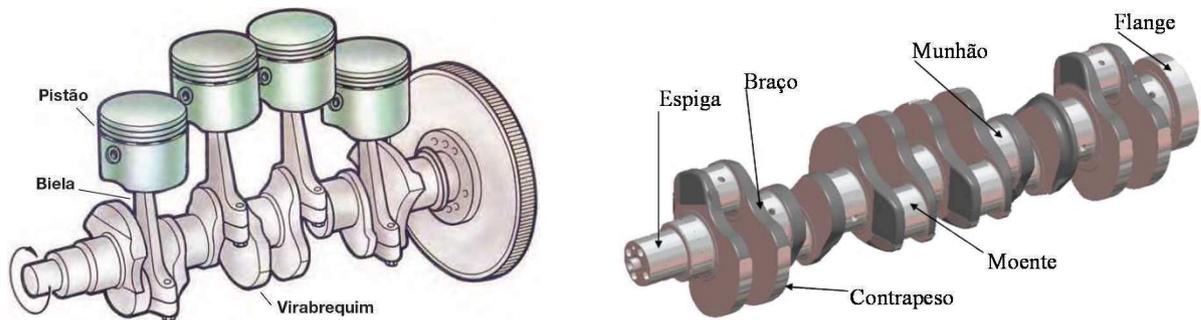


Figura 2.1 - Virabrequim automotivo (MAHLE, 2017) e principais partes do virabrequim (FERREIRA, 2008)

Motores a combustão interna possuem o regime de solicitação mais crítico (Figura 2.2). A combustão é transformada em trabalho por meio do movimento linear nos pistões que, com o auxílio da biela, convertem em movimento rotativo no virabrequim, transmitindo posteriormente à transmissão e às rodas do automóvel (BRUNETTI, 2013).

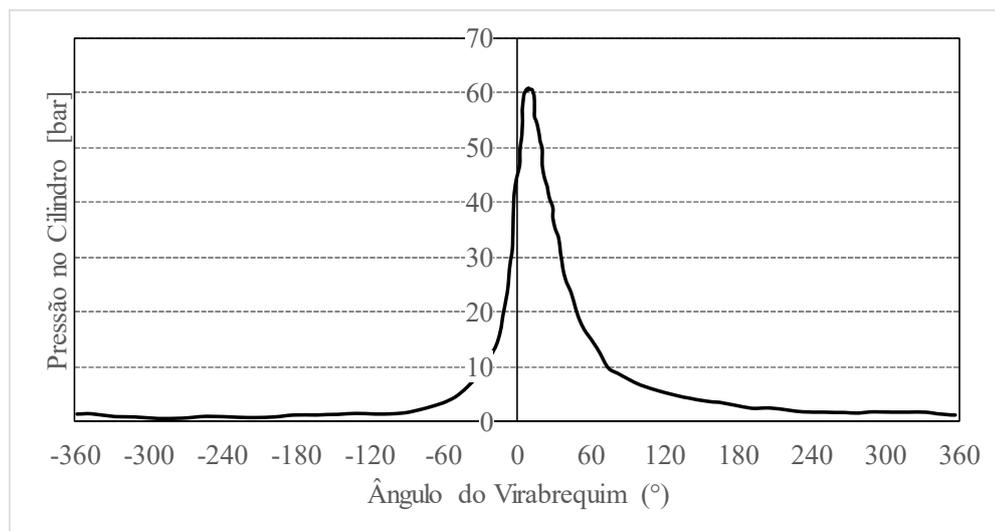


Figura 2.2 – Gráfico de pressão do cilindro versus ângulo do virabrequim, exemplo de um motor ciclo otto 4T (BRUNETTI, 2013).

2.2 Espectro de cargas operacionais

Em um ciclo do motor existem as etapas de compressão, expansão, escape e admissão (Figura 2.3). A etapa de expansão possui um pico de pressão devido à combustão e produção de potência.

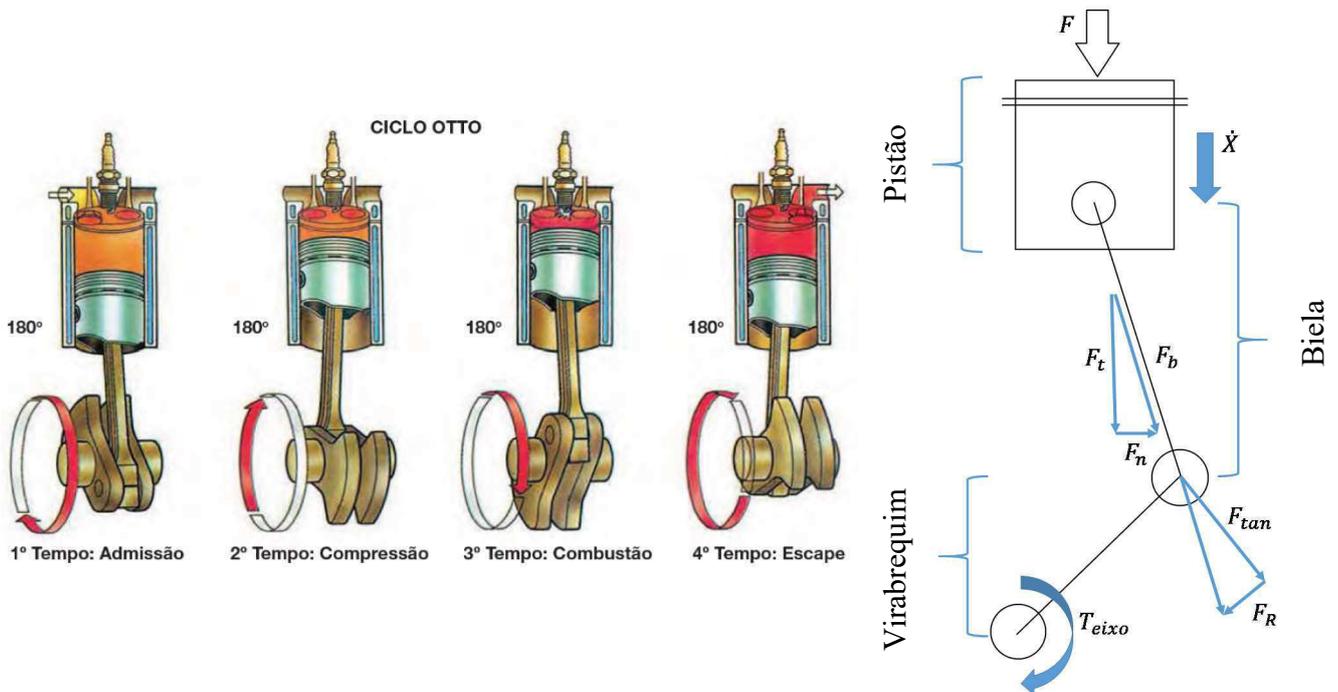


Figura 2.3 – Etapas do ciclo otto 4T (MAHLE, 2017) e forças provenientes da combustão (BRUNETTI, 2013)

Transportando para o virabrequim e decompondo a força resultante F da Figura 2.3, é possível encontrar duas forças atuantes F_R e F_{tan} . Pela vista do esboço da Figura 2.4, pode-se observar melhor o resultado da força tangencial gerando torque, e da força radial gerando momento fletor na mudança de seção do virabrequim, entre o mancal principal e o mancal da biela (BRUNETTI, 2013).

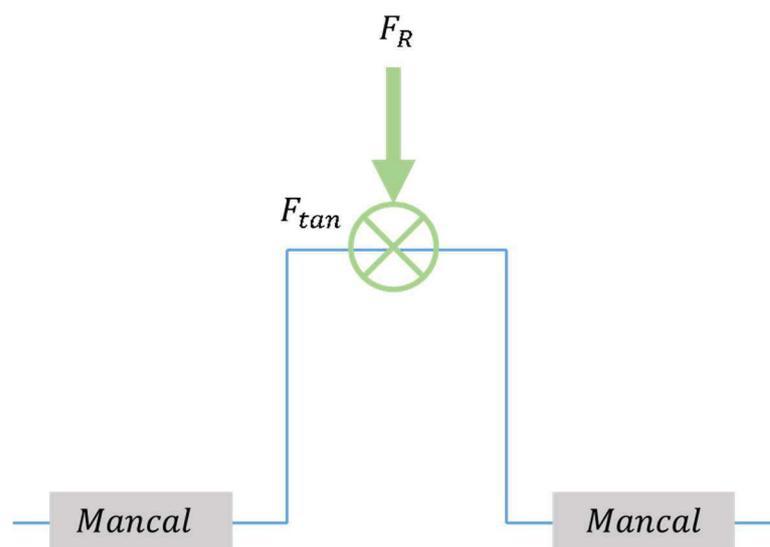


Figura 2.4 – Esboço das forças decompostas no virabrequim descrito por Brunetti (2013)

2.3 Processo de fabricação de virabrequins

O processo de fabricação de virabrequins consiste de forma geral nas etapas de fundição ou forjamento, usinagem dos munhões e moentes, roleteamento ou têmpera dos raios de arredondamento e retífica dos munhões e moentes. Os materiais mais utilizados na fabricação do virabrequim são: Aço forjado, ferro fundido nodular e ferro maleável austemperado (ZOROUFI; FATEMI, 2005).

O processo de fundição é comumente utilizado na fabricação de virabrequins de ferro. Em contrapartida o forjamento é utilizado para virabrequins de aço, adquirindo melhores propriedades mecânicas devido ao encruamento e recristalização do forjamento a quente. Por meio destes processos é possível alcançar geometrias complexas, necessário para o componente virabrequim (PAWAR et al., 2015). Para a retirada do sobremetal, são utilizados torneamento, fresamento e furação (ZOROUFI; FATEMI, 2005).

Após o processo de desbaste é realizado o processo de tratamento superficial. Dentre os mais utilizados estão: roleteamento profundo, têmpera por indução e nitretação. A resistência à fadiga é elevada de 1,3 a 1,8 vezes com o tratamento superficial. Em seguida, a retífica dos munhões e moentes garante a precisão das dimensões e o acabamento especificado em projeto, eliminando falhas de cilindridade e centralização entre os mancais (ZOROUFI; FATEMI, 2005).

2.3.1 Processo de roleteamento

O processo de roleteamento tem por objetivo a elevação da resistência do material de forma pontual, realizando o encruamento do material no raio de arredondamento pela rolagem de roletes com altas pressões na superfície (WRIGHT; LOVE; WILLN, 1963).

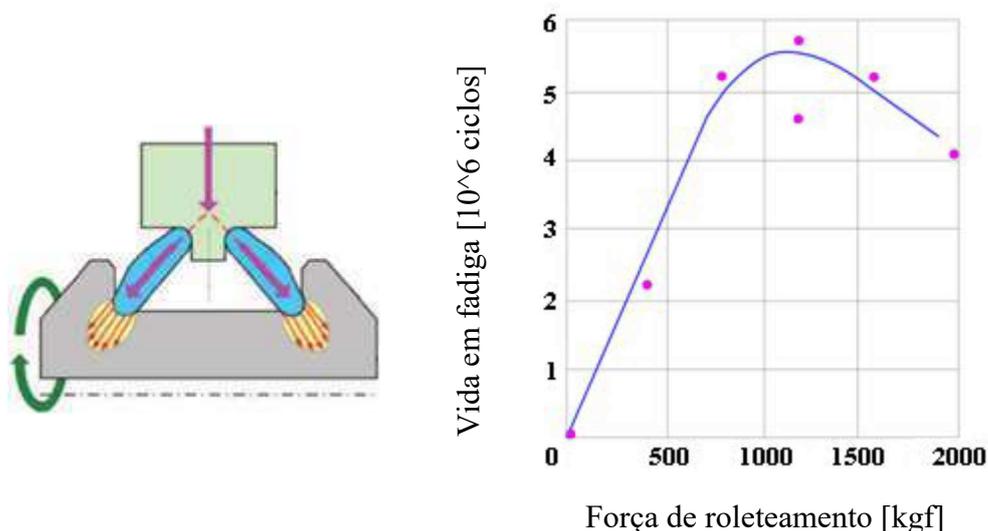


Figura 2.5 – Esboço do processo de roleteamento e gráfico da força de roleteamento versus a resistência à fadiga (WRIGHT; LOVE; WILLN, 1963).

Além do aumento de resistência o processo introduz tensões residuais de compressão em até 5 mm abaixo da superfície fabricada, proporcionando redução ou até eliminação de tensões trativas sendo, portanto, amplamente utilizado para aumento da resistência à fadiga (LOVE; WAISTALL, 1954; WRIGHT; LOVE; WILLN, 1963)

2.4 Modos de falha em virabrequins

A compreensão dos modos de falha de um componente é a base de todo o conceito para desenvolvimento de uma bancada de testes, pois deve-se simular os esforços e condições responsáveis pela falha, para assim possibilitar o estudo sobre o mesmo em busca de melhorias.

Devido ao carregamento cíclico gerado pelo motor a combustão, onde são alternados picos durante a combustão e compressão da mistura ar combustível, o principal modo de falha é a fadiga (LOVE; WAISTALL, 1954).

2.4.1 Falha por fadiga

Fadiga corresponde à falha de um componente pela solicitação cíclica de tensões abaixo da tensão de escoamento do material. Já o desenvolvimento da fratura ocorre inicialmente pela nucleação de micro trincas, coalescimento das micro trincas em uma macro trinca, crescimento

da trinca até ruptura abrupta da seção resistente resultante (DOWLING, 2013; SHACKELFORD, 2008)

O fenômeno que rege o surgimento e a nucleação de trincas é influenciado primordialmente pelas propriedades do material, temperatura, tamanho, condições da superfície fabricada e tipo de carregamento (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005)

Em geral para materiais não ferrosos a falha por fadiga é inevitável, não existindo uma tensão mínima de resistência à fadiga, pois, quanto menor a tensão maior o número ciclos até a falha (Figura 2.6) (DOWLING, 2013; SHACKELFORD, 2008)

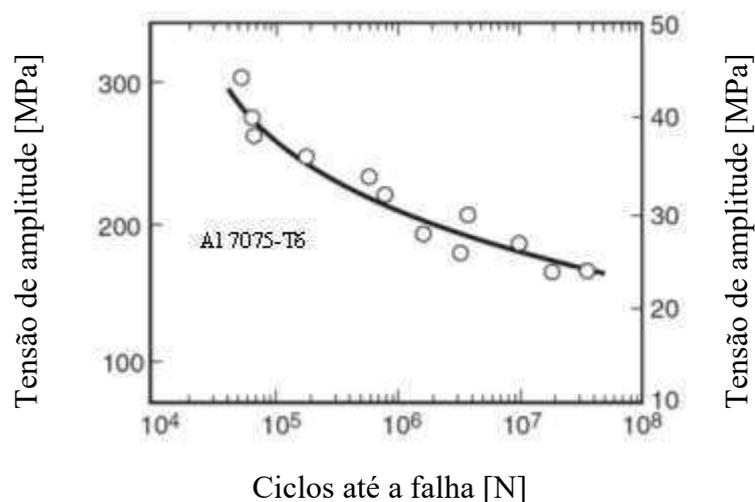


Figura 2.6 – Curva tensão por ciclos (S-N) de um corpo de prova de alumínio sem entalhe.

Resultado de ensaio de flexão rotativa (MACGREGOR; GROSSMAN, 1952)

Materiais ferrosos, em contrapartida, possuem tensão de resistência à fadiga, com um limite semelhante a tensão de escoamento do material. Conseqüentemente, não ocorre falha por fadiga quando submetidos à esforços cíclicos abaixo desse limite. Exemplo na Figura 2.7 de um aço com limite de resistência à fadiga de 414 MPa (DOWLING, 2013; SHACKELFORD, 2008).

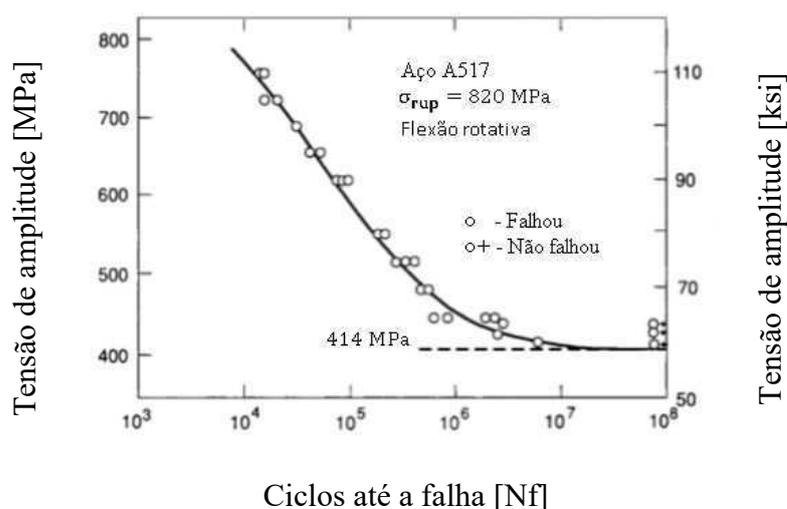


Figura 2.7 – Curva S-N de um corpo de prova de aço sem entalhe (HIRONOBU; KEN-ICHI, 1981).

2.5 Equipamentos de teste

Apesar de poucos artigos encontrados com foco no desenvolvimento do equipamento de ensaio, vários estudos foram publicados descrevendo superficialmente o equipamento utilizado. Essas publicações mantêm o foco no virabrequim, porém, possuem informações e esboços dos equipamentos desenvolvidos, o que possibilita a avaliação dos seus sistemas e identificação de muitos componentes.

Os equipamentos se diferenciam pela forma como é gerada a solicitação de ensaio. Em geral, a fixação, o sensoriamento e a frequência de ensaio por exemplo, são consequências do tipo de atuação. Portanto foram agrupados os equipamentos em: Atuação hidráulica ou servo-hidráulica, atuação eletromagnética, atuação com excitador eletrodinâmico e atuação por massas rotativas.

2.5.1 Atuação com atuador hidráulico ou servo-hidráulico

Equipamentos com atuadores hidráulicos se diferenciam pelo baixo custo de aquisição, altos valores de força e baixa frequência de ensaio. Se destacam nessa categoria o equipamento desenvolvido por Jonatha Williams e Ali Fatemi (2007) e o equipamento desenvolvido por Partil, Morkane e Lomate (2013).

O primeiro consiste em uma mesa com rasgos T, com um dispositivo de fixação rígido de um lado do virabrequim particionado. Do outro lado se encontra um atuador hidráulico fixo ao corpo de prova por uma viga, proporcionando a geração de momento fletor. Como pode ser visto na Figura 2.8 no gráfico de deslocamento por número de ciclos, pode-se supor que é

realizado o controle de força do atuador. Em paralelo é realizada a medição de amplitude do atuador, apresentando um aumento de amplitude conforme a trinca surge e se propaga.

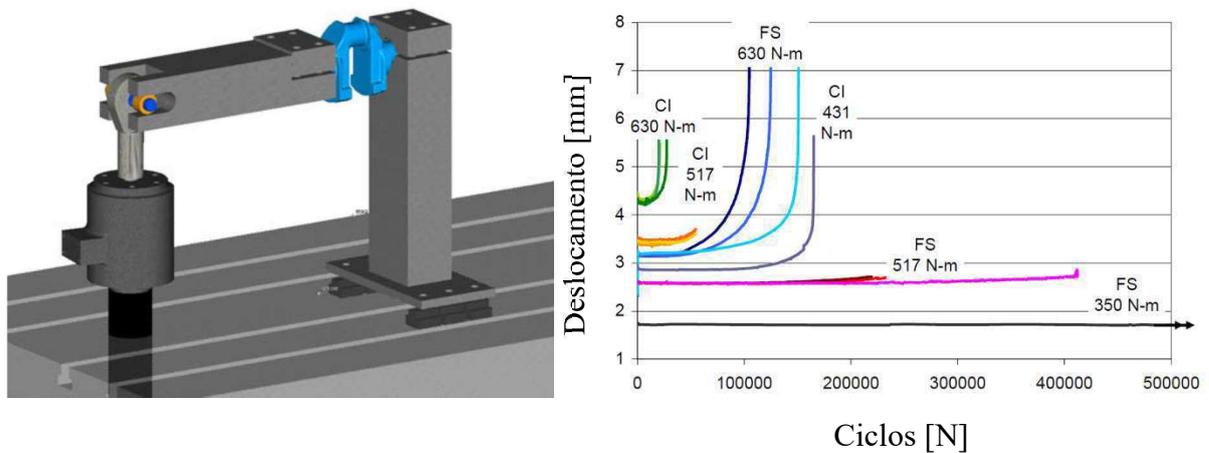


Figura 2.8 – Modelo do Dispositivo e resultado do deslocamento do cilindro pelo número de ciclos (WILLIAMS; FATEMI, 2007).

O segundo possui uma configuração semelhante à um equipamento de ensaio de tração convencional, com uma mesa com rasgos T e um pórtico para suporte do atuador. A fixação do corpo de prova é realizada por um dispositivo rígido de um lado, como pode ser visto na Figura 2.9 à direita. A conexão do atuador ao corpo de prova é intermediada com uma chapa esbelta, com o intuito de absorver esforços fletores, transmitindo apenas força e permitindo a rotação no ponto.

Uma vantagem quanto a esse modelo, é a possibilidade de realizar ensaios com tensão média diferente de zero. É o caso do trabalho de Morkane e Lomate (2013), onde é realizado o ensaio com 20% de compressão e 80% de tração.

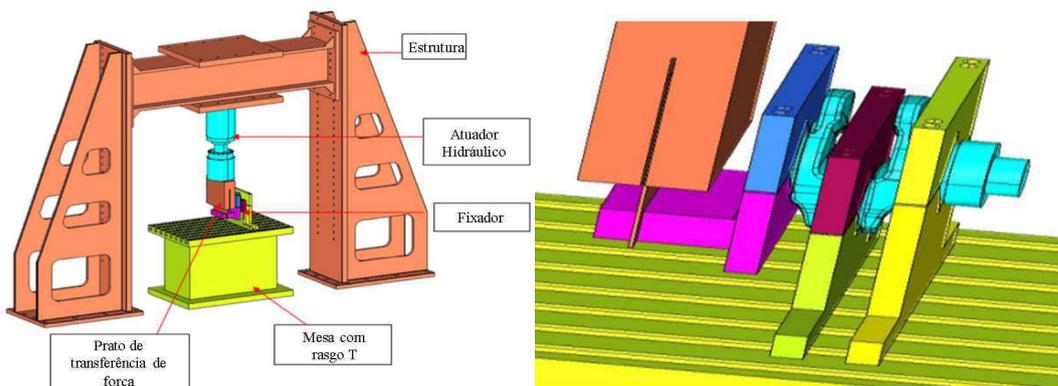


Figura 2.9 – Esquema do equipamento e detalhe para a fixação do corpo de prova (PATIL; MORKANE; LOMATE, 2013).

Já os equipamentos com atuadores servo-hidráulicos possuem custo de aquisição maior. Em compensação operam em frequências mais elevadas, em torno de 30 Hz, reduzindo tempo de ensaio. Se destacam nessa categoria o equipamento desenvolvido pela empresa ZWICK (2017) e equipamento desenvolvido pela empresa IABG (2017).

O primeiro se destaca por assemelhar à uma máquina de ensaio de tração convencional adaptada, como pode ser visto na Figura 2.10. No site da empresa é apenas descrito a possibilidade de operar com frequências entre 10 Hz e 30 Hz.

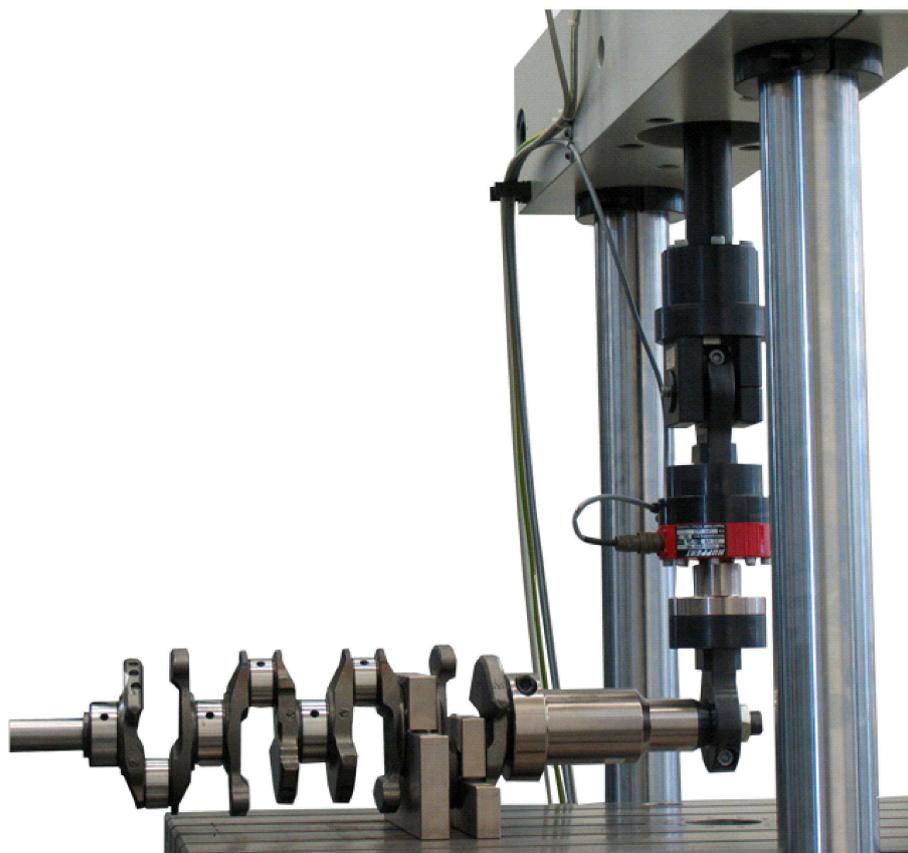


Figura 2.10 – Imagens do equipamento disponibilizado no site da empresa (ZWICK/ROELL, 2017).

O segundo equipamento se destaca por propor um novo conceito, aplicando ao mesmo tempo torque e momento fletor no componente. O virabrequim inteiro é fixo em um dispositivo que simula os mancais de atrito do motor à combustão interna. Cada um dos mancais pode ser ensaiado individualmente, como pode ser visto na Figura 2.11, aplicando a força pelo sistema servo-hidráulico nos mancais da biela.

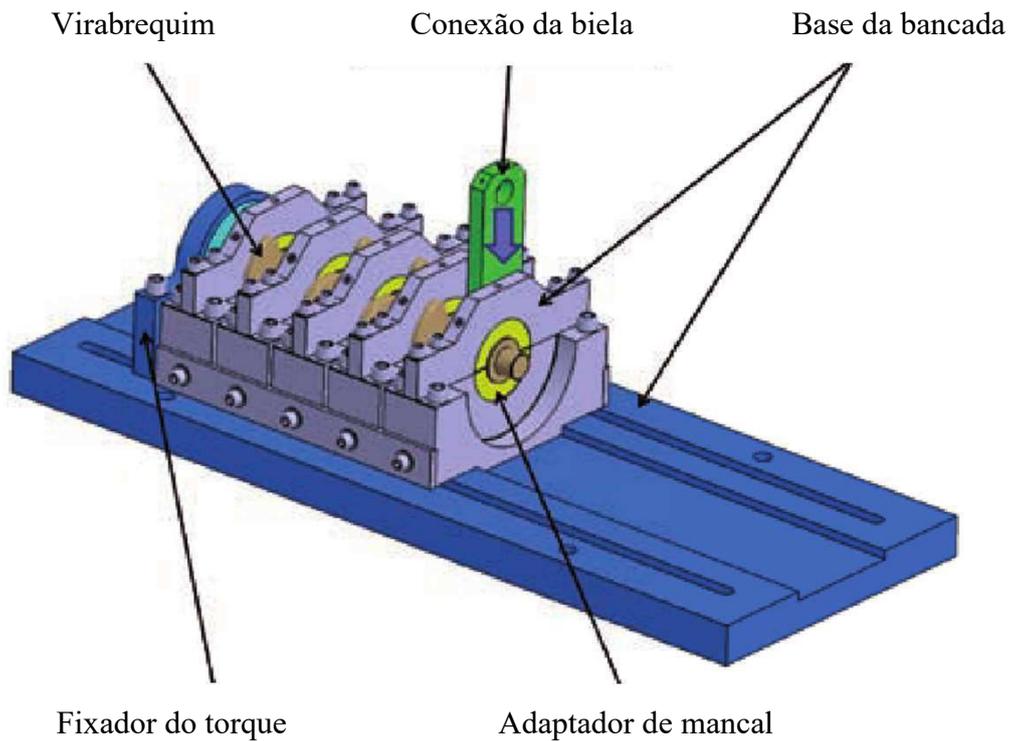


Figura 2.11 – Imagem do CAD do equipamento disponibilizado em seu site apresentando as fixações dos moentes e alavanca de atuação no munhão (IABG, 2017) .

2.5.2 Atuação eletromagnética

Esse modelo de equipamento se destaca por utilizar o fenômeno da ressonância para multiplicar a força de ensaio utilizando uma baixa força de excitação. Consiste basicamente em excitar o corpo de prova em um modo de vibração que contemple os esforços de ensaio. Para tanto, se utiliza de um mecanismo com eletroímãs, que alterna em forças de atração e repulsão de cada lado do sistema, como pode ser visto na Figura 2.12. De acordo com a massa do suporte dos eletroímãs e a rigidez do corpo de prova, se definem a frequência natural do sistema e consequentemente a frequência de ensaio.

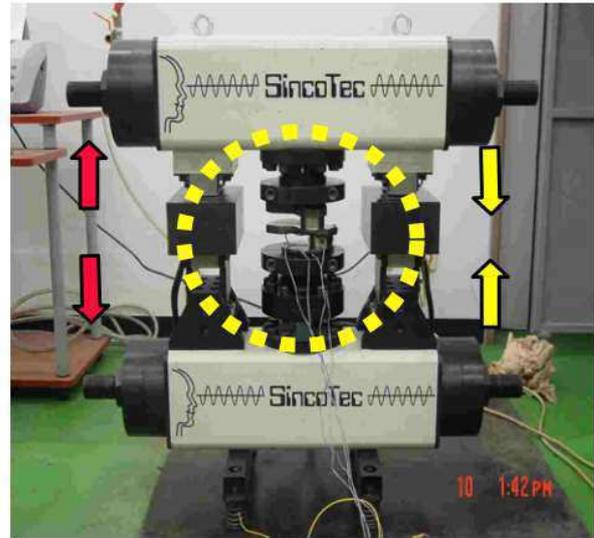
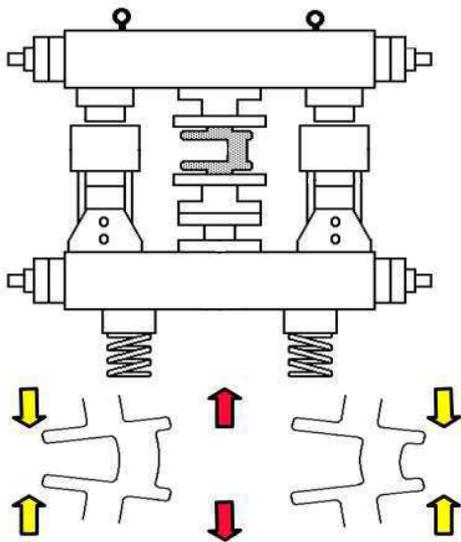


Figura 2.12 – Esquema do equipamento à esquerda e à direita uma foto do equipamento montado para ensaio (KO *et al.*, 2005)

2.5.3 Atuação com excitador eletrodinâmico

O excitador eletrodinâmico ou *shaker*, consiste basicamente de um eixo fixo a um eletroímã próximo a uma bobina. De acordo com a frequência e amplitude da corrente alimentada na bobina, um campo magnético excita o eixo com uma força de mesma frequência.

Esse modelo de equipamento, semelhante ao do item 2.5.2, utiliza da ressonância para amplificar os esforços externos. Utilizando braços de inércia fixos ao corpo de prova, que em conjunto à rigidez do corpo de prova definem a frequência natural do mesmo modo que no item 2.5.2.

Como pode ser visto na Figura 2.13, um exemplo da bancada desenvolvida na empresa Dong Feng Motor Co. Ltd., excitando a estrutura para o ensaio de torção.

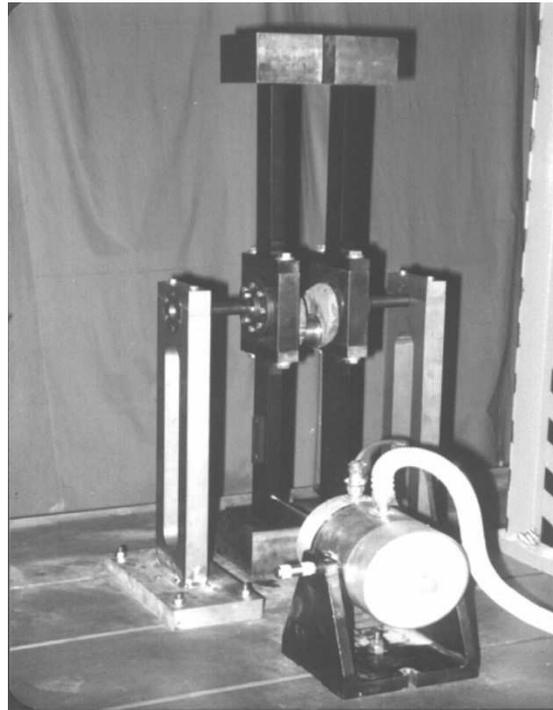


Figura 2.13 – Diagrama de blocos do sistema e equipamento em funcionamento (FENG; LI, 2003).

A empresa Callies, localizada no EUA, possui uma bancada com a mesma concepção, como pode ser visto na Figura 2.14.



Figura 2.14 – Imagem do equipamento em ensaio de torção à esquerda e flexão à direita (CALLIES, 2017).

2.5.4 Atuação por massas rotativas

Uma outra solução que também utiliza o fenômeno de ressonância é a atuação com massas rotativas. Como pode ser visto na Figura 2.15, consiste basicamente de uma massa excêntrica fixa à base do braço de inércia e um motor elétrico para a rotação dessa massa. O

resultado é gerado pela força de desbalanceamento das massas, surgindo uma força senoidal do eixo horizontal.

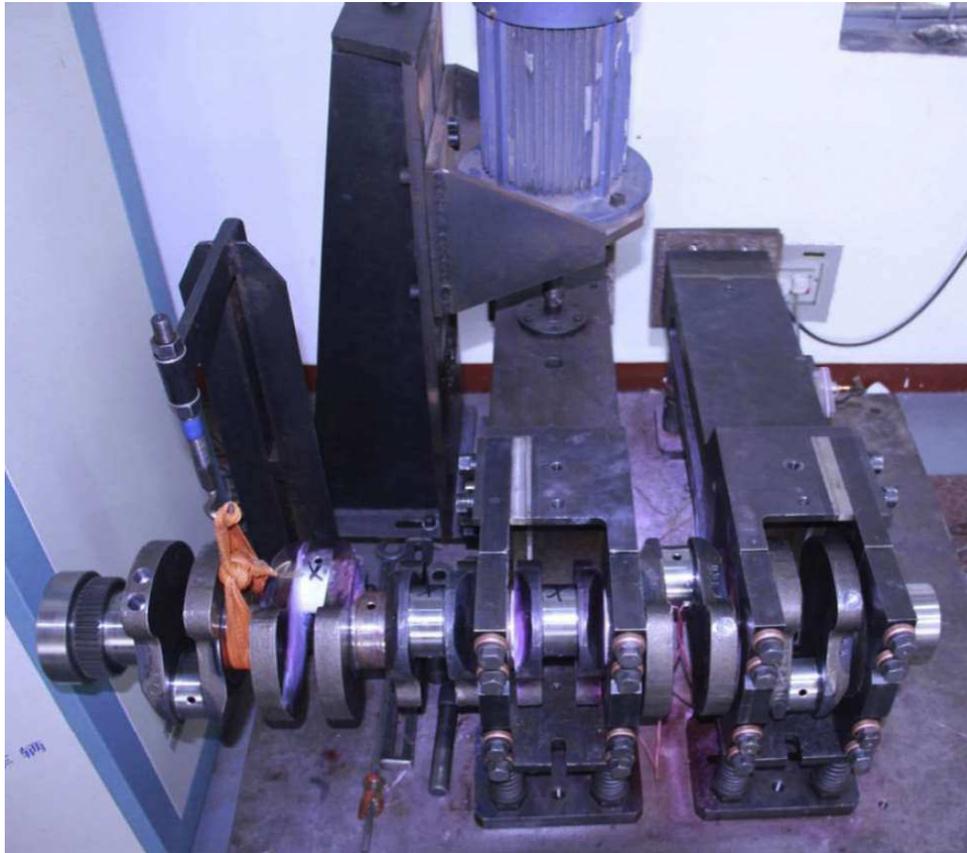
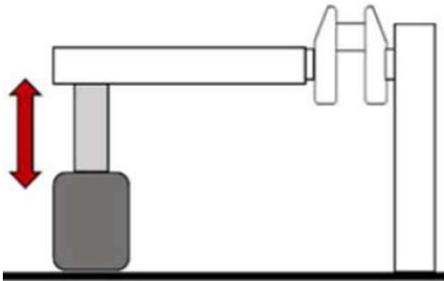
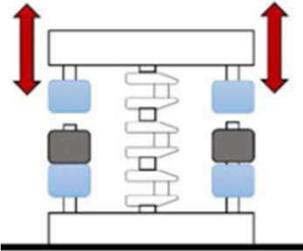
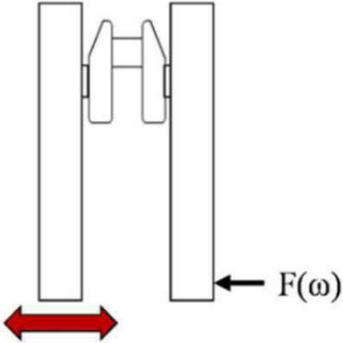
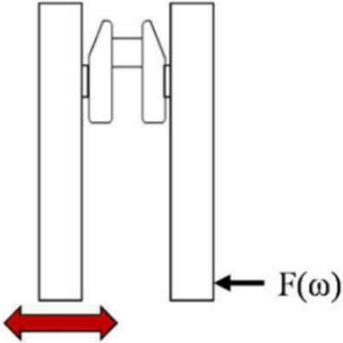


Figura 2.15 – Equipamento utilizado por Chen, Yu, Hu e Li para estudo da distribuição estatística dos resultados de fadiga em virabrequim (CHEN et al., 2014).

2.5.5 Conclusão da revisão bibliográfica

A partir da revisão do estado da arte é construída uma tabela reunindo as principais informações das soluções existentes, apresentando as vantagens e desvantagens de cada modelo. As informações obtidas pela análise dos equipamentos irão alimentar o capítulo 3, para assim desenvolver o projeto informacional e culminar na definição de funções e requisitos.

Tabela 2.1 – Tabela resumindo os equipamentos pelo tipo de atuação, adaptado de Huertas (HUERTAS et al., 2017).

Modelo	Operação	Excitação	Vantagens	Desvantagens
Sem ressonância		Hidráulica ou servo hidráulica	Baixo custo de aquisição	Baixa frequência de operação
			Altos valores de momento	Alto consumo de energia
Com ressonância		Eletromagnética	Bom controle de momento	Baixos valores de momento
			Alta frequência de ensaio	Apenas ensaio de flexão
		Excitador eletrodinâmico	Altos valores de momento	Alto custo de aquisição
			Bom controle de momento	
			Baixo custo de operação	
			Ensaio de flexão e torção	
	Massas rotativas	Alta frequência de ensaio	Dificuldade no controle de momento	
		Altos valores de momento		
		Ensaio de flexão e torção		
		Baixo custo de aquisição		
			Baixo custo de operação	

3 Projeto Informacional da Bancada

O objetivo deste capítulo é identificar os requisitos definidos pelos clientes e transcrevê-los em requisitos do projeto e especificações técnicas. Para realizar essa tarefa foram avaliados os equipamentos semelhantes desenvolvidos, conforme apresentado no item 2.5, sendo agora dado o enfoque no projeto do equipamento e suas soluções.

O método de desenvolvimento de produto utilizado nessa dissertação é composto de projeto informacional, projeto conceitual e projeto detalhado. A Figura 3.1 apresenta esse modelo, pode-se analisar o fluxo de desenvolvimento e a retroalimentação no caso de saídas inadequadas.

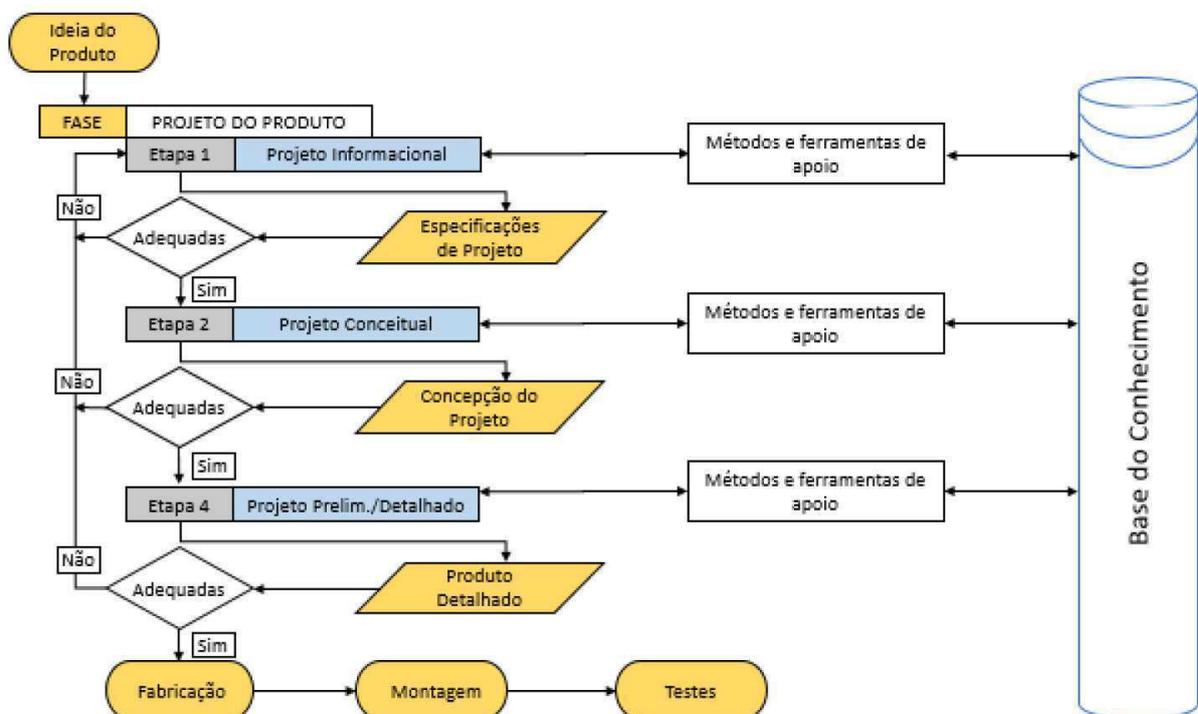


Figura 3.1 – Modelo consensual de fases (MASCARENHAS, 2015; *apud* PAHL; NASCIMENTO, 2005)

3.1 Escopo do produto

A primeira atividade no planejamento do produto é definir as funções e principais características, a fim de alinhar as expectativas quanto ao produto. Assim foi criada uma tabela com as principais diretrizes que o produto deve atender. Para tanto foi realizada a pesquisa com

uma empresa parceira, a fim de definir necessidades de acordo com a indústria. A Tabela 3.1 apresenta o resultado desse mapeamento.

Tabela 3.1 – Escopo da bancada

Características	Funções
Robustez para ensaios de fadiga em alto e baixo ciclo; operação segura; baixo consumo de energia; reprodutibilidade dos ensaios; precisão nos resultados; fácil operação; ensaios ininterruptos; baixo tempo de ensaio;	Controle automático dos esforços de ensaio; registro dos dados em tempo real; realizar ensaio de fadiga à torção; realizar ensaio de fadiga à flexão;

3.2 Escopo do projeto

O escopo do projeto consiste no conjunto de atividades que serão realizadas para alcançar o escopo de produto. Esta dissertação compreende o desenvolvimento de uma bancada de ensaios de fadiga em virabrequim automotivo, e será detalhado nesse item o escopo do processo de desenvolvimento.

As principais atividades são: projeto informacional, projeto conceitual e projeto detalhado. É abordado, portanto o esclarecimento dos requisitos do cliente com apoio dos equipamentos existentes de mesma função no projeto informacional, tendo como saída os requisitos de projeto para a próxima etapa. O projeto conceitual define, a partir dos requisitos do projeto, possíveis soluções de acordo com as funções dos requisitos. Com as soluções definidas, o projeto detalhado especifica e dimensiona componentes, seleciona materiais e simula a montagem do conjunto.

3.3 Projeto informacional

Nessa etapa do desenvolvimento, ainda não existe uma definição precisa do produto e para tanto, é necessário traduzir os requisitos do cliente em requisitos possíveis de quantificação. A ferramenta mais utilizada nessa etapa é o desdobramento da função qualidade - QFD (*Quality Function Deployment*) (PAHL; NASCIMENTO, 2005).

A Figura 3.2 apresenta o fluxo de informações do projeto informacional e a saída do projeto informacional, que alimenta de informações o projeto conceitual.

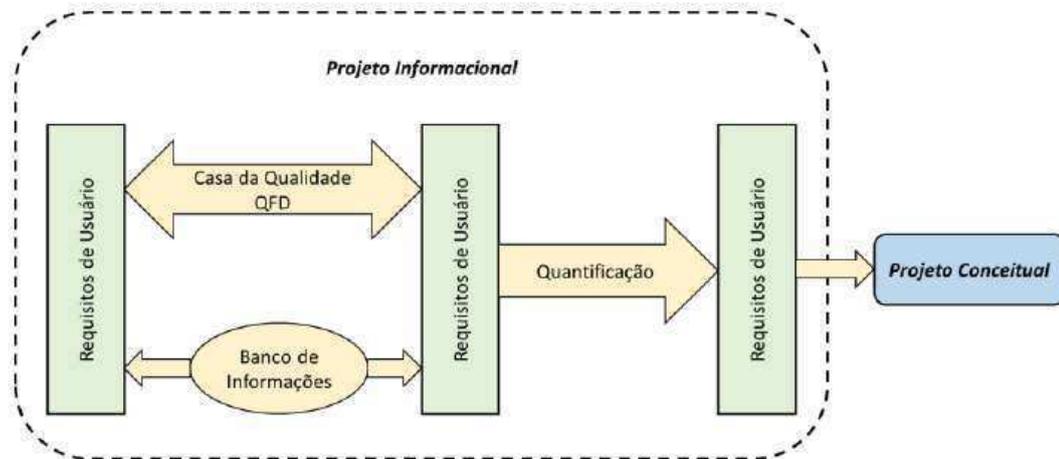


Figura 3.2 -Fluxo de informações e entrega do projeto informacional (MASCARENHAS, 2015).

3.4 Projeto conceitual

O objetivo do projeto conceitual é a geração e concepção do produto, requisitando assim um método sistemático para seleção do conceito mais adequado para os requisitos. Nesse momento, a maior fonte de informações consiste nos requisitos obtidos no projeto informacional, revisão de equipamentos existentes e artigos sobre o assunto.

Para isso, inicialmente é realizada uma análise funcional, onde são transformados os requisitos do cliente em funções necessárias no equipamento. As possíveis soluções para satisfazer as necessidades descritas são organizadas na matriz morfológica. Como pode ser visto na Figura 3.3. A estrutura funcional utiliza a matriz morfológica para estruturar as alternativas, e a avaliação da matriz define a melhor solução conceitual.

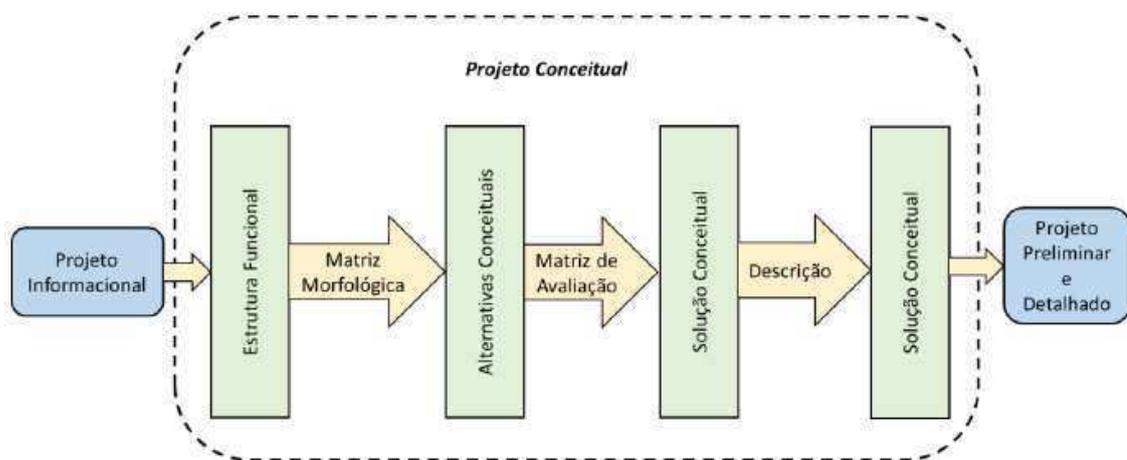


Figura 3.3 - Entrada, fluxo de informações e entrega da etapa do projeto conceitual (MASCARENHAS, 2015).

3.5 Projeto detalhado

A entrada do projeto detalhado é o projeto conceitual definido no item 3.4, possibilitando então o detalhamento do conceito. Assim é possível realizar o detalhamento dos sistemas, subsistemas e componentes. O projeto foi desenvolvido utilizando ferramentas de modelagem auxiliada por computador para o desenho técnico. A especificação dos materiais foi realizada a partir das solicitações mecânicas previstas e simuladas no software ANSYS Workbench 18.0. Devido à dificuldade em adquirir as propriedades dos materiais com o fornecedor, foi utilizada como referência propriedades mecânicas encontradas na literatura, tais como tensão de escoamento e resistência à fadiga dos materiais.

Como pode ser visto na Figura 3.4, a entrega deste item é a documentação para fabricação e montagem, finalizando a etapa de detalhamento.

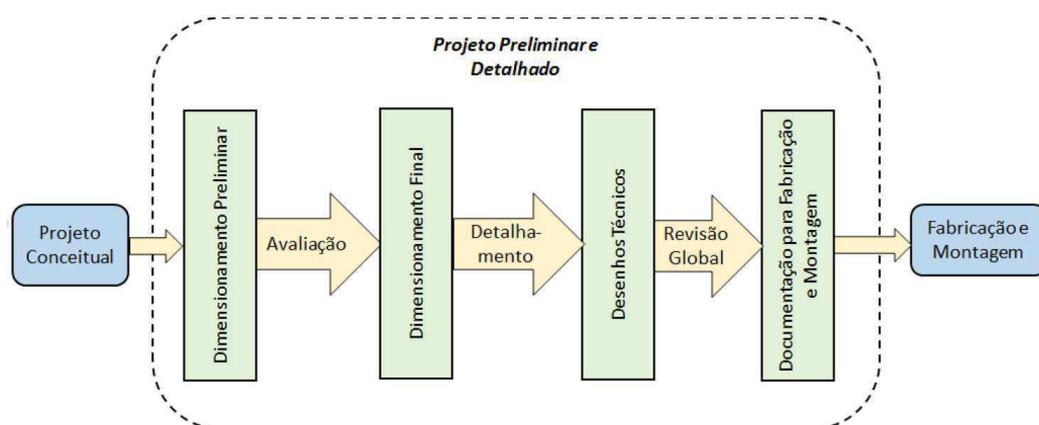


Figura 3.4 – Entrada, fluxo de informações e entrega da etapa de projeto detalhado (MASCARENHAS, 2015).

3.6 Requisitos do cliente

A bancada para ensaio de fadiga acelerada de virabrequins será utilizada para pesquisa no desenvolvimento de novos componentes. Possibilitará o estudo com novos materiais, geometrias e processos de fabricação. Os requisitos do usuário foram apresentados em reuniões com engenheiros de uma montadora automotiva brasileira, apresentando uma necessidade atual de desenvolvimento deste ensaio no Brasil.

Para melhor entendimento e organização os requisitos foram divididos em requisitos de função, utilização e segurança.

3.6.1 Requisito de função

Dentro do requisito sobre função se encontra à expectativa de funções que o equipamento tenha capacidade de realizar. Estes se apresentaram como: capacidade de realizar ensaios de flexão e torção independentes com tensão média igual à zero, altas frequência de aplicação de carga e capacidade de identificar a falha do componente durante ensaio.

A frequência de aplicação de carga é diretamente proporcional ao tempo do ensaio, sendo importante para redução do custo de operação e velocidade na obtenção dos resultados.

Durante a falha do corpo de prova, pelo surgimento e propagação da trinca, a sua rigidez é reduzida drasticamente. Como é apresentado no equipamento de Williams e Fatemi (WILLIAMS; FATEMI, 2007), essa redução de rigidez resultou no aumento da amplitude de ensaio, possibilitando portanto a identificação da falha do componente.

3.6.2 Requisito de utilização

Devido ao longo período de tempo em ensaios de fadiga, a probabilidade de falhas ou intervenções durante o ensaio é elevada. Uma falha ou interrupção não programada pode significar descarte dos resultados obtidos pelo ensaio. Dessa forma um controle automático do ensaio, reduziria os custos de operação, os riscos de descarte de resultados, erro humano e riscos ao operador.

Para possibilitar um ensaio sem intervenção humana, o controlador deve ser capaz de manter a solicitação de carga nominal do ensaio. A não estabilidade de carga irá acarretar em aumento do desvio, imprecisão dos resultados, e afeta diretamente a sua reprodutibilidade.

A interface do software deve ser de fácil operação, não necessitando treinamento especializado para operação do equipamento.

3.6.3 Requisito de segurança

Apesar de se esperar pequenas deformações no corpo de prova, a maioria dos equipamentos possui um braço para amplificação dos esforços, elevando em conjunto a velocidade e aceleração de alguns componentes. A fratura abrupta do corpo de prova pode gerar acidentes pelo lançamento de fragmentos do corpo de prova. A operação a distância do equipamento e sistemas de proteção adequados devem ser prioridade na segurança.

3.7 QFD para a bancada

O QFD auxilia os projetistas no trabalho em equipe por meio da busca pelo consenso nas diferentes definições sobre o produto. Possibilita o estabelecimento de relações entre necessidades dos clientes e requisitos do projeto, documentar dados de *benchmarking*, das especificações por meio da definição de valores-meta associados aos requisitos de projeto, verificar os conflitos de projeto e as dificuldades técnicas associadas a cada requisito (ROZENFELD *et al.*, 2006).

Portanto nessa etapa é realizada a conversão dos requisitos do cliente em requisitos técnicos, que irão culminar nas especificações técnicas da bancada. A seguir, é desenvolvida a casa da qualidade, que relaciona os requisitos do cliente com os requisitos técnicos e se realiza uma avaliação de aderência entre os mesmos.

3.7.1 Análise dos requisitos e comparação com bancadas existentes

Neste item é realizada a interpretação dos requisitos do cliente apresentado no item 3.6, que com a ajuda da análise dos equipamentos existentes, são definidos e apresentados na Tabela 3.2. Foi quantificado um peso para cada requisito entre 1 e 5, onde 1 significa pouca importância e 5 muita importância ao requisito. Essa avaliação corresponde ao *benchmarking* competitivo da casa da qualidade, sendo uma etapa para construção da tabela completa.

Tabela 3.2 – Requisitos dos clientes e avaliação dos modelos de bancadas existentes. Critério (1 = Ruim, 5 = Bom).

Requisitos do cliente	Importância (1 a 5)	Importância relativa (%)	Tipos de Atuação			
			Hidráulica	Eletromagnética	Massas rotativas	Excitador eletrodinâmico
Simulação dos esforços	5	13%	4	2	3	4
Baixo tempo de ensaio	4	11%	2	4	4	4
Reprodutibilidade dos resultados	4	11%	3	4	4	4
Fácil alteração de parâmetros	2	5%	4	5	2	5
Interface amigável	2	5%	5	5	5	5
Montagem simples para os virabrequins	1	3%	5	5	4	5
Inspeção visual da trinca	3	8%	4	4	4	4
Não aquecer o ambiente de trabalho	2	5%	3	3	3	4
Fácil substituição de peças	1	3%	4	3	3	4
Baixa taxas de falhas do ensaio	4	11%	4	5	4	5
Baixo custo de operação	4	11%	2	5	4	5
Baixo custo de manutenção	2	5%	2	4	3	5
Segurança ao operador	4	11%	4	5	1	5

A falta de informação detalhada dos equipamentos torna difícil a comparação de requisitos entre eles. Portanto foi considerada a dificuldade em se obter o requisito para cada tipo de equipamento. Por exemplo, não é conhecido qual o nível de segurança ao operador existente nos equipamentos de massas rotativas. Entretanto, foi julgado com uma nota baixa devido à maior dificuldade em garantir a segurança ao operador pelo tipo de atuação.

Os requisitos e pesos da Tabela 3.2 foram determinados em reunião com engenheiros da empresa automotiva da área de inovação, engenharia do produto e teste de componentes. Com a experiência e conhecimento real da necessidade da indústria destes engenheiros, foi possível definir os requisitos do cliente e o peso de cada requisito.

3.7.2 Casa da qualidade

A casa da qualidade, como é conhecida, é a primeira matriz do QFD e possui 7 campos como pode ser visto na Figura 3.5. O campo 1 e 2 correspondem respectivamente aos requisitos do cliente e o peso de cada requisito. No campo 3, é realizada uma avaliação do produto em relação aos concorrentes, avaliando a partir dos mesmos requisitos do cliente os produtos disponíveis. Em seguida, o campo 4 apresenta os requisitos do produto ou os requisitos necessários ao projeto para satisfazer os requisitos do cliente. A correlação entre os requisitos do cliente e os requisitos do produto gera a matriz de relacionamentos no campo 5. A quantificação do valor relacionamento entre os requisitos e o peso de cada requisito converge no campo 6, definindo as especificações do projeto. O campo 7 é gerado de acordo com a correlação entre os requisitos do produto, mostrando a relação entre os requisitos e propiciando um entendimento maior da natureza do requisito do produto.

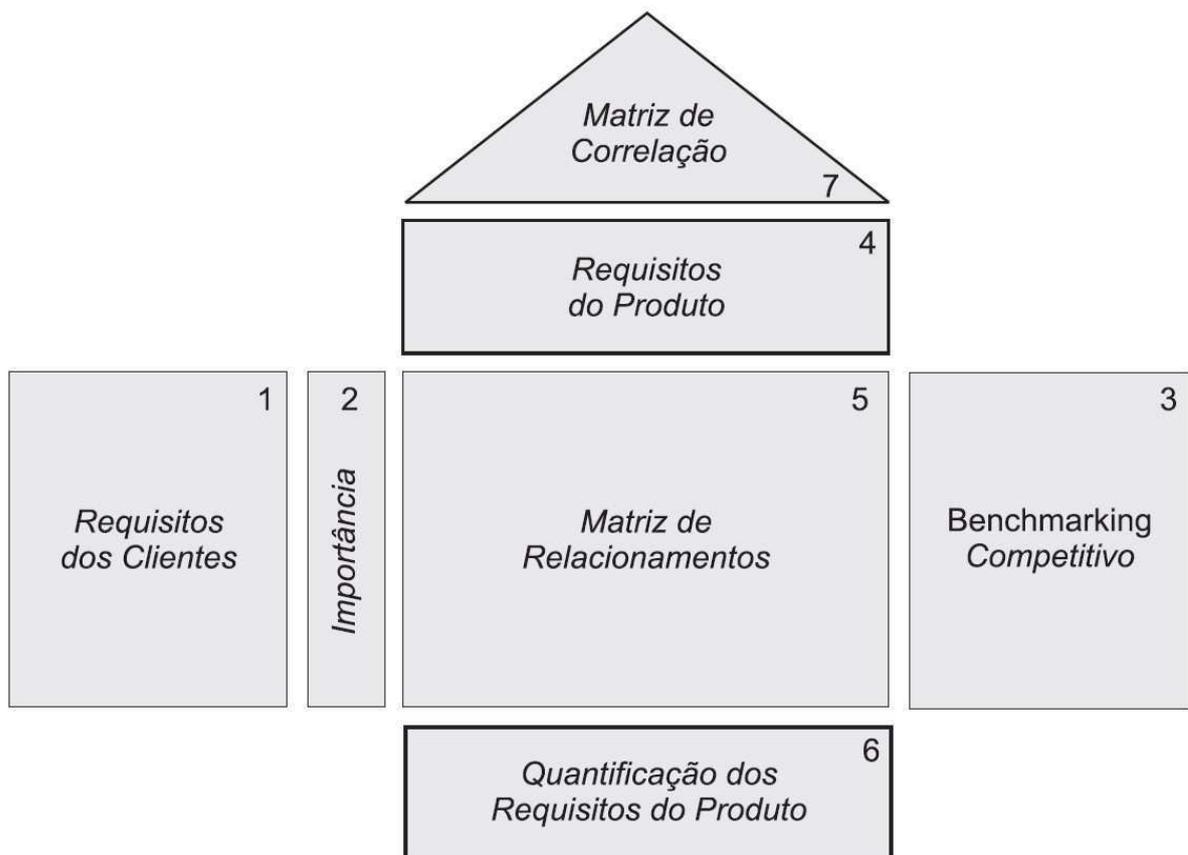


Figura 3.5 – Matriz da casa da qualidade (ROZENFELD et al., 2006)

Assim, foi possível desenvolver os requisitos do projeto e concretizar na construção da casa da qualidade (Tabela 3.3).

Tabela 3.3 - Matriz da casa da qualidade.

Diminuir (↓) aumentar (↑) Alvo(×)		<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>Fortemente positivo</td> <td>++</td> </tr> <tr> <td>Positivo</td> <td>+</td> </tr> <tr> <td>Negativo</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Fortemente negativo</td> <td>--</td> </tr> </table>														Fortemente positivo	++	Positivo	+	Negativo	-	Fortemente negativo	--
		Fortemente positivo	++																				
Positivo	+																						
Negativo	-																						
Fortemente negativo	--																						
Alvo ou valor limite		×	↑	↑	×	↑	↑	N; N.m; m/s	↑	↑	↑	↑	×	×	↑	↑	↓						
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="transform: rotate(-45deg);">Requisitos do cliente</div> <div style="transform: rotate(45deg);">Requisitos do projeto</div> </div>		Importância (1 a 5)	Importância relativa (%)																				
		Ensaio de torção e flexão	Carregamento de ensaio	Frequência de operação	Ensaio ininterrupto	Quantidade de corpos de prova	Precisão da força de ensaio	Precisão da medição	Software intuitivo	Fixação do corpo de prova	Preparação simplificada	Ensaio não destrutivo de trinca	Geração de calor no ambiente de trab	Componentes comerciais	Estabilidade à interferências externas	Potência do atuador	Sistema de controle						
Simulação dos esforços	5	13%	10		7		2	3		8													
Baixo tempo de ensaio	4	11%			10	9	8	4	5	2		4		4	3		10						
Reprodutibilidade dos resultados	4	11%			2	10	7	10	10		9	2			7		6						
Fácil alteração de parâmetros	2	5%	2	10						7							8						
Interface amigável	2	5%	2							10													
Montagem simples para os virabrequins	1	3%	7	8							10	8		4									
Inspecção visual da trinca	3	8%	1			8																	
Não aquecer o ambiente de trabalho	2	5%		2									8			6							
Fácil substituição de peças	1	3%	6		4						8			10									
Baixa taxas de falhas do ensaio	4	11%	2	5											5								
Baixo custo de operação	4	11%		10	3					4		4	3		2	8	5						
Baixo custo de manutenção	2	5%	8	4							6			8		4							
Segurança ao operador	4	11%	3	8	6		7		6	3				6			3						
Importância Absoluta (0 a 10)	2,9	3,5	3,2	2,6	2,3	1,7	2,6	1,8	2,8	1,1	0,7	1,1	1,2	1,8	2,4	2,9							
Importância Relativa (%)	8,3	10,0	9,3	7,6	6,7	5,0	7,5	5,3	8,0	3,0	2,1	3,0	3,5	5,2	7,0	8,5							
Dificuldade Técnica (1 a 10)	10	8	8	4	3	8	7	5	9	1	1	2	5	5	6	9							

As notas de cada relação entre requisitos do cliente e do produto, é dada de acordo com a intensidade de relacionamento entre os requisitos, independente da relação positiva ou negativa. O propósito, é organizar os requisitos de projeto hierarquicamente e não permitir o desvio do foco do projeto, satisfazer os requisitos do cliente.

3.8 Especificações de projeto

O resultado da casa da qualidade são os requisitos do projeto ordenados de acordo com a sua importância definidos no campo 6. Dessa forma, eles se tornam também especificações do projeto. A seguir é detalhada a relação à cada requisito, e discussões em relação aos critérios utilizados.

3.8.1 Requisitos de carregamento de ensaio

Para testar o corpo de prova à fadiga, é necessário ultrapassar o valor de tensão de resistência à fadiga do material, como foi visto no item 2.4.1. Assim, esse requisito de projeto é primordial para o desenvolvimento do equipamento, já que invalida a sua função caso não alcançado.

3.8.2 Requisito de frequência de operação

Como foi apresentado no item 2.4.1, a fadiga ocorre com a aplicação de uma força dinâmica e a falha é proporcional ao número de ciclos e a tensão aplicada. Com o aumento da frequência de operação, ocorre a redução linearmente proporcional do tempo de ensaio. Em contrapartida, o aumento da frequência para uma mesma força de ensaio define maiores velocidades dos componentes móveis, elevando os riscos de acidente. Observando pelo lado energético, é esperado um aumento de gasto de energia com o aumento da frequência, já que há um aumento da velocidade com a força constante.

3.8.3 Requisito de sistema de controle

Comumente, ensaios de fadiga levam muito tempo para obtenção dos resultados. Possuir um sistema de controle independente de um operador durante o ensaio, possibilita ensaios intermitentes. Dessa maneira, reduz-se custo de operação e aumenta a segurança do operador.

A reprodutibilidade dos resultados deve surtir impacto positivo, já que um sistema de controle estável pode garantir pequenas correções na atuação do sistema. Com isso, reduz-se a variância do operador e facilita a alteração dos parâmetros de operação.

3.8.4 Requisito de ensaio de torção e flexão

A bancada deve possuir capacidade de simular os esforços de operação do componente que geram falhas. Como visto no item 2.2, pode-se caracterizar em duas principais solicitações, torção e flexão. Portanto, a capacidade de realizar ensaios de torção e flexão é primordial.

3.8.5 Requisito de fixação do corpo de prova

O dispositivo de fixação do corpo de prova tem a responsabilidade de garantir a transmissão dos esforços de ensaio ao corpo de prova com repetibilidade, ou seja, possibilitar a mesma fixação em diferentes montagens.

Devido ao alto grau de compromisso e o desafio de transmitir grandes esforços, a utilização de componentes comerciais se torna mais difícil, e em paralelo à simplicidade de montagem do corpo de prova na fixação. Por consequência há um impacto negativo ao custo de manutenção.

3.8.6 Requisito de ensaio ininterrupto

Este requisito possui relação direta ao tempo do ensaio, sendo necessário o dimensionamento de sistemas que não requeiram ajustes durante o período de ensaio. Essas paradas podem alterar a reprodutibilidade dos ensaios e aumentar o desvio dos resultados. Em contrapartida, para realização da inspeção visual da trinca durante o ensaio, se faz necessário a parada do ensaio.

3.8.7 Requisito de precisão da medição

Da mesma forma que o item 3.8.6, a precisão da medição impacta na simulação dos esforços, baixo tempo de ensaio total e reprodutibilidade dos resultados. Além disso, a medição é importante para a segurança em geral, desde segurança do equipamento, operador e dados do ensaio. A medição deve ser capaz de medir de forma rápida e precisa, possibilitando uma resposta imediata a um desligamento ou acionamento de freios mecânicos de segurança, por exemplo.

3.8.8 Requisito de potência do atuador

O requisito de potência do atuador tem impacto nos requisitos de simulação dos esforços e baixo custo de operação. Com o aumento da potência do atuador, em paralelo ocorre o aumento da energia dissipada e consequentemente aumento da temperatura nas proximidades.

3.8.9 Requisito de quantidade de corpos de prova

Quanto mais corpos de prova forem ensaiados ao mesmo tempo, menor o tempo de ensaio médio por corpo de prova e, portanto, mais rápido é a obtenção dos resultados. Pode existir influência no gasto energético, devido ao maior esforço que o equipamento estará gerando por tempo. Não deve ter impacto no desvio dos resultados, porém pode tornar o sistema de controle mais complexo, a fim de garantir com precisão o igual carregamento nos corpos de prova.

3.8.10 Requisito de software intuitivo

Por meio de uma interface intuitiva de comunicação com o operador, pode-se reduzir o erro humano, reduzir o tempo treinamento do operador e não ser necessário um operador com treinamento específico.

3.8.11 Requisito de estabilidade às interferências externas

A interferência de fatores externos pode influenciar a repetibilidade dos ensaios, a precisão das medições e conseqüentemente aumentar o desvio dos resultados. Com isso será necessário um número maior de ensaios para obter a mesma confiabilidade, aumentando o custo de operação e a taxa de falhas.

3.8.12 Requisito de precisão da força de ensaio

A força de ensaio é a entrada do sistema. A variação da força de entrada refletirá diretamente no desvio dos resultados ao final do ensaio. Portanto, para obtenção de resultados com qualidade estatística, é primordial a precisão da força de ensaio. Em paralelo, o aumento do desvio padrão dos resultados, impacta no aumento do número de ensaios necessários para a mesma confiabilidade e o tempo total do ensaio.

3.8.13 Requisito de utilização de componentes comerciais

A utilização de componentes facilmente encontrados no comércio impacta no custo de manutenção e facilidade de substituição de componentes. Apesar da falha de um componente não ser esperada, o tempo de ensaio total pode ser reduzido, facilitando a troca de um componente.

3.8.14 Requisito de preparação simplificada

A preparação é uma etapa importante no ensaio devido às responsabilidades de fixação correta do corpo de prova e configuração dos parâmetros de ensaio. Assim, impacta no tempo de ensaio, reprodutibilidade dos resultados, aumento da taxa de falha dos ensaios e consequentemente redução do custo de operação.

3.8.15 Requisito de geração de calor no ambiente de trabalho

Apesar de não estar definida a forma de atuação, o calor é gerado por todos os sistemas de atuação apresentados na literatura. O motor elétrico dos sistemas de massas rotativas, o excitador eletrodinâmico, o motor elétrico e a bomba hidráulica do sistema hidráulico geram calor. Assim, deve-se prever um sistema de ventilação para permitir um ambiente de trabalho agradável ao operador.

3.8.16 Requisito de ensaio não destrutivo de trinca

O ensaio não destrutivo de trinca corresponde ao ensaio de líquido penetrante, por exemplo. Para realização da verificação de trinca durante o ensaio, se faz necessária a parada do ensaio, gerando impactos no tempo de ensaio e no custo de manutenção.

4 Projeto Conceitual da Bancada

A partir dos requisitos definidos pelo projeto informacional, é possível seguir ao projeto conceitual para alcançar a definição do conceito e funções necessárias. Assim, nesse capítulo serão definidas funções que satisfaçam os requisitos e especificações técnicas. O conjunto de soluções definidas nesse capítulo se tornará o projeto conceitual do equipamento.

4.1 Análise funcional

A partir da revisão das soluções existentes e bancadas descritas na literatura, foi possível realizar uma análise funcional delimitando as funções necessárias existentes. As Figura 4.1 e Figura 4.2 consistem no resultado desta revisão, apresentando respectivamente o diagrama de interface funcional e a ramificação das funções principais em subfunções.

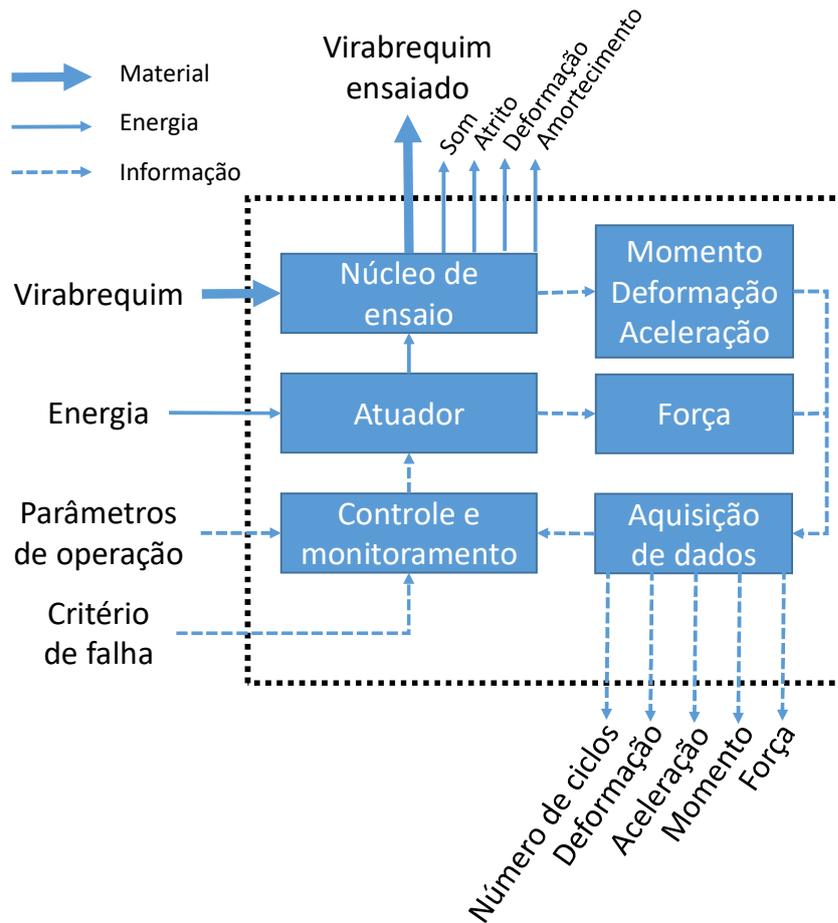


Figura 4.1 – Diagrama de partes ou diagrama de interface funcional.

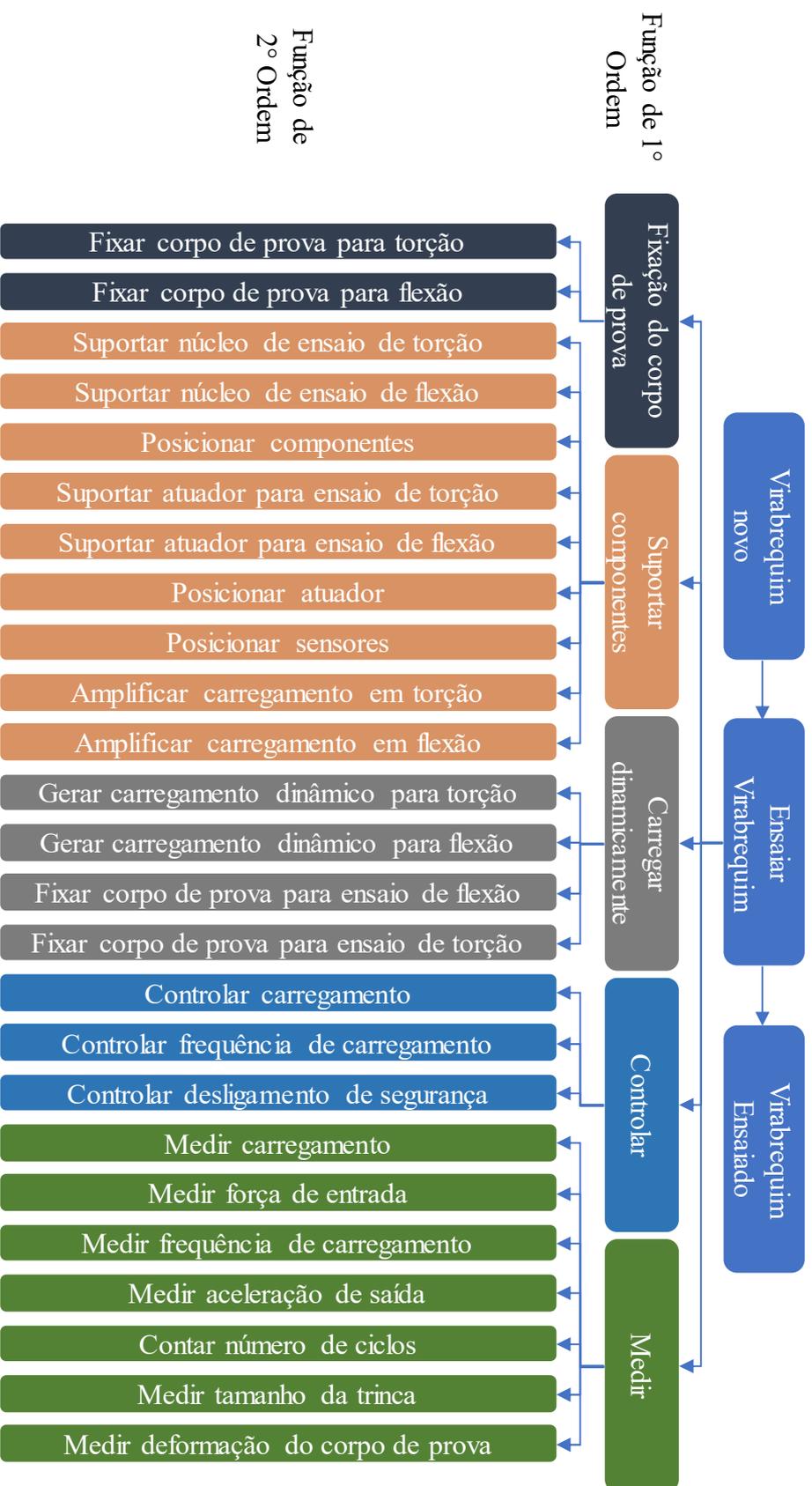


Figura 4.2 – Funções de primeira e segunda ordem.

Com as funções de primeira ordem definidas, cada função é avaliada e fracionadas em subfunções ou funções de segunda ordem. A ramificação é importante para a definição de funções mais simples que resvalam a métrica. Dessa forma, a busca de soluções se torna mais eficiente e a solução das funções de segunda ordem solucionam a função de primeira ordem correspondente.

A seguir, é realizada a determinação dos pesos de cada função, com o intuito do peso da função refletir a importância relativa dos requisitos do projeto obtida na Tabela 3.3. A sua construção consiste em listar os requisitos de projeto, e especificar para cada requisito quais funções influenciam a sua obtenção (Tabela 4.1).

Tabela 4.1 - Relação dos requisitos com funções de primeira ordem.

Importância relativa	Requisito de projeto	Função de 1º ordem responsável
10,00	Carregamento de ensaio	Carregar dinamicamente
9,32	Frequência de operação	Controlar
8,48	Sistema de controle	Controlar
8,33	Ensaio de torção e flexão	Fixação do CDP
		Carregar dinamicamente
8,03	Fixação do corpo de prova	Fixação do CDP
7,58	Ensaio ininterrupto	Controlar
7,50	Precisão da medição	Medir
6,97	Potência do atuador	Carregar dinamicamente
6,67	Quantidade de corpos de prova	Fixação do CDP
		Suportar componentes
5,30	Software intuitivo	Controlar
5,15	Estabilidade a interferências externas	Controlar
5,00	Precisão da força de ensaio	Carregar dinamicamente
		Controlar
		Medir
3,48	Componentes comerciais	Fixação do CDP
		Suportar componentes
		Carregar dinamicamente
		Controlar
		Medir
3,03	Preparação simplificada	Fixação do CDP

3,03	Geração de calor no ambiente	Carregar dinamicamente
2,12	Ensaio não destrutivo de trinca	Medir

Invertendo a Tabela 4.1 encontra-se o conjunto de requisitos que cada função de primeira ordem possui influência, como pode ser visto na Tabela 4.2.

Assim, o peso de cada função é a soma dos pesos dos requisitos de projeto correspondentes, dividido pela soma total. Por exemplo, o peso da função de fixação do corpo de prova corresponde à soma dos pesos dos requisitos de ensaio de torção e de flexão, fixação do corpo de prova, quantidade de corpos de prova, componentes comerciais e preparação simplificada, totalizando 29,54. O peso relativo da função de primeira ordem é a porcentagem do peso da função pela somatória de todos os pesos.

$$P_{\text{fixação cdp}} = \frac{8,33 + 8,03 + 6,67 + 3,48 + 3,03}{138,94} \times 100 = 29,54 \%$$

Tabela 4.2 – Definição do peso de cada função de primeira ordem de acordo com os requisitos correspondentes.

Função de 1º ordem	Requisito de projeto	Peso do Requisito de projeto	Peso da função de 1º ordem	Peso relativo da função de 1º ordem
Fixação do CDP	Ensaio de torção de flexão	8,33	29,54	21%
	Fixação do corpo de prova	8,03		
	Quantidade de corpos de prova	6,67		
	Componentes comerciais	3,48		
	Preparação simplificada	3,03		
Suportar componentes	Quantidade de corpos de prova	6,67	10,15	7%
	Componentes comerciais	3,48		
Carregar dinamicamente	Carregamento de ensaio	10,00	36,82	27%
	Ensaio de torção e flexão	8,33		
	Potência do atuador	6,97		
	Precisão da força de ensaio	5,00		
	Componentes comerciais	3,48		
	Geração de calor no ambiente	3,03		

Controlar	Frequência de operação	9,32	44,32	32%
	Sistema de controle	8,48		
	Ensaio ininterrupto	7,58		
	Software intuitivo	5,30		
	Estabilidade a interferências externas	5,15		
	Precisão da força de ensaio	5,00		
	Componentes comerciais	3,48		
Medir	Precisão da medição	7,50	18,11	13%
	Precisão da força de ensaio	5,00		
	Componentes comerciais	3,48		
	Ensaio não destrutivo de trinca	2,12		
TOTAL		138,94	138,94	100%

Transbordando o método para as funções de segunda ordem, se faz necessária a adição de uma nota para cada função de segunda ordem, de acordo com a sua responsabilidade em gerar a função de primeira ordem respectiva. A Tabela 4.3 apresenta o resultado dessa análise.

Tabela 4.3 – Determinação do peso de cada função de segunda ordem de acordo com a sua importância em gerar a função de primeira ordem.

Função de 1º ordem	Peso relativo da função de 1º ordem	Função de segunda ordem	Peso da função de 2º ordem	Peso relativo da função de 2º ordem	Peso final relativo da função de 2º ordem
Fixação do CDP	21%	Fixar CDP para torção	5	50%	11%
		Fixar CDP para flexão	5	50%	11%
Suportar componentes	7%	Suportar núcleo de torção	5	19%	1%
		Suportar núcleo de flexão	5	19%	1%
		Posicionar componentes	2	8%	1%
		Suportar atuador para torção	5	19%	1%
		Suportar atuador para flexão	5	19%	1%
		Posicionar atuador	2	8%	1%
		Posicionar sensores	2	8%	1%
Carregar dinamicamente	27%	Amplificar carregamento em torção	3	27%	7%
		Amplificar carregamento em flexão	3	27%	7%
		Gerar carregamento dinâmico	5	45%	12%

Controlar	32%	Controlar carregamento	5	42%	13%
		Controlar frequência de carregamento	3	25%	8%
		Controlar desligamento de segurança	4	33%	11%
Medir	13%	Medir torção	5	16%	2%
		Medir flexão	5	16%	2%
		Medir força de entrada	2	6%	1%
		Medir frequência de carregamento	2	6%	1%
		Medir aceleração de saída	3	10%	1%
		Contar número de ciclos	5	16%	2%
		Medir tamanho de trinca	5	16%	2%
		Medir deformação do CDP	4	13%	2%
TOTAL	100%				100%

$$p_{\text{medir torção}}^{\text{relativo}} = \frac{5}{5 + 5 + 2 + 2 + 3 + 5 + 5 + 4} \times 100 = 16\%$$

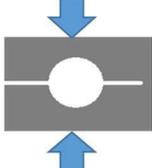
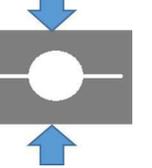
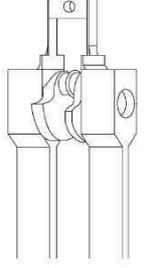
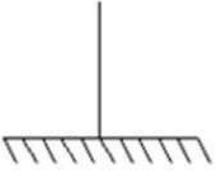
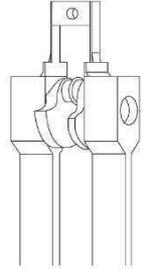
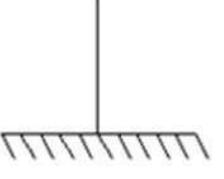
$$p_{\text{medir torção}}^{\text{final relativo}} = 13\% \times 16\% = 2\%$$

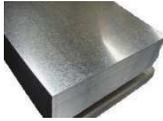
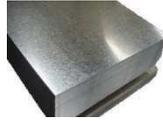
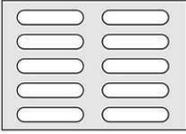
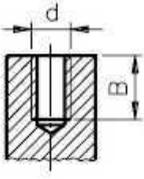
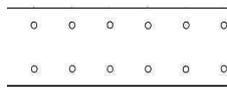
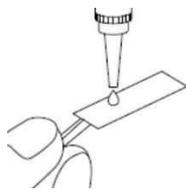
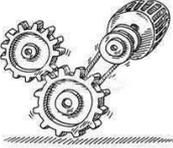
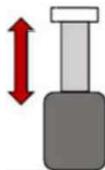
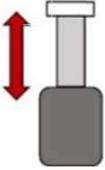
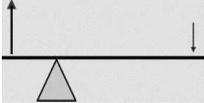
O significado do peso da função medir torção por exemplo, é que a função medir torção tem impacto de 2% no projeto total.

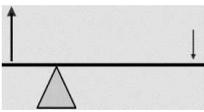
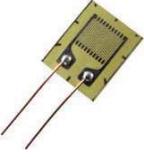
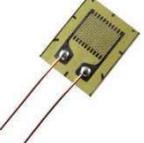
4.2 Matriz morfológica

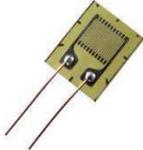
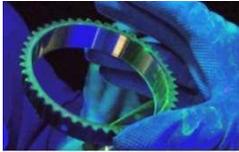
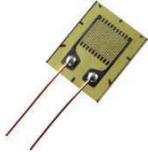
Com a definição das funções necessárias à bancada, é possível à construção da matriz morfológica. A matriz morfológica reúne possíveis soluções para cada função de maneira independente, não considerando a união entre as soluções. Isso é importante para a diversidade de soluções, possibilitando maior diversidade. A Tabela 4.4 apresenta a matriz construída.

Tabela 4.4 – Matriz morfológica com possíveis soluções. Solução A1 demarcada em azul.

Função 1º ordem	Função 2º ordem	Solução 1	Solução 2	Solução 3	Solução 4
Fixação do CDP	Fixar CDP para torção	 Placa de 3 castanhas	 Anel de fixação	 Pinça	 Pinça de compressão
	Fixar CDP para flexão	 Placa de 3 castanhas	 Anel de fixação	 Pinça	 Pinça de compressão
Suportar componentes	Suportar núcleo de torção	 Suspensão com cordas	 Suspensão com chapa metálica	 Mancal de rolamentos	 Fixar dispositivo de fixação direto à estrutura
	Suportar núcleo de flexão	 Suspensão com cordas	 Suspensão com chapa metálica	 Mancal de rolamentos	 Fixar dispositivo de fixação direto à estrutura
	Posicionar componentes	 Pórtico metálico	 Estrutura de alvenaria		

	Suportar atuador para torção	 Placa metálica	 Suspensão com cordas	 Suspensão com cabos de aço	
	Suportar atuador para flexão	 Placa metálica	 Suspensão com cordas	 Suspensão com cabos de aço	
	Posicionar atuador	 Furo de fixação com oblongo	 Ajuste do comprimento da corda ou cabo	 Mesa com rasgos T	 Mesa com furos diversos
	Posicionar sensores	 Dispositivo de fixação	 Estrutura metálica com furos de posicionamento	 Colar sensores na estrutura	
Carregar dinamicamente	Gerar carregamento dinâmico	 Motor elétrico	 Excitador eletrodinâmico	 Atuador hidráulico	 Atuador pneumático
	Amplificar carregamento em torção	 Braço de alavanca			

	Amplificar carregamento em flexão				
		Braço de alavanca			
Controlar	Controlar carregamento				
		CLP	Microprocessador	Placa de aquisição de dados	
	Controlar frequência de carregamento				
		Software de controle	Alternador de frequência		
	Controlar desligamento de segurança				
		Software de controle	Sensor de deslocamento	Pino de segurança	
Medir	Medir torção				
		Transdutor de torque	Extensômetro	Transdutor multiaxial	
	Medir momento fletor				
		Extensômetro	Transdutor multiaxial		

Medir força de entrada	 <p>Célula de carga</p>	 <p>Sensor de corrente no atuador</p>	 <p>Sensor piezoelétrico</p>	
Medir frequência de carregamento	 <p>Acelerômetro</p>	 <p>Extensômetro</p>	 <p>Transdutor</p>	
Medir aceleração de saída	 <p>Acelerômetro</p>	 <p>Sensor de deslocamento (Integrar dados)</p>		
Contar número de ciclos	 <p>Contador de ciclos</p>	 <p>Software de controle</p>		
Medir tamanho de trinca	 <p>Líquido penetrante</p>	 <p>Equipamento de ultrassom</p>	 <p>Medir rigidez (indireta)</p>	
Medir deformação do CDP	 <p>Extensômetro</p>			

4.3 Geração e avaliação das soluções alternativas

A partir das soluções individuais de cada função, é realizado o agrupamento em alternativas. De forma geral, são possíveis milhares de combinações não sendo possível avaliar todas de maneira viável. Portanto, são definidas 4 melhores alternativas, buscando soluções comuns entre funções diferentes e levando em consideração o impacto de uma solução a outra. A Tabela 4.5 apresenta o conjunto de soluções encontradas, selecionadas em alternativa A1, alternativa A2, alternativa A3 e Alternativa A4.

Tabela 4.5 – Matriz dos conjuntos de soluções possíveis à serem avaliados.

Função 1º ordem	Função 2º ordem	A1	A2	A3	A4
Fixação do CDP	Fixar CDP para torção	Pinça	Pinça	Pinça	Placa de 3 castanhas
	Fixar CDP para flexão	Pinça de compressão	Pinça de compressão	Pinça de compressão	Pinça de compressão
Suportar componentes	Suportar núcleo de torção	Mancal de rolamentos	Suspensão com cordas	Fixar dispositivo de fixação do CDP direto na estrutura	Mancal de rolamentos
	Suportar núcleo de flexão	Suspensão com cordas	Suspensão com cordas	Fixar dispositivo de fixação do CDP direto na estrutura	Suspensão com chapa metálica
	Posicionar componentes	Pórtico metálico	Pórtico metálico	Pórtico metálico	Pórtico metálico
	Suportar atuador para torção	Placa metálica	Placa metálica	Placa metálica	Fixo ao chão de alvenaria
	Suportar atuador para flexão	Placa metálica	Placa metálica	Placa metálica	Fixo ao chão de alvenaria
	Posicionar atuador	Furo de fixação com oblongo	Mesa com rasgos T	Mesa com furos diversos	Furo de fixação com oblongo
	Posicionar sensores	Colar sensores na estrutura	Colar sensores na estrutura	Colar sensores na estrutura	Colar sensores na estrutura

Carregar dinamicamente	Gerar carregamento dinâmico	Excitador eletrodinâmico	Motor elétrico	Atuador hidráulico	Motor elétrico
	Amplificar carregamento em torção	Braço de alavanca	Braço de alavanca	Braço de alavanca	Braço de alavanca
	Amplificar carregamento em flexão	Braço de alavanca	Braço de alavanca	Braço de alavanca	Braço de alavanca
Controlar	Controlar carregamento	Placa de aquisição de dados	Placa de aquisição de dados	Placa de aquisição de dados	Placa de aquisição de dados
	Controlar frequência de carregamento	Software de controle	Software de controle	Software de controle	Software de controle
	Controlar desligamento de segurança	Software de controle	Software de controle	Software de controle	Software de controle
Medir	Medir torção	Transdutor de torque	Transdutor de torque	Extensômetro	Transdutor multiaxial
	Medir momento fletor	Extensômetro	Transdutor multiaxial	Extensômetro	Transdutor multiaxial
	Medir força de entrada	Célula de carga	Sensor piezoelétrico	Célula de carga	Sensor de corrente no atuador
	Medir frequência de carregamento	Acelerômetro	Acelerômetro	Extensômetro	Extensômetro
	Medir aceleração de saída	Acelerômetro	Acelerômetro	Sensor de deslocamento (Integrar dados)	Acelerômetro
	Contar número de ciclos	Software de controle	Software de controle	Contador de ciclos	Software de controle
	Medir tamanho de trinca	Medir rigidez (indireta)	Equipamento de ultrassom	Medir rigidez (indireta)	Líquido penetrante
	Medir deformação do CDP	Extensômetro	Extensômetro	Extensômetro	Extensômetro

Com as melhores alternativas definidas, é realizada uma avaliação de cada alternativa para definição da que melhor atende o projeto. A avaliação foi realizada dando uma nota de 1 a 5 e utilizando os pesos relativos da função de 2º ordem, o impacto de uma solução a outra de mesma alternativa e os requisitos do projeto. A Tabela 4.6 apresenta as notas encontradas na avaliação das alternativas.

Tabela 4.6 – Matriz de avaliação das alternativas em relação à capacidade de cada solução em realizar a função de segundo ordem.

Função de primeira ordem	Função de segunda ordem	Peso final relativo final da função de 2º ordem	A1	A2	A3	A4
Fixação do CDP	Fixar CDP para torção	11%	4	4	4	2
	Fixar CDP para flexão	11%	3	3	3	3
Suportar componentes	Suportar núcleo de torção	1%	4	2	3	4
	Suportar núcleo de flexão	1%	3	3	2	1
	Posicionar componentes	1%	4	3	2	4
	Suportar atuador para torção	1%	4	4	4	3
	Suportar atuador para flexão	1%	4	4	4	3
	Posicionar atuador	1%	4	4	3	4
	Posicionar sensores	1%	3	2	2	4
Carregar dinamicamente	Amplificar carregamento em torção	7%	3	2	4	3
	Amplificar carregamento em flexão	7%	2	2	4	2
	Gerar carregamento dinâmico	12%	5	3	2	3
Controlar	Controlar carregamento	13%	4	2	4	4
	Controlar frequência de carregamento	8%	4	4	4	4
	Controlar desligamento de segurança	11%	4	4	4	4
Medir	Medir torção	2%	4	2	2	4
	Medir flexão	2%	3	2	3	2
	Medir força de entrada	1%	2	3	2	1
	Medir frequência de carregamento	1%	3	3	2	2
	Medir aceleração de saída	1%	4	4	2	4
	Contar número de ciclos	2%	5	5	3	5
	Medir tamanho de trinca	2%	4	3	4	2
	Medir deformação do CDP	2%	3	3	3	3
TOTAL		100%	3,67	3	3,36	3,11

A seguir, são descritos os critérios utilizados de acordo com a função avaliada:

- Função fixar CDP para torção

A função de fixação do corpo de prova à torção é responsável por transportar o torque de ensaio para o virabrequim a ser ensaiado. Para tanto, a solução deve ser capaz de suportar os

esforços de ensaio, não gerar influência na tensão aplicada e possibilitar fácil montagem. Apesar da placa de três castanhas (A4) possibilitar fácil montagem e desmontagem do corpo de prova, essa solução é limitada pelo limite de torque. Durante a pesquisa de alguns fabricantes, placas capazes de fixar um virabrequim relativamente grande, de 50 mm de diâmetro de mancal principal, suporta entre 200 e 300 N.m. Na literatura encontram-se valores de torque em torno 5000 N.m para a determinação de resistência à fadiga.

A pinça idealizada na avaliação (A1, A2 e A3) é uma pinça semelhante às utilizadas para fixação de ferramentas rotativas em centros de usinagem. Acredita-se que é uma solução viável devido à simplicidade, possibilidade de vários dentes, alta rigidez torcional e a utilização de um mecanismo de cunha para amplificar a força de compressão nos dentes.

- Fixar CDP para flexão

A função de fixação do corpo de prova à flexão é responsável por transmitir o momento fletor de ensaio para o virabrequim a ser ensaiado. Para tanto, a solução deve ser capaz de suportar os esforços de ensaio, não gerar influência na tensão aplicada e possibilitar fácil montagem. A solução de pinça de compressão (A1, A2, A3 e A4) é amplamente utilizada em equipamento semelhantes encontrados na literatura, o que indica capacidade da solução em suportar os esforços de ensaio (CHIEN et al., 2005; SPITERI; HO; LEE, 2007). Devido ao momento fletor de ensaio possuir ordem de grandeza inferior ao de torção, suportar os esforços de ensaio de flexão é um requisito menos crítico comparado ao ensaio de torção.

- Suportar núcleo de torção

A função é responsável por dar suporte ao núcleo de ensaio de torção, possibilitando a transmissão dos esforços sem interferência e estabilidade do ensaio. Dentre as soluções encontradas, o mancal de rolamento (A1 e A4) apresenta maior nota devido a sua capacidade de transmitir os esforços de torção, restringir outros graus de liberdade gerando estabilidade e possibilitando maior garantia de alinhamento na montagem. A fixação direta na estrutura (A3) é essencial quando a atuação for hidráulica, e obteve nota inferior devido à transmissão dos esforços para a estrutura, inevitável para essa solução. A suspensão por cordas (A2) possui vantagens, pois não influencia os esforços de ensaio, porém dificulta a montagem e alinhamento do ensaio.

- Suportar núcleo de flexão

A função é responsável por dar suporte ao núcleo de ensaio de flexão, possibilitar a transmissão dos esforços sem interferência e estabilidade do ensaio. A suspensão com cordas (A1 e A2) obteve a maior nota devido à não interferência dos esforços de ensaio, já que para o ensaio de flexão a utilização de um mancal com rolamentos não se aplica. A suspensão com chapa metálica (A4) obteve nota inferior devido a menor flexibilidade em relação à suspensão por cordas, apresentando propensão à fadiga e maior influência aos esforços de ensaio.

- Posicionar componentes

A função de posicionamento de componentes corresponde à estrutura, e tem a responsabilidade de permitir a configuração do sistema de acordo com o ensaio, flexão ou torção. O pórtico metálico (A1, A2, A3 e A4) é a solução de maior nota devido ao isolamento dos núcleos de ensaio do ambiente, porém a sua nota obteve variação de acordo com os impactos em outras soluções. Em conjunto ao suporte com rolamentos obteve as melhores notas, devido à estrutura metálica propiciar fácil montagem dos rolamentos, alinhamento e suporte aos esforços estáticos. A solução em conjunto à suspensão por cordas obteve uma nota inferior devido à estrutura impactar no posicionamento do núcleo através das cordas, permitindo variações na montagem. Em conjunto com a solução fixar dispositivo direto à estrutura, o pórtico metálico obteve a menor nota, devido à transferência de esforços à estrutura nessa alternativa.

- Suportar atuador para torção, suportar atuador para flexão e posicionar atuador

A solução de placa metálica (A1, A2 e A3) possibilita a união de funções em um mesmo componente. O suporte do atuador e o seu posicionamento impactam na precisão de posicionamento, facilidade na montagem e flexibilidade de configuração dos componentes. Assim, a liberdade do dimensionamento de uma placa para suporte e posicionamento do atuador, para o ensaio de flexão e torção obteve a melhor nota. A placa metálica gerou impacto na solução de posicionamento em uma mesa com furos e fixo ao chão de alvenaria. O primeiro limita o posicionamento ao espaçamento entre os furos e o segundo não isola o atuador de influências provindas do ambiente.

- Posicionar sensores

O posicionamento de sensores na estrutura tem a função de possibilitar o sensoriamento do ensaio de forma flexível, impactando na precisão dos resultados e propiciando a utilização de um mesmo sensor nos ensaios de flexão e torção. Para tanto a solução de colagem (A1) dos sensores proporciona maior versatilidade.

- Gerar carregamento dinâmico

A função de gerar carregamento dinâmico é responsável por gerar os esforços de ensaio tanto em flexão quanto no ensaio de torção. O Excitador eletrodinâmico (A1) recebeu a melhor nota devido à possibilidade de altas frequências de ensaio, e fácil alteração e controle de parâmetros de solicitação. O motor elétrico (A3 e A4) possui a desvantagem de controle do carregamento de ensaio e fácil alteração dos parâmetros de ensaio. Esse impacto é devido à fonte de força desse modelo, que é a força centrífuga e tem influência direta da frequência de rotação. A solução do atuador hidráulico (A3) obteve a pior nota devido à baixa frequência de ensaio.

- Amplificar carregamento de torção

A função amplificar carregamentos de torção tem a função de elevar os esforços gerados pelo atuador através de um braço de alavanca. Apesar de ser o mesmo componente, apresenta diferentes notas de acordo com o impacto em outras soluções em cada alternativa. A alternativa A2 obteve a menor nota devido à suspensão do núcleo de torção com cordas, o que impacta negativamente no seu posicionamento. A alternativa A1 e A4 obtiveram uma nota mediana pois, a massa dos braços reduz a frequência de operação dos equipamentos que utilizam da ressonância. A alternativa A3 apresenta melhor nota devido à fixação do corpo de prova direto na estrutura, possibilitando uma fácil montagem para o braço de amplificação.

- Amplificar carregamento de flexão

A função amplificar carregamentos de flexão tem a função de elevar os esforços gerados pelo atuador através de um braço de alavanca. A alternativa A3 apresenta a melhor nota devido à fixação do corpo de prova direto à estrutura, favorecendo a montagem e posicionamento do núcleo de ensaio com os braços de amplificação. As alternativas A1, A2 e A3 apresentam notas baixas devido a suspensão do núcleo de ensaio à flexão em cordas, dificultando a montagem e posicionamento.

- Controlar carregamento

A função controlar carregamento tem a responsabilidade de controlar o carregamento de ensaio, utilizando sensores para realimentação do sistema de controle e garantir baixo desvio da carga aplicada. Para tanto, a solução é a utilização de uma placa de aquisição de dados, devido à versatilidade de programação. A função gerar carregamento dinâmico impacta diretamente no resultado. A alternativa A2 possui a menor nota devido à dificuldade em alterar a força de ensaio independentemente da frequência de ensaio.

- Controlar frequência de carregamento

A função controlar frequência de carregamento impacta no desvio dos resultados e tempo de ensaio. Para tanto, o software de controle deve ser encarregado desse controle para todas alternativas. A alternativa A2 e A4 possuem menor nota devido ao sistema de atuação com motor elétrico, que dificulta a alteração de frequência de ensaio independente da força de ensaio.

- Medir torque

A medição do torque de ensaio impacta na precisão das medições e, consequentemente, na precisão do carregamento de ensaio devido ao sistema de controle. Para tanto, a solução da alternativa A3 obteve a nota mais baixa devido às interferências e imprecisões de instrumentação do extensômetro. A alternativa A4 obteve a nota intermediária devido ao custo elevado do transdutor multiaxial. As alternativas A1 e A2 possuem a solução de transdutor de torque, porém, a alternativa A2 possui uma nota mais baixa devido à dificuldade de garantir o alinhamento com o núcleo de torção suspenso em cordas.

- Medir momento fletor

A medição do momento fletor de ensaio impacta na precisão das medições e, consequentemente, na precisão do carregamento de ensaio devido ao sistema de controle. A alternativa A2 e A4 possuem as menores notas devido ao elevado custo do transdutor multiaxial, e a suspensão por cordas ou por chapa metálica não garante o alinhamento do transdutor. A alternativa A1 e A3 apresentam a nota 2 devido às interferências e imprecisões de instrumentação do extensômetro.

- Medir força de entrada

A medição de força de entrada impacta no controle de carregamento de ensaio. Devido à imprecisão na determinação da força através da corrente do atuador, a alternativa A4 possui a menor nota. As alternativas A1, A2 e A3 possuem a mesma nota 3 devido a maior precisão do sensor em comparação com a alternativa A4.

- Medir frequência de carregamento

A medição da frequência de carregamento impacta no controle da frequência e contagem dos ciclos. O acelerômetro obteve nota melhor devido à menor influência de interferências.

- Medir aceleração de saída

A medição de aceleração impacta no desvio dos resultados, já que de acordo com a literatura, o acelerômetro é utilizado para fechar a malha de controle. Apesar de ser possível utilizar outros sensores para se obter a aceleração, a integração dos dados pode atrapalhar o sistema de controle.

- Contar número de ciclos

A função contar número de ciclos tem impacto no desvio dos resultados de ciclos do ensaio. A solução A3 recebeu a menor nota devido à imprecisão de um dispositivo mecânico sem conexão com o sistema de controle. As alternativas A1, A2 e A3 apresentaram nota 5 pela utilização do próprio software de controle e sensores.

- Medir tamanho da trinca

A função de medir tamanho da trinca impacta na identificação da finalização do ensaio, desligamento de segurança e ensaio intermitente. A utilização de líquido penetrante impacta em uma baixa nota para a alternativa A4, devido à necessidade de parada para a medição. A alternativa A2 possui a necessidade de parada do ensaio para medição, porém, a medição é mais rápida. A solução das alternativas A1 e A3 possui a maior nota devido à capacidade de medição durante o ensaio, através da avaliação da rigidez do corpo de prova.

- Medir deformação do CDP

A função de medir deformação do corpo de prova impacta na precisão de carregamento do ensaio e na garantia de aplicação de carga.

As alternativas A1, A2 e A3 apresentaram nota 3 devido às interferências e imprecisões de instrumentação do extensômetro.

4.4 Definição conceitual da bancada

A análise das alternativas de solução obteve como resultado a alternativa A1 com melhor nota, definindo o projeto conceitual. Consiste, portanto, em um equipamento capaz de realizar ensaios de torção e flexão de maneira independente, utiliza do fenômeno da ressonância e é atuado por um excitador eletrodinâmico.

O núcleo de ensaio à flexão será suspenso por cordas e o núcleo de ensaio de torção fixo com mancais de rolamentos (Figura 4.4). O posicionamento do atuador é possível devido às furações na estrutura possibilitando vários ajustes. Os mesmos furos possibilitam a alteração de altura da travessa e consequentemente dos núcleos de ensaio (Figura 4.3).

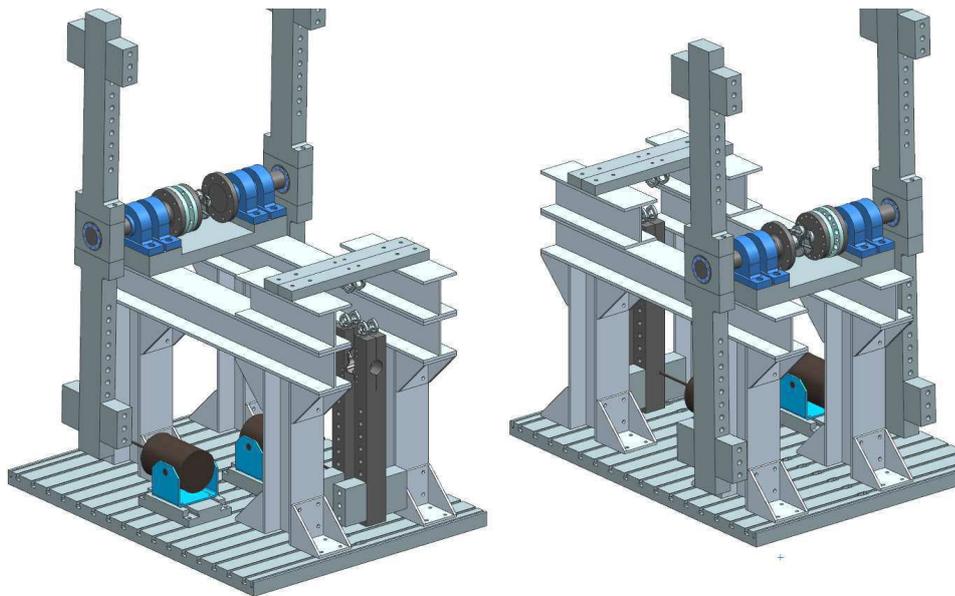


Figura 4.3 – Conceito estabelecido da bancada de ensaio de fadiga.

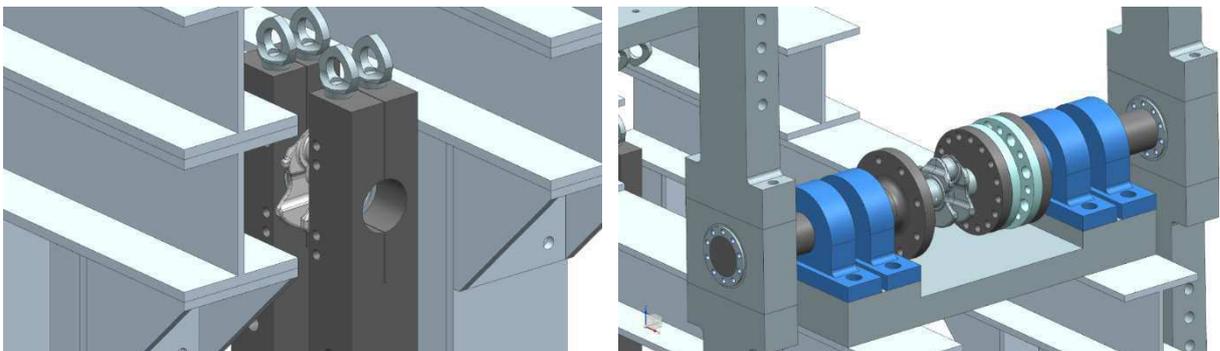


Figura 4.4 – Núcleo de ensaio à flexão e núcleo de ensaio à torção.

5 Projeto Detalhado da Bancada de Ensaios

Neste capítulo é desenvolvido o projeto detalhado da bancada, com detalhes do dimensionamento de cada sistema, componente e seleção de componentes. Para alcançar esse objetivo foi definida uma estrutura hierárquica de dependências do dimensionamento. Dessa forma é possível de início definir as informações necessárias para realizar cada etapa. A Figura 5.1 apresenta a subdivisão das etapas de dimensionamento.

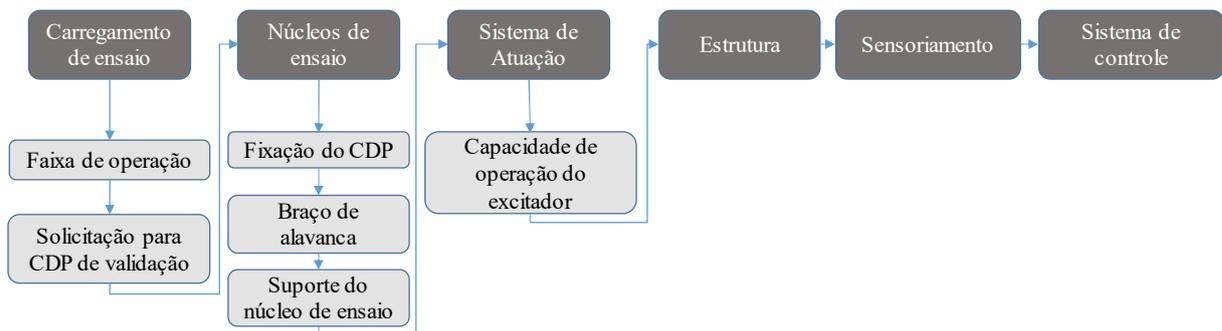


Figura 5.1 – Subdivisão das etapas e hierarquização do projeto detalhado.

O fluxo de desenvolvimento é retroalimentado, existindo recálculos durante o desenvolvimento. Para fins didáticos será apresentado o estado final de dimensionamento e seleção dos componentes.

5.1 Faixa de carregamento de ensaio

O carregamento de ensaio é definido a partir da resistência à fadiga do virabrequim. De acordo com Huertas, valores em torno de 1600 N.m foram necessários para ensaiar um virabrequim de um fabricante local (HUERTAS et al., 2017). Os resultados de ensaio de flexão realizados por Çevik e Gürbüz, foram entre 1900 N.m e 1600 N.m respectivamente para fadiga de baixo ciclo e alto ciclo (ÇEVIK; GÜRBÜZ, 2013). O virabrequim de teste utilizado por Sun, Yu e Chen, requisitaram 3282 N.m e 4290 N.m de momento fletor (SUN; YU; CHEN, 2016).

Para a validação do equipamento, foi disponibilizado um virabrequim de motor 1.0 litros ciclo Otto 4 T. O material do virabrequim consiste em ferro fundido nodular, e as propriedades mecânicas do material do corpo de prova são essenciais para estimar a sua resistência à fadiga. Foi realizado ensaio de tração e compressão do material, e o resultado comparado com as propriedades do material fornecido pela montadora. A Figura 5.2 contém o gráfico com os resultados do ensaio de tração e compressão sobrepostos.

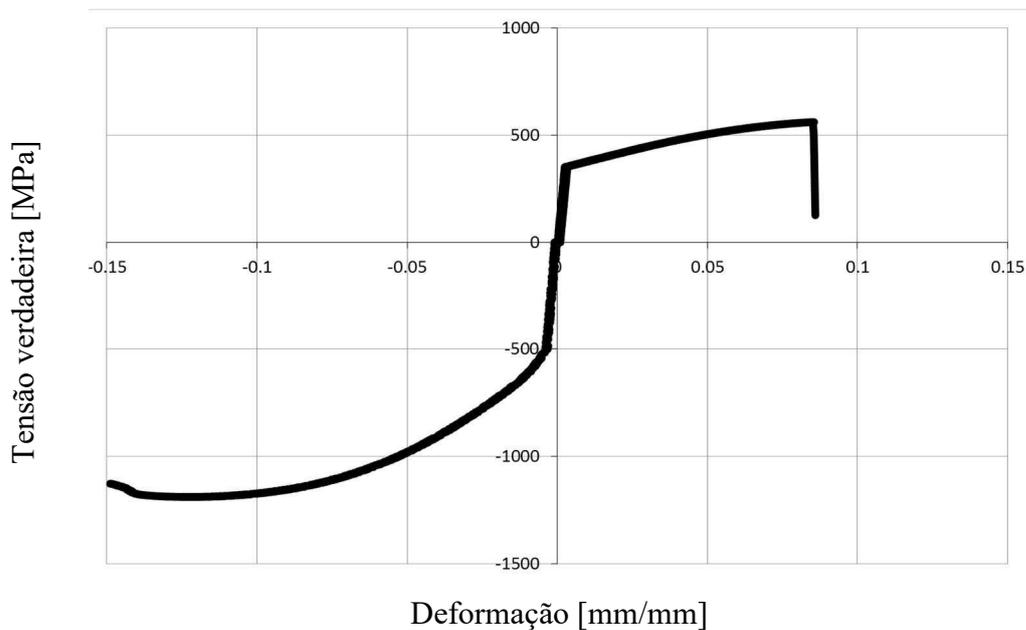


Figura 5.2 – Curva tensão versus deformação, de tração de compressão do material do corpo de prova.

A Tabela 5.1 compila os resultados extraídos do ensaio de tração e compressão do material do virabrequim de validação.

Tabela 5.1 - Propriedades mecânicas determinadas pelo ensaio de tração-compressão.

Propriedade	Ensaio de tração	Ensaio de compressão
Alongamento	8%	12%
Modulo de Young [GPa]	133	
Tensão de Escoamento [MPa]	352	517
Tensão de Ruptura [MPa]	560	1189

Com a entrada das propriedades do material e a geometria do corpo de prova, foi realizada a simulação computacional com os esforços de ensaio utilizando o software Ansys Workbench 18.0. Com o resultado da simulação, é estimado o valor de carregamento necessário para o ensaio do virabrequim de validação. Foram realizadas simulações estáticas do corpo de prova à torção e flexão. Na Figura 5.3 pode-se observar as condições de contorno da simulação, onde os mancais em amarelo (C) permitem apenas rotação e a face azul (B) restringe todos os graus de liberdade. O torque é aplicado na face vermelha (A), sentido do eixo Z.

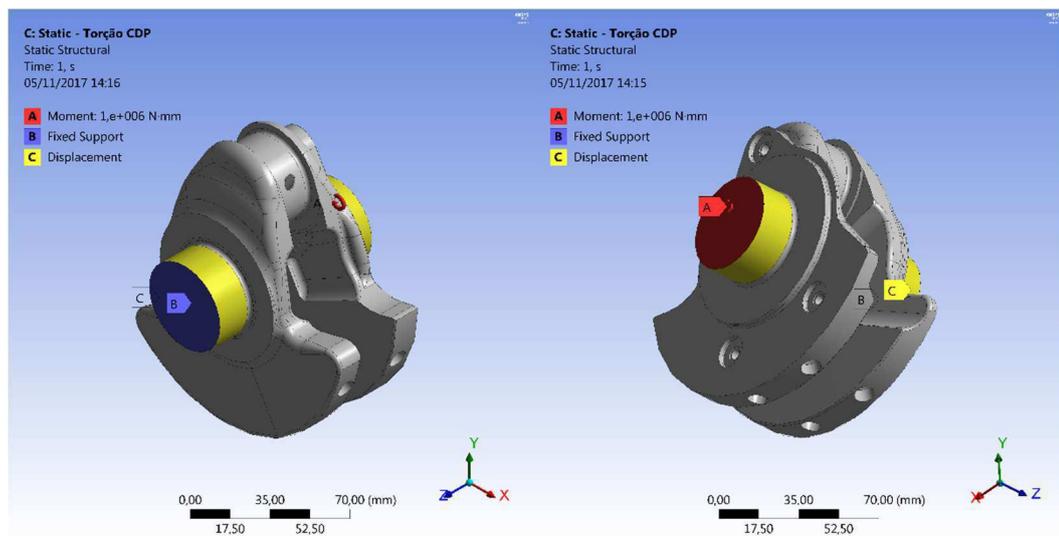


Figura 5.3 – Condições de contorno para a simulação estática à torção.

A Figura 5.4 apresenta o resultado do mapa de cores da simulação à torção com 1000 N.m, obtendo uma tensão equivalente de Von Mises máxima de 367,09 MPa. De acordo com as propriedades do material apresentados na Tabela 5.1, o valor da simulação ultrapassa a tensão de escoamento de 352 MPa.

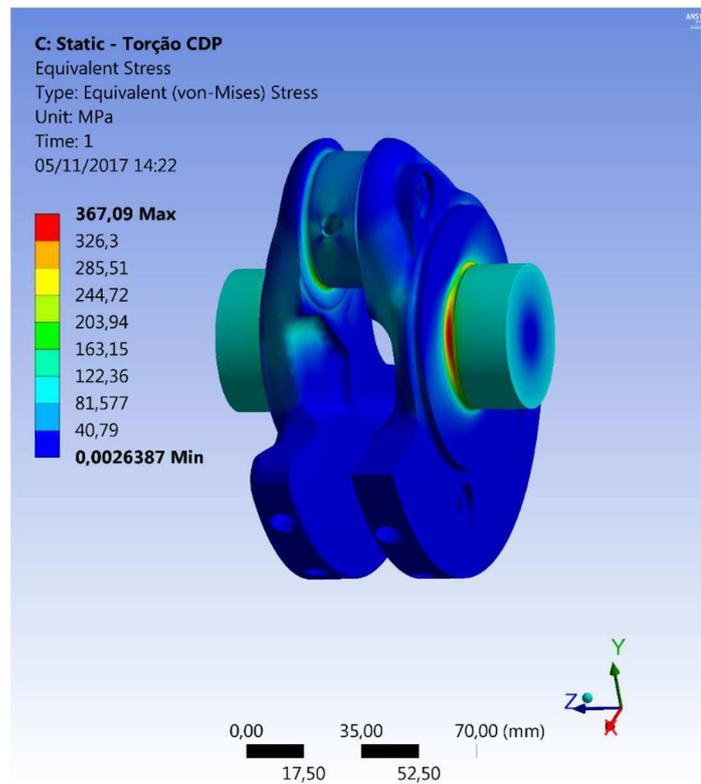


Figura 5.4 - Resultado da simulação de torção do corpo de prova. Convergência de malha com variação de 1%.

Na Figura 5.5 pode-se observar as condições de contorno do corpo de prova na simulação à flexão. Foi restringido na face amarela (A) todos os graus de liberdade. O momento de 350 N.m foi aplicado na face vermelha (B), no sentido do eixo Z.

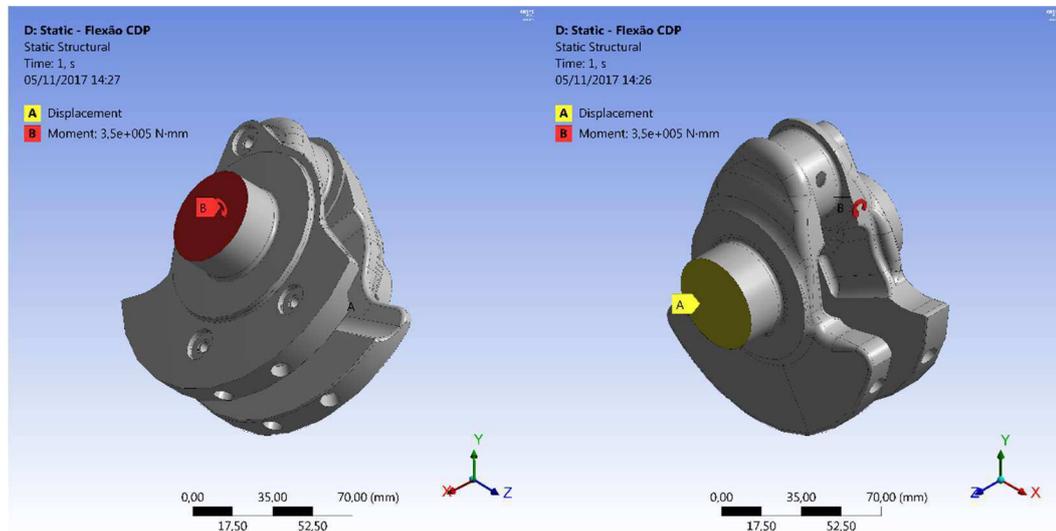


Figura 5.5 – Modelamento para simulação estática à flexão do corpo de prova.

A simulação apresentou o resultado de 464,07 MPa de tensão equivalente de Von Mises no ponto máximo para aplicação de 350 N.m. De acordo com as propriedades do material da Tabela 5.1, o resultado da simulação ultrapassa a tensão de escoamento de 352 MPa.

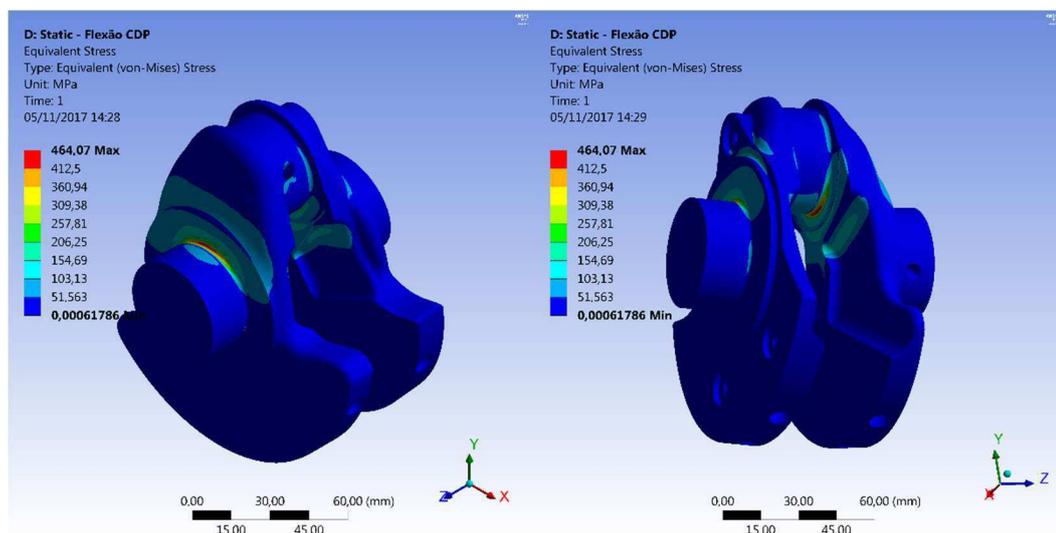


Figura 5.6 - Resultado da simulação à flexão do corpo de prova.

Portanto, o equipamento deve gerar até 5000 N.m de torque no ensaio de torção e 1600 N.m de momento fletor para o ensaio de flexão, como foi encontrado na literatura. Devido às limitações do corpo de prova de validação, os componentes de fixação do corpo de prova podem ser dimensionados especificamente para o corpo de prova de validação.

5.2 Dimensionamento do núcleo de ensaio

Com a janela de operação de carregamento necessária ao equipamento é possível dimensionar o núcleo de ensaio, que consiste basicamente dos eixos e braços de inércia. São componentes críticos devido ao alto esforço durante o ensaio, e devem resistir à vários ensaios de fadiga. Portanto os componentes devem ser dimensionados à vida infinita.

Estruturando o dimensionamento, será iniciado pelo dispositivo de fixação do corpo de prova, seguindo para os braços de inércia e alavanca, finalizando com o suporte do núcleo à estrutura.

5.2.1 Núcleo de Torção

5.2.1.1 Dispositivo de fixação do corpo de prova

O dispositivo de fixação do corpo de prova à torção não é detalhado na literatura. O desafio se encontra em transmitir os esforços de torção para o corpo de prova, não promover influência nos resultados e possibilitar fácil montagem e desmontagem. O tipo de fixação definido pelo projeto conceitual é a utilização de uma pinça semelhante às utilizadas para fixação de ferramentas rotativas em fresadoras.

Para alcançar esse objetivo, foram realizadas reuniões com uma empresa parceira, especialista em fabricação de pinças de fixação. Pelas discussões, foi definido um modelo de pinça capaz de realizar a função de fixação. A Figura 5.7 apresenta a proposta inicial da pinça, que consiste da pinça, suporte e uma flange para aperto.

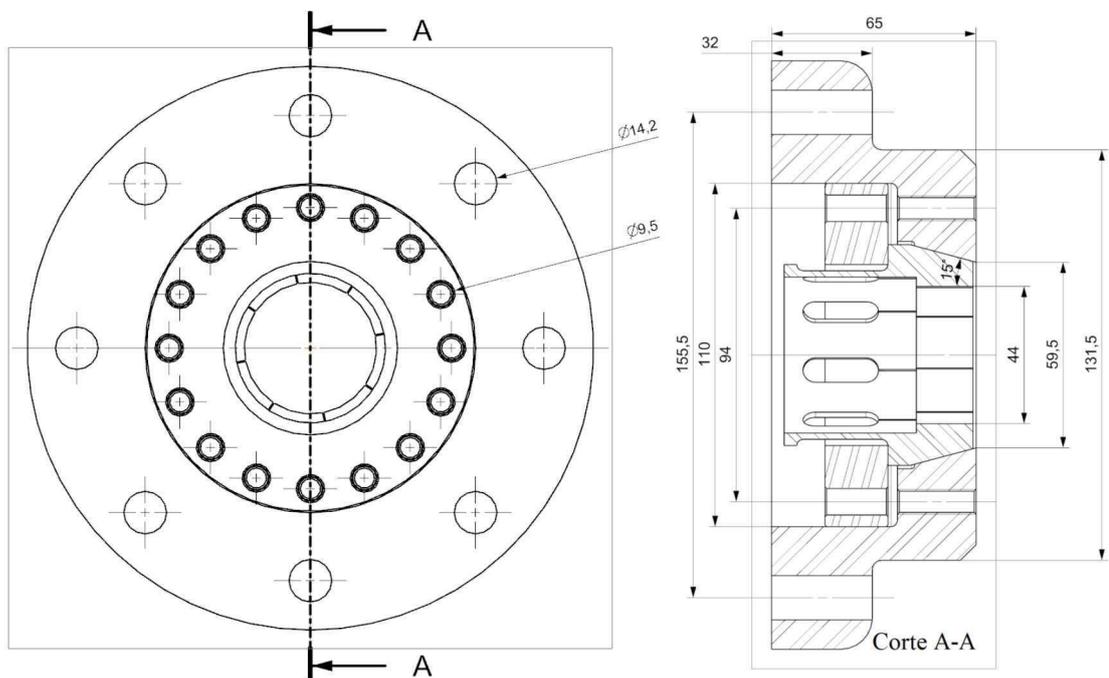


Figura 5.7 - Pinça personalizada do núcleo de torção.

O funcionamento consiste em gerar uma força de compressão no mancal principal do corpo de prova e o atrito suportar o torque de ensaio. A força proveniente do aperto de 16 parafusos M8 foi responsável pela compressão. Para amplificar as forças de compressão, há um contato cônico entre a pinça e o suporte de 15°, valor recomendado pelos especialistas da empresa parceira. A Figura 5.8 apresenta como ocorre a transferência de forças para compressão em azul, e a transmissão do torque de ensaio em verde.

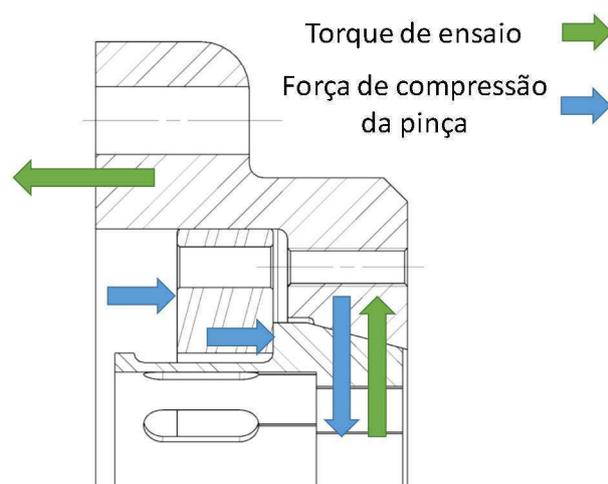


Figura 5.8 – Forças provenientes dos parafusos e amplificação pelo contato cônico.

Devido ao desafio em transmitir 1000 N.m, torque encontrado pela simulação do corpo de prova para levar ao escoamento do mesmo, pela superfície de um cilindro de 48 mm de

diâmetro e 20 mm de comprimento, não foi realizado o dimensionamento de uma fixação para os 5000 N.m.

5.2.1.2 Eixos do núcleo de torção

Em conexão com a pinça personalizada, encontra-se o eixo do núcleo de torção. O torque é transferido para um eixo flangeado, onde possibilita posteriormente o posicionamento de rolamentos. Como é um componente principal, não deve ser alterado entre ensaios e deve suportar a carga total definida no item 5.1. Na Figura 5.9 pode-se observar as condições de contorno para a simulação dos eixos. São restringidos os graus de liberdade da face azul (B) e o torque de 5000 N.m é aplicado na face vermelha (A) no sentido do eixo x.

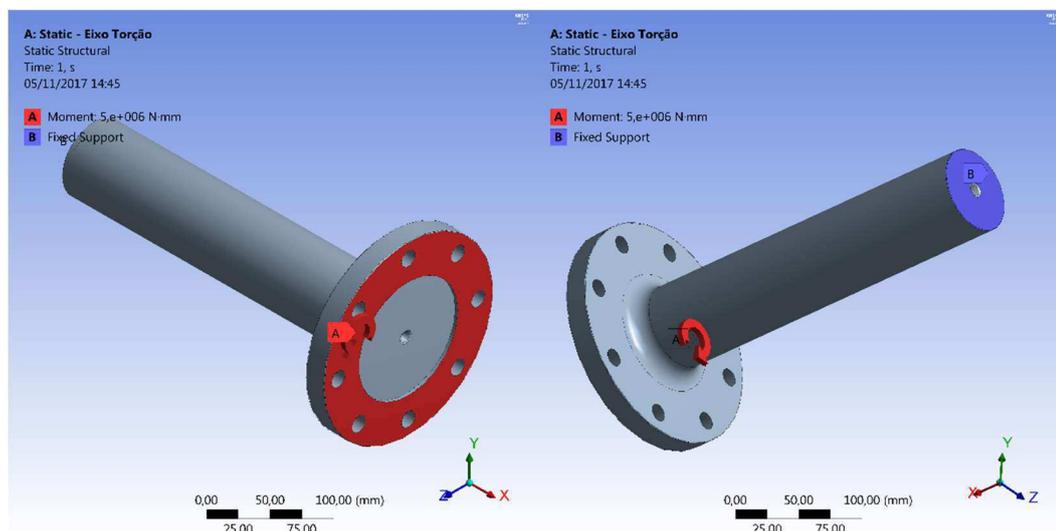


Figura 5.9 – Torque de 5 kN.m aplicado à flange do eixo do núcleo de ensaio à torção.

A Figura 5.10 apresenta os resultados de tensão equivalente de Von Mises para a simulação do eixo do núcleo de ensaio à torção. Obtendo um resultado de 322,35 MPa de tensão equivalente de Von Mises no ponto máximo, com convergência de malha de 1%.

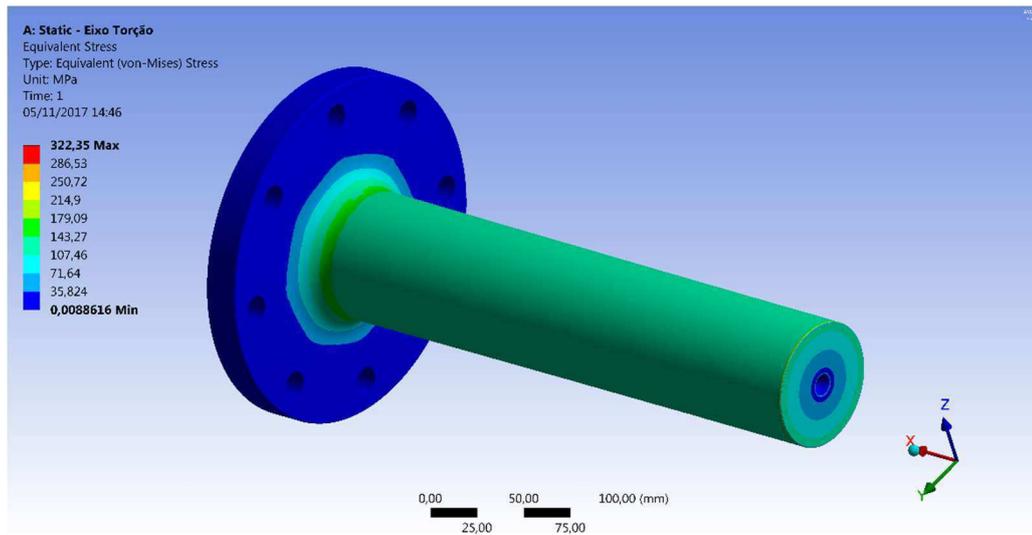


Figura 5.10 – Tensão equivalente de Von Mises devido ao carregamento torcional.

5.2.1.3 Braços de inércia do núcleo de torção

O braço de inércia do núcleo de torção é um componente fixo, que não será alterado para diferentes tipos de virabrequins. Portanto, será dimensionado para a carga máxima à torção da bancada. Na Figura 5.11 pode-se compreender as condições de contorno da simulação dos braços de inércia. Foram restringidos todos os graus de liberdade das superfícies em azul (A), e na face vermelha (B) foi aplicada uma força equivalente à 5000 N.m de torque.

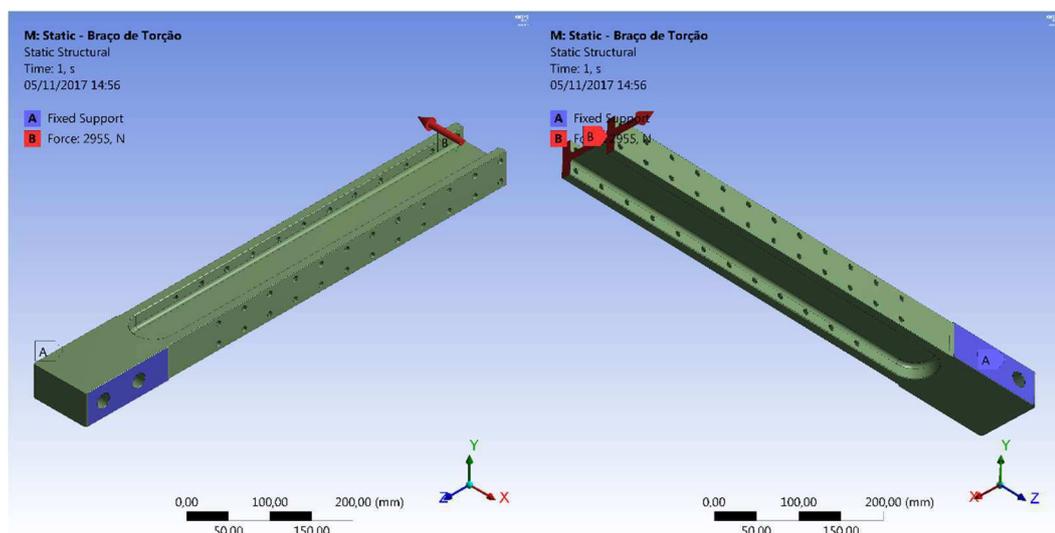


Figura 5.11 – Força aplicada na extremidade do braço de torção correspondente ao momento de 5 kN.m.

O resultado da simulação apresenta máxima tensão equivalente de Von Mises de 187,89 MPa, como pode ser visto na Figura 5.12, com convergência de malha em 1 %.

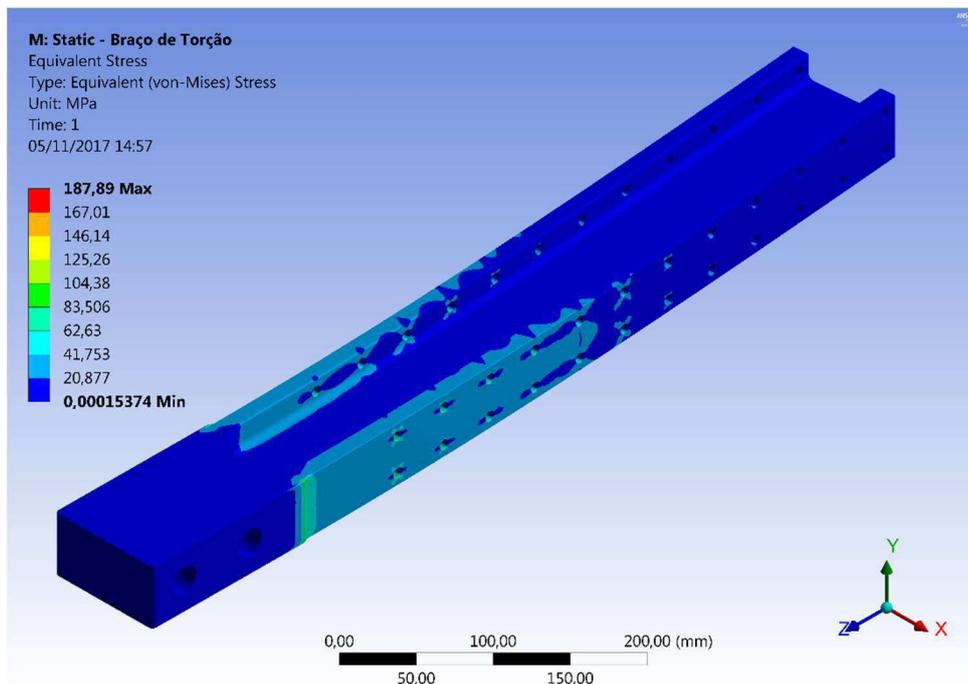


Figura 5.12 – Tensão equivalente de Von Mises correspondente ao carregamento de 5 kN.m.

5.2.2 Núcleo de flexão

O núcleo de ensaio à flexão consiste basicamente dos braços de inércia à flexão, onde em uma extremidade é usinado o dispositivo de fixação do corpo de prova. Como pode ser visto na Figura 5.13, a F_{aperto} dos parafusos garante a compressão de forma transversal à solicitação do ensaio.

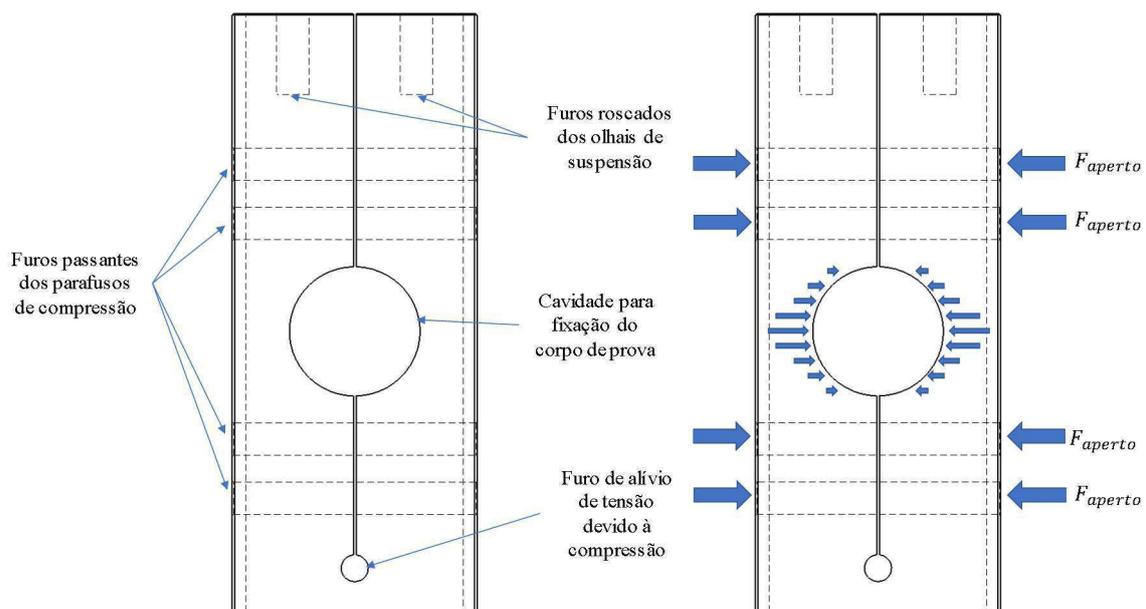


Figura 5.13 - Detalhes da pinça de compressão do núcleo de ensaio de flexão.

Devido à dependência do braço de inércia à flexão ao corpo de prova, o componente é dimensionado para cada tipo de corpo de prova.

A simulação dos esforços foi realizada restringindo todos graus de liberdade na face azul (A) Figura 5.14, e na face (B) é aplicada uma força corresponde a um momento fletor de 350 N.m.

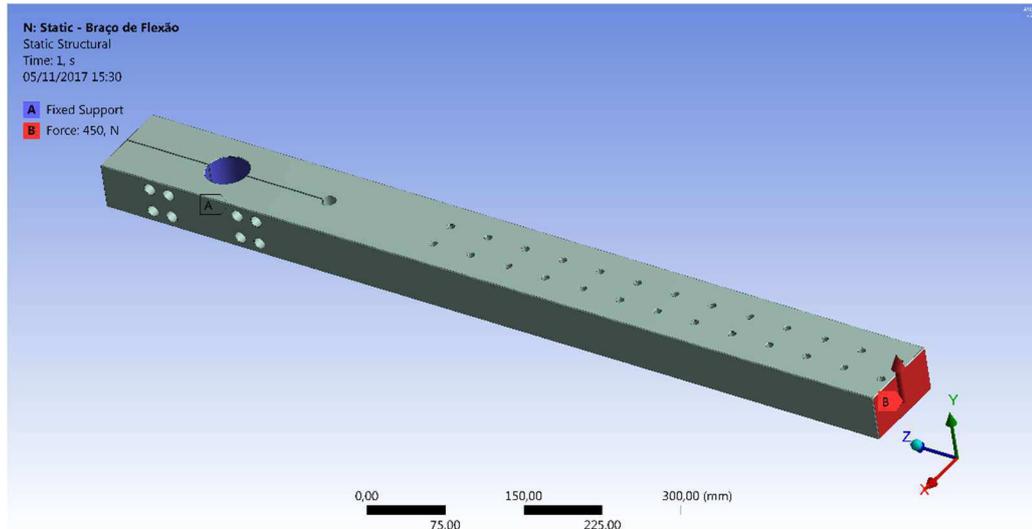


Figura 5.14 – Carga aplicada à base do braço correspondente ao momento fletor de 350 N.m.

O resultado pode ser visto na Figura 5.15, com um valor de tensão equivalente de Von Mises máxima de 37,82 MPa, com 1% de variação na convergência de malha.

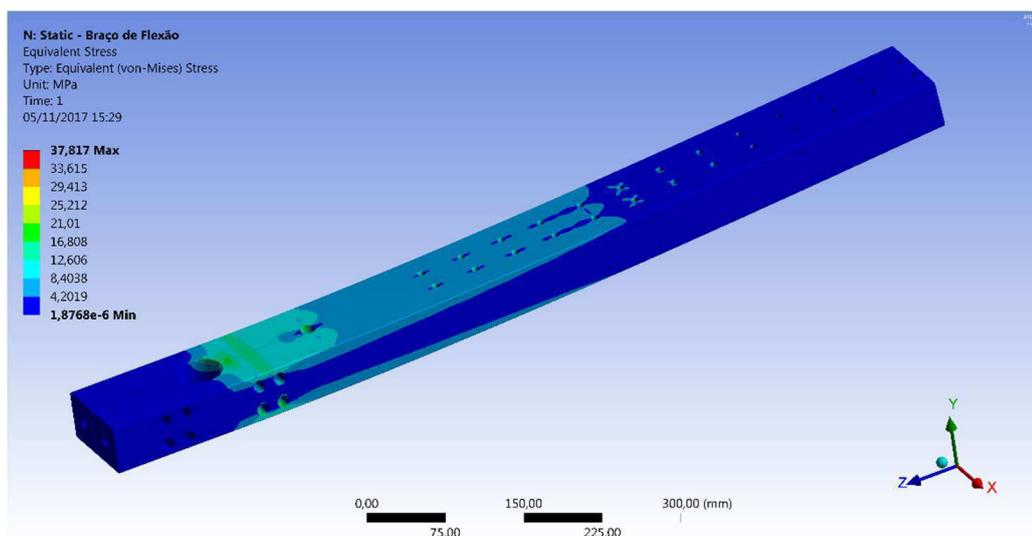


Figura 5.15 – Tensão equivalente de Von Mises devido ao momento fletor de 350 N.m.

5.2.3 Seleção de materiais

Com os resultados da simulação dos componentes do núcleo de ensaio, é realizada a seleção de materiais de acordo com a severidade de tensões encontradas. Em contato com alguns fornecedores de materiais metálicos, foi apresentada a dificuldade de se obter as propriedades mecânicas necessárias para a seleção. Assim, a seleção foi realizada considerando as propriedades mecânicas médias encontradas na literatura.

Para a determinação da resistência à fadiga dos materiais, foi utilizado o método de Morrow de acordo com os dados disponíveis, como pode ser visto na Tabela 5.2 considerando o critério de 10 milhões de ciclos.

Tabela 5.2 - Propriedades mecânicas de aços comumente utilizados (DOWLING, 2013)

Material	σ_{esc} [MPa]	σ'_f [MPa]	b	Nf	σ_{fadiga} [MPa]
SAE 1015 [normalizado]	228	1020	-0,138	10000000	100
SAE 1045 [HR & Normalizado]	382	948	-0,092	10000000	202
SAE 4142 [As Q, 670 HB]	1619	2550	-0,0778	10000000	689
SAE 4142 [As Q, 560 HB]	1688	3410	-0,121	10000000	446
SAE 4142 [As Q, 450 HB]	1584	1937	-0,0762	10000000	538
SAE 4142 [As Q, 380 HB]	1378	2140	-0,0944	10000000	438
AISI 4340 [Aircraft Qual.]	1103	1758	-0,0977	10000000	340
AISI 4340 [409 HB]	1371	1879	-0,0859	10000000	443

O Eixo de torção obteve um resultado de 322 MPa devido à torção de 5kN.m. De acordo com os materiais disponíveis comercialmente, foi selecionado o aço AISI 4340. Pela resistência à fadiga de 443 MPa do material, é obtido um coeficiente de segurança de 1,38.

O braço de inércia do núcleo de torção obteve um resultado de tensão por Von Mises de 188 MPa. De acordo com os materiais disponíveis foi selecionado o aço SAE 1045. Com resistência à fadiga de 202 MPa, obtém-se um coeficiente de segurança de 1,07.

O braço de inércia à flexão obteve uma tensão resultante de Von Mises de 37,82 MPa no ponto máximo. De acordo com os materiais disponíveis foi selecionado o aço SAE 1045. Com uma resistência à fadiga de 202 MPa, obtém-se um coeficiente de segurança de 5,34.

5.3 Dimensionamento do sistema de atuação

As bancadas que utilizam um excitador eletrodinâmico trabalham com o auxílio da ressonância para obtenção das tensões de ensaio. A vantagem desse método, é que com pequenas forças de entrada ao sistema são geradas grandes solicitações, se comportando como

movimento harmônico amortecido forçado. Portanto, a força externa de excitação do sistema corresponde à energia necessária para manter o sistema com amplitude constante.

5.3.1 Modelamento do sistema de vibração

Para compreender o fenômeno de ressonância na bancada, foi realizado o modelamento matemático do sistema. Com o modelamento é possível analisar as influências de cada parâmetro na ressonância, auxiliando tanto o dimensionamento como na previsão da capacidade da bancada. Como pode ser visto na Figura 5.16, o sistema consiste de um modelo de 2° grau de liberdade.

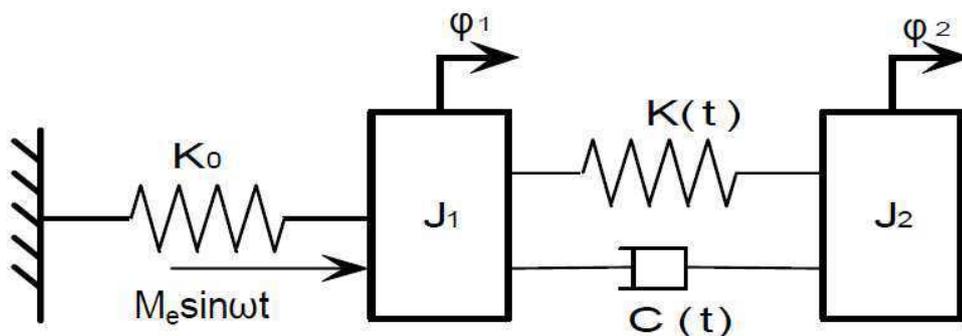


Figura 5.16 – Sistema de vibração de dois graus de liberdade da bancada (FENG; LI, 2003)

Devido à essa característica apresenta 2 modos de vibração, sendo o primeiro o de movimento conjunto de J1 e J2 no mesmo sentido e o segundo modo onde J1 e J2 tem movimentos opostos. O modo propício para o funcionamento do equipamento é o segundo, onde as massas possuem movimentos opostos, gerando compressão e tração na mola.

O valor de K corresponde à rigidez do corpo de prova e C ao amortecimento referente ao material do corpo de prova. Com a realização do equacionamento por vibrações é possível obter a amplitude do movimento, que em conjunto à rigidez do sistema pode ser encontrado o torque resultante.

Em paralelo foi realizado um estudo do atuador (excitador eletrodinâmico), com base em informações do fornecedor definindo os seus limites para operação na bancada.



Figura 5.17 – Excitador eletrodinâmico (“The Modal Shop, Inc.”, 2017)

O excitador eletrodinâmico ou *shaker* consiste de um mecanismo de atuação por campo magnético, onde uma bobina gera um campo magnético e induz uma força em sua haste ou eixo. O controle da força é realizado pelo controle da corrente elétrica e o perfil da força é definido pela alimentação da bobina. Alimentando o *shaker* com uma corrente elétrica de perfil senoidal, a saída de força terá um perfil senoidal, por exemplo.

No artigo de FENG, M.; LI, M (2003), é apresentado o cálculo para modelamento do sistema vibratório, concluindo com a amplitude de deslocamento entre os braços de inércia para o segundo modo de vibração, a frequência natural e o coeficiente de amortecimento crítico.

Onde:

- θ = Deslocamento angular entre os braços ($\theta_1 - \theta_2$);
- F = Força externa gerada pelo *Shaker*;
- b = Distância da aplicação de força ao centro de rotação;
- K_0 = Rigidez do diafragma do excitador eletrodinâmico;
- K = Rigidez do sistema vibratório;
- C = Coeficiente de amortecimento do sistema vibratório;
- r = Razão da frequência de atuação pela frequência natural do sistema;
- ξ = Razão de amortecimento viscoso;
- ω_r = Frequência natural não amortecida;
- ω = Frequência de operação;
- J = Inércia do sistema;
- T = Momento tissor ou fletor;

- $\ddot{\theta}_{\text{disp}}$ = Aceleração disponível pelo excitador eletrodinâmico;
- $\ddot{\theta}_{\text{nec}}$ = Aceleração necessária no ponto de operação;
- m_{eq} = Massa equivalente do sistema;

Assumindo que φ_1 e φ_2 representam os deslocamentos angulares dos blocos 1 e 2 respectivamente, que o momento de excitação do sistema é igual a $M_e \sin \omega t$ e que $J_1 = J_2 = J$, então de acordo com as leis de Newton, as equações diferenciais do sistema a partir do diagrama de blocos fica conforme (1) e (2) :

$$J \times \ddot{\varphi}_1 + C \times (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + (K_0 + K) \times \varphi_1 - K \times \varphi_2 = M_e \sin \omega t \quad (1)$$

$$J \times \ddot{\varphi}_2 + C \times (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + K \times (\varphi_2 - \varphi_1) = 0 \quad (2)$$

Para resolver o sistema, as equações devem assumir a forma complexa de (3) e (4):

$$J \times \ddot{\overline{\varphi}}_1 + C \times (\dot{\overline{\varphi}}_1 - \dot{\overline{\varphi}}_2) + (K_0 + K) \times \overline{\varphi}_1 - K \times \overline{\varphi}_2 = M_e e^{i\omega t} \quad (3)$$

$$J \times \ddot{\overline{\varphi}}_2 + C \times (\dot{\overline{\varphi}}_2 - \dot{\overline{\varphi}}_1) + K \times (\overline{\varphi}_2 - \overline{\varphi}_1) = 0 \quad (4)$$

A solução complexa (5) é então assumida como forma possível de resolução do sistema:

$$\overline{\varphi}_1 = \overline{\Phi}_1 \times e^{i\omega t} \quad \overline{\varphi}_2 = \overline{\Phi}_2 \times e^{i\omega t} \quad (5)$$

A velocidade angular complexa fica:

$$\dot{\overline{\varphi}}_1 = i\omega \times \overline{\Phi}_1 \times e^{i\omega t} \quad \dot{\overline{\varphi}}_2 = i\omega \times \overline{\Phi}_2 \times e^{i\omega t} \quad (6)$$

A aceleração angular complexa fica:

$$\ddot{\overline{\varphi}}_1 = -\omega^2 \times \overline{\Phi}_1 \times e^{i\omega t} \quad \ddot{\overline{\varphi}}_2 = -\omega^2 \times \overline{\Phi}_2 \times e^{i\omega t} \quad (7)$$

Substituindo as expressões (5), (6) e (7) nas equações (3) e (4), fica:

$$(K_0 + K - J \times \omega^2) \times \overline{\Phi}_1 - K \times \overline{\Phi}_2 + i\omega \times C \times (\overline{\Phi}_1 - \overline{\Phi}_2) = M_e \quad (8)$$

$$-K \times \overline{\Phi}_1 - (K - J\omega^2) \times \overline{\Phi}_2 + i\omega \times C \times (\overline{\Phi}_2 - \overline{\Phi}_1) = 0 \quad (9)$$

Portanto, as expressões para amplitudes complexas de deslocamento angular $\overline{\Phi}_1$ e $\overline{\Phi}_2$ ficam conforme (10) e (11).

$$\bar{\phi}_1 = \frac{\begin{vmatrix} M_e & -K - i\omega \times C \\ 0 & K - J \times \omega^2 + i\omega \times C \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_0 + K - J \times \omega^2 + i\omega \times C & -K - i\omega \times C \\ -K - i\omega \times C & K - J \times \omega^2 + i\omega \times C \end{vmatrix}} = \frac{c + id}{a + ib} M_e \quad (10)$$

$$\bar{\phi}_2 = \frac{\begin{vmatrix} K_0 + K - J \times \omega^2 + i\omega \times C & M_e \\ -K - i\omega \times C & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_0 + K - J \times \omega^2 + i\omega \times C & -K - i\omega \times C \\ -K - i\omega \times C & K - J \times \omega^2 + i\omega \times C \end{vmatrix}} = \frac{l + id}{a + ib} M_e \quad (11)$$

Onde os termos agrupados simplificam as expressões de tal forma:

$$\begin{aligned} a &= (K_0 + K - J \times \omega^2) \times (K - J \times \omega^2) - K^2 \\ b &= C \times \omega \times (K_0 - 2 \times J \times \omega^2) \\ c &= K - J \times \omega^2 \\ d &= C \times \omega \\ l &= K \end{aligned} \quad (12)$$

Escrevendo $\bar{\phi} = \phi_1 - \phi_2$, a diferença entre as duas amplitudes complexas de deslocamento angular pode ser expressa por (13):

$$\bar{\phi} = \frac{c - l}{a + ib} M_e \quad (13)$$

A soma real das amplitudes dos dois blocos de inércia sob condição de vibração forçada pode ser derivada da equação (13).

$$\phi = \frac{M_e \times J \times \omega^2}{\sqrt{[(K_0 + K - J\omega^2) \times (K - J\omega^2) - K^2]^2 + [C\omega(K_0 - 2J\omega^2)]^2}} \quad (14)$$

O sistema com dois graus de liberdade em ressonância possui duas frequências naturais se o amortecimento foi considerado como nulo, como mostram as expressões (16) e (17).

$$P_1^2 = \frac{(K_0 + 2K) - \sqrt{K_0^2 + 4K^2}}{2J} \quad (15)$$

$$P_2^2 = \frac{(K_0 + 2K) + \sqrt{K_0^2 + 4K^2}}{2J} \quad (16)$$

Considerando a rigidez do diafragma do excitador eletrodinâmico K_0 desprezível perto da rigidez do espécime em teste, $K_0 = 0$. Dessa forma, a frequência de interesse para operação da bancada de testes é P_2 , em que os blocos de inércia vibram de maneira oposta, excitando o sistema e aplicando carga sobre o espécime. A expressão para P_2 pode ser aproximada pela equação (17).

$$P_2^2 \cong \frac{2 \times K}{J} \quad (17)$$

A expressão de ϕ para simplifica-se para a (18):

$$\phi = \frac{M_e}{\sqrt{(J \times \omega^2 - 2 \times K \times J)^2 + 4 \times C^2 \times \omega^2}} \quad (18)$$

Para investigar o comportamento da resposta do sistema sob ressonância é preciso determinar as seguintes expressões (19).

$$\frac{C}{J} = \xi \times P_2 \quad (19)$$

$$\frac{\omega}{P_2} = r \quad (20)$$

Onde ξ e r são as razões de amortecimento e de frequência, respectivamente, do sistema vibratório. Substituindo as equações (17) e (19) na expressão (18) resulta em (21), já substituindo o momento externo M_e pela multiplicação da força externa e o braço de aplicação.

$$M_e = F \times b$$

$$\phi = \frac{F \times b}{2 \times K \times \sqrt{(1 - r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}} [\text{rad}] \quad (21)$$

Para

$$r = (1 - 2 \times \xi^2) \quad (22)$$

Com o valor de rigidez do sistema pode-se encontrar momento resultante:

$$T = \phi \times K \quad (23)$$

Substituindo a equação (21) na equação (23) e simplificando temos:

$$T = \frac{F \times b}{2 \times K \times \sqrt{(1 - r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}} \times K$$

$$T = \frac{F \times b}{2 \times \sqrt{(1 - r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}} [\text{N.m}] \quad (24)$$

A partir da equação (24) pode-se calcular o valor de momento de acordo com a força externa de excitação, o braço de aplicação dessa força, o amortecimento e a relação entre a frequência natural e a frequência de operação (r). Com isso, encontra-se o mapa operacional da bancada na Tabela 5.3.

Tabela 5.3 - Mapa operacional.

Torque [N.m]		Frequência de operação [Hz]								
		36,1	38,4	40,7	42,9	45,2	47,4	49,7	52,0	54,2
r		0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20
Força [N]	1	1	1	1	2	21	2	1	1	0
	27	16	21	31	59	580	56	28	18	13
	54	32	41	60	116	1139	111	54	35	26
	80	47	61	89	173	1698	165	81	53	39
	106	63	81	119	230	2257	219	107	70	51
	132	78	101	148	287	2816	273	134	87	64
	159	94	122	177	344	3375	328	160	105	77
	185	109	142	207	402	3933	382	187	122	89
	211	125	162	236	459	4492	436	214	139	102
	237	140	182	266	516	5051	490	240	157	115
	264	156	202	295	573	5610	544	267	174	127
	290	171	222	324	630	6169	599	293	191	140
	316	187	242	354	687	6728	653	320	208	153
	342	202	262	383	744	7287	707	347	226	166
	369	218	283	412	801	7846	761	373	243	178
	395	233	303	442	858	8404	816	400	260	191
	421	249	323	471	915	8963	870	426	278	204
447	264	343	501	972	9522	924	453	295	216	
474	280	363	530	1029	10081	978	479	312	229	
500	295	383	559	1086	10640	1033	506	330	242	

Os valores encontrados correspondem ao carregamento que existirá no corpo de prova durante o ensaio, de acordo com a modelagem. Como é esperado pelo fenômeno da ressonância, quanto mais próximo da frequência natural, maiores são os carregamentos. Porém, devido às limitações do excitador eletrodinâmico, alguns valores talvez não sejam possíveis de serem alcançados. De acordo com o fabricante, o mesmo possui limitação de aceleração e amplitude de movimento. A tabela da Figura 5.18 apresenta os resultados de um ensaio experimental disponível no site do fornecedor.

Modelo K2110E-HT - Curva de Carregamento Útil

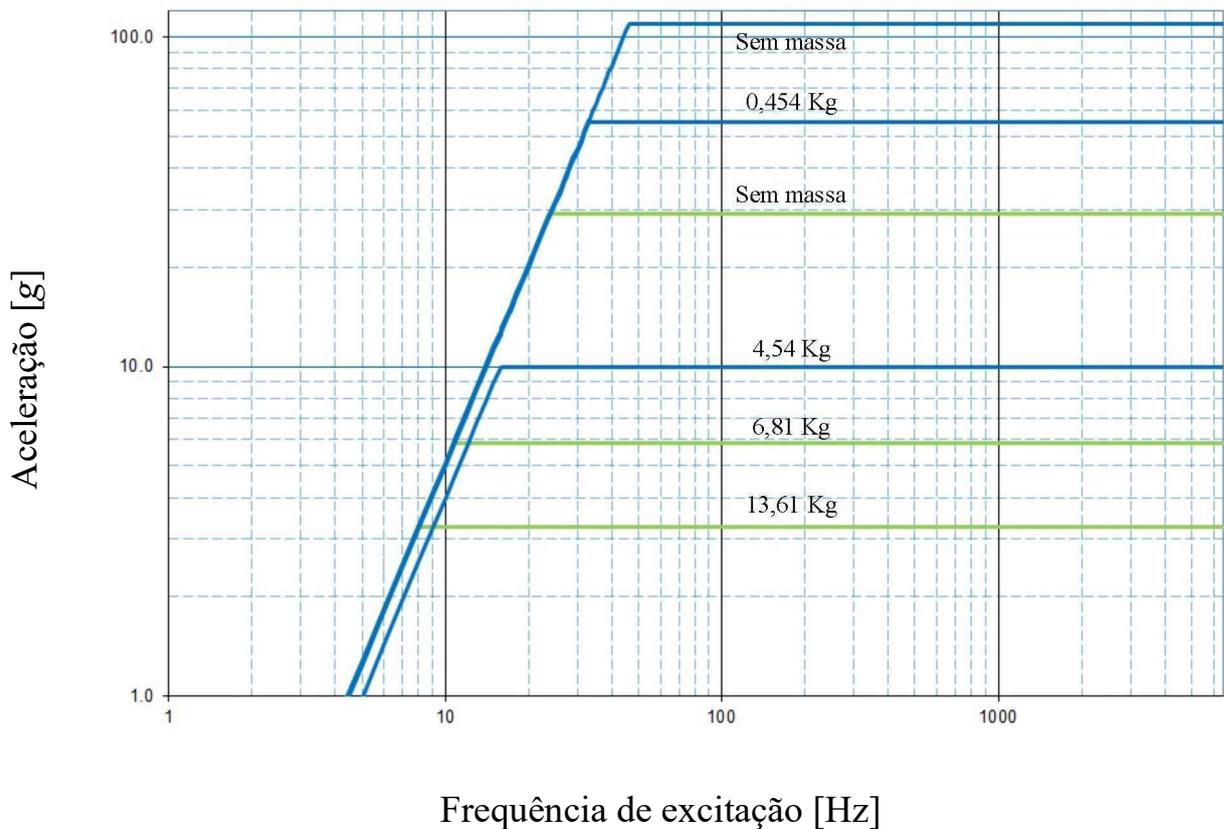


Figura 5.18 - Gráfico da aceleração máxima de pico pela frequência de trabalho fornecida pelo fabricante do excitador eletrodinâmico (“The Modal Shop, Inc.”, 2017).

O ensaio é realizado adicionando massas de valor conhecido à haste do *shaker*. É avaliado a aceleração máxima alcançada pelo excitador para cada frequência. Inicialmente encontra-se um aumento linear da aceleração máxima de acordo com a frequência. Isso ocorre devido à limitação de amplitude, onde o valor de 1 polegada (limite físico de amplitude do excitador) é alcançado. A partir de certa frequência, o gráfico se torna uma reta horizontal de aceleração constante. Nesse momento é alcançada a força máxima do excitador, que resulta em uma aceleração máxima dependente da massa de ensaio. A conclusão é que existirá uma aceleração máxima menor, quanto maior for a resistência imposta ao movimento.

A Figura 5.19 apresenta dois resultados de ensaio, a diferença entre eles é a adição de uma mesa conectada diretamente ao excitador. A utilização do dispositivo é para realizar a excitação de grandes massas, sem gerar esforços internos ao *shaker*.

Assim, é determinada a relação entre a massa de resistência ao movimento do excitador em função da aceleração.

Tabela 5.4 - Valores extraídos do gráfico da Figura 5.18, aceleração máxima de acordo com a massa do ensaio.

Aceleração [g]	Massa de ensaio [kg]	Massa real [kg]
100	0,00	0,45
52	0,45	0,90
30	0,00	1,72
10	4,54	4,99
6	6,81	8,53
3,3	13,61	15,33

O gráfico da Figura 5.19 não considera a massa da haste do *shaker* de 450 g e a massa da mesa descrita acima de 1,27 kg. Portanto a coluna “massa real” corresponde à soma dos valores, para obtenção da massa total adicionada ao sistema.

A partir desses valores, foi construída a uma curva da variação da aceleração máxima pela massa, e pode ser aproximada por uma curva de potência.

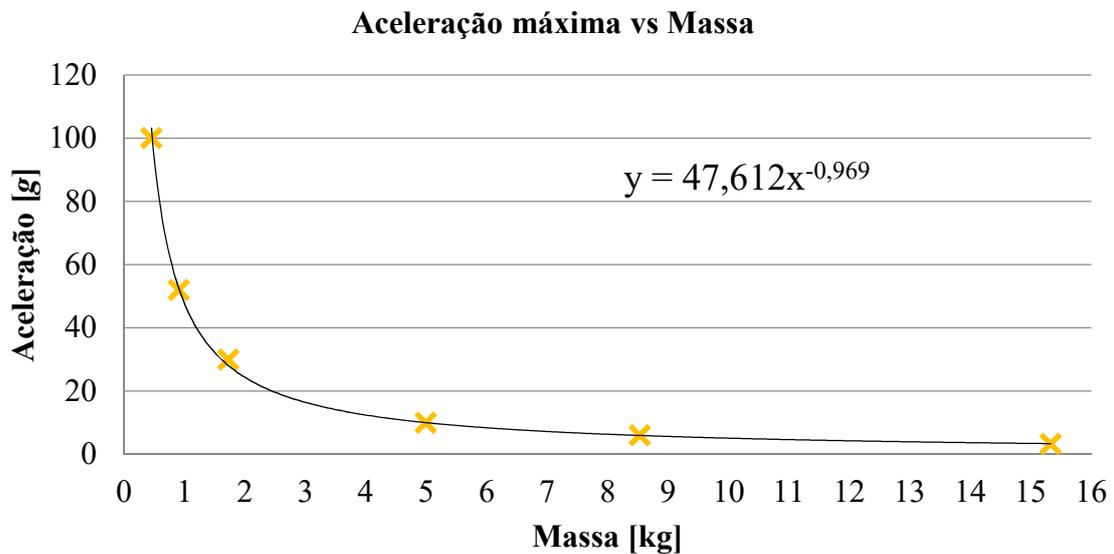


Figura 5.19 - Gráfico da aceleração disponível pelo excitador eletrodinâmico pela massa de resistência ao movimento.

$$a_{\text{disp}} = 47,612 \times m^{-0,969} \quad (25)$$

Assim, foi encontrada a equação que relaciona a massa de resistência ao movimento do *shaker* pela aceleração máxima disponível pelo mesmo.

Supondo inicialmente que seja possível a operação da bancada com os parâmetros descritos no mapa operacional (Tabela 5.3), pode-se calcular a massa equivalente do sistema.

O ponto de contato do *shaker* com o sistema de vibração da bancada transmite a força do excitador e possui uma aceleração. Assim, a massa equivalente corresponde a uma massa fictícia, que adicionada à haste do *shaker*, semelhante ao ensaio do fabricante (Figura 5.18), geraria os mesmos valores de aceleração diante de uma mesma força de excitação.

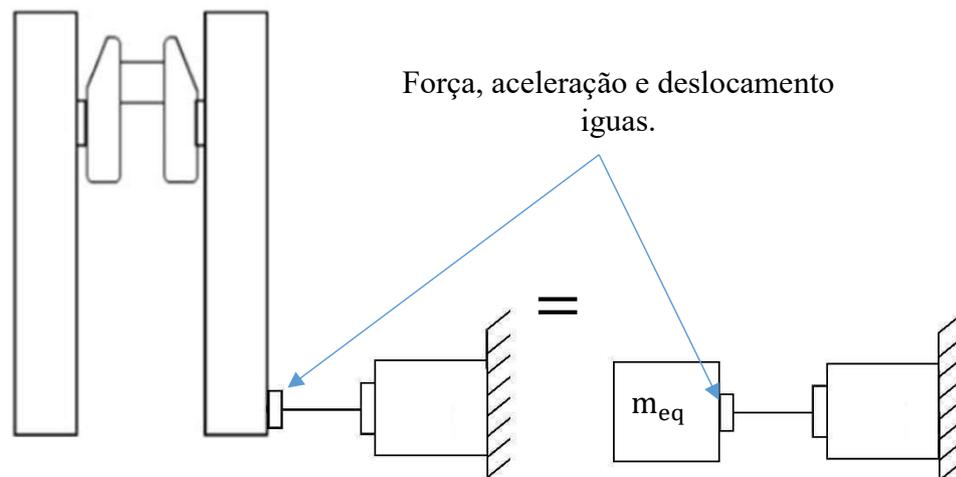


Figura 5.20 – Esboço do efeito da massa equivalente no sistema de vibração.

Analisando o ponto de contato do excitador à estrutura, pela segunda Lei de Newton temos:

$$F = m_{eq} \times \overline{\ddot{\varphi}}_1 \quad (26)$$

A partir da equação (7), para obtenção da aceleração máxima do braço conectado ao excitador, considerando que $e^{i\omega t} = 1$ e $|\phi_1| = |\phi_2| = \frac{\phi}{2}$ temos:

$$\begin{aligned} \overline{\ddot{\varphi}}_1 &= \overline{\ddot{\varphi}}_{nec} = -\omega^2 \times \overline{\varphi}_1 \times e^{i\omega t} \\ |\overline{\ddot{\varphi}}_{nec}| &= \left| -\omega^2 \times \frac{\phi}{2} \times 1 \right| \\ |\overline{\ddot{\varphi}}_{nec}| &= \omega^2 \times \frac{\phi}{2} \end{aligned} \quad (27)$$

Substituindo a equação (17), (21) e (21) na equação (26), pode-se encontrar a equação de aceleração necessária.

$$\begin{aligned}
 |\bar{\ddot{\phi}}_{nec}| &= \omega^2 \times \frac{F \times b}{2 \times 2 \times K \times \sqrt{(1-r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}} [\text{rad}] \\
 |\bar{\ddot{\phi}}_{nec}| &= \frac{2 \times K}{J} \times r^2 \times \frac{F \times b}{4 \times K \times \sqrt{(1-r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}} [\text{rad}] \\
 |\bar{\ddot{\phi}}_{nec}| &= \frac{r^2 \times F \times b}{2 \times J \times \sqrt{(1-r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right] \quad (28)
 \end{aligned}$$

em $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

$$a_{nec} = |\bar{\ddot{\phi}}_{nec}| \times b$$

$$a_{nec} = \frac{r^2 \times F \times b^2}{2 \times J \times \sqrt{(1-r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \quad (29)$$

Ou

$$a_{nec} = \frac{r^2 \times F \times b^2}{9,8 \times 2 \times J \times \sqrt{(1-r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}} [\text{g's}] \quad (30)$$

Com o resultado de aceleração necessária, realiza-se a substituição da equação (29) na equação (26) e é obtida a massa equivalente

$$F = m_{eq} \times a_{nec}$$

$$F = m_{eq} \times \frac{r \times F \times b^2}{2 \times J \times \sqrt{(1-r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}}$$

$$m_{eq} = \frac{F \times 2 \times J \times \sqrt{(1 - r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}}{r \times F \times b^2} \text{ [Kg]}$$

$$m_{eq} = \frac{2 \times J \times \sqrt{(1 - r^2)^2 + 2 \times r^2 \times \xi^2}}{r \times b^2} \text{ [Kg]} \quad (31)$$

Assim, foi determinada a equação que define a massa equivalente que a bancada terá gerando resistência ao movimento do excitador. Substituindo na equação (25), encontra-se a aceleração disponível pelo excitador eletrodinâmico:

$$a_{disp} = 47,612 \times m_{eq}^{-0,969}$$

$$a_{disp} = 47,612 \times \left(\frac{2 \times J \times \xi \times \sqrt{1 - \xi^2}}{b^2 \times (1 - 2 \times \xi^2)} \right)^{-0,969} \text{ [g's]} \quad (32)$$

Ou

$$a_{disp} = 9,8 \times 47,612 \times \left(\frac{2 \times J \times \xi \times \sqrt{1 - \xi^2}}{b^2 \times (1 - 2 \times \xi^2)} \right)^{-0,969} \begin{matrix} \text{[m]} \\ \text{[s}^2] \end{matrix} \quad (33)$$

Portanto, com o resultado da aceleração disponível e aceleração necessária ao movimento, o mapa operacional é reavaliado, eliminando os pontos de operação onde a aceleração necessária é maior que a aceleração disponível. O resultado consiste no mapa operacional delimitado pela restrição do excitador eletrodinâmico (Tabela 5.5).

Tabela 5.5 - Mapa operacional com as limitações do excitador eletrodinâmico.

Torque [N.m]		Frequência de operação [Hz]								
		36,1	38,4	40,7	42,9	45,2	47,4	49,7	52,0	54,2
r		0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20
Força [N]	1	1	1	1	2	21	2	1	1	0
	27	16	21	31	59	580	56	28	18	13
	54	32	41	60	116	1139	111	54	35	26
	80	47	61	89	173	1698	165	81	53	39
	106	63	81	119	230	2257	219	107	70	51
	132	78	101	148	287	2816	273	134	87	64
	159	94	122	177	344	3375	328	160	105	77
	185	109	142	207	402	3933	382	187	122	89
	211	125	162	236	459	4492	436	214	139	102
	237	140	182	266	516	5051	490	240	157	115
	264	156	202	295	573	5610	544	267	174	127
	290	171	222	324	630	6169	599	293	191	140
	316	187	242	354	687	6728	653	320	208	153
	342	202	262	383	744	7287	707	347	226	166
	369	218	283	412	801	7846	761	373	243	178
	395	233	303	442	858	8404	816	400	260	191
	421	249	323	471	915	8963	870	426	278	---
447	264	343	501	972	---	924	---	---	---	
474	280	363	530	1029	---	---	---	---	---	
500	295	383	559	---	---	---	---	---	---	

Assim concluímos o modelamento dinâmico, demonstrando analiticamente a capacidade do sistema de atuação em produzir carregamentos maiores que 5 kN.m e com uma frequência de 45 Hz.

5.3.2 Parâmetros necessários para o equacionamento de vibrações

Pelo modelamento do sistema, conclui-se a dependência dos parâmetros de inércia, rigidez do sistema e amortecimento. As duas primeiras definem a frequência natural do sistema, e, portanto, frequência de operação do equipamento. O amortecimento impactará diretamente na capacidade de carregamento, já que o mesmo corresponde às perdas do sistema.

Para estimar a rigidez do sistema foi realizada uma simulação estática com a força de 1 N na extremidade dos braços de cada núcleo de ensaio. Com o valor de força e deslocamento no mesmo ponto, transformando o deslocamento em ângulo e a força em momento, foi possível determinar a rigidez do sistema de torção e flexão. As condições de contorno e resultados da simulação do núcleo de flexão e torção são apresentadas respectivamente na Figura 5.21 e Figura 5.22.

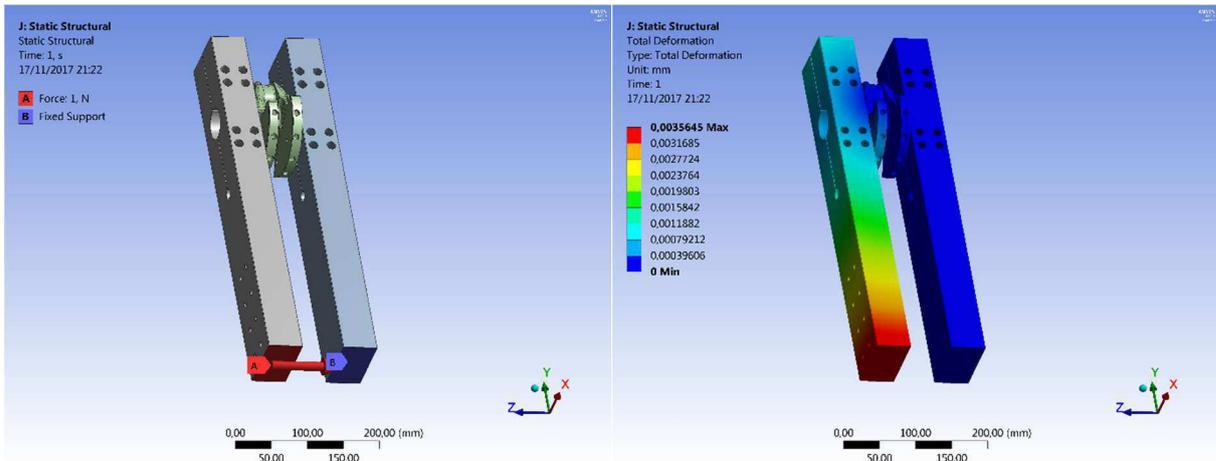


Figura 5.21 - Condições de contorno e resultado de deslocamento da simulação para obtenção da rigidez do núcleo de flexão.

Rigidez à flexão encontrada da simulação estática do núcleo de flexão:

$$K_{\text{flexão}} = 5,6113 \times 10^4 \frac{\text{N} \times \text{m}}{\text{rad}}$$

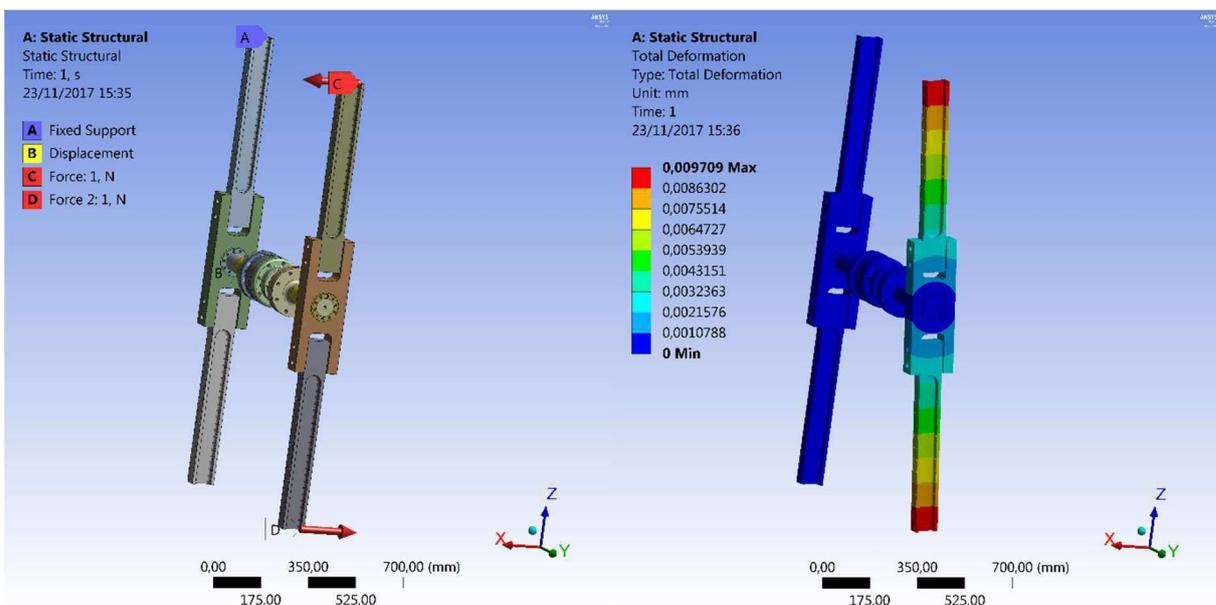


Figura 5.22 – Condições de contorno e resultado de deslocamento da simulação para obtenção da rigidez do núcleo de torção.

Rigidez à torção encontrada da simulação do núcleo de torção:

$$K_{\text{torção}} = 1,7071 \times 10^5 \frac{\text{N} \times \text{m}}{\text{rad}}$$

Para estimar a inércia do sistema foi utilizado o software NX, que realiza o cálculo do momento de inércia a partir da geometria e da massa específica do material do componente.

$$J_{\text{Flexão}} = 0,78 [\text{Kg} \times \text{m}^2]$$

$$J_{\text{Torção}} = 6,78 [\text{Kg} \times \text{m}^2]$$

Com os valores de inércia e rigidez, é possível calcular a frequência natural teórica:

$$P_2^{\text{Flexão}} = \frac{\sqrt{\frac{2 \times K_t}{J_{\text{Flexão}}}}}{2 \times \pi} = 60,48 [\text{Hz}]$$

$$P_2^{\text{Torção}} = \frac{\sqrt{\frac{2 \times K_t}{J_{\text{Torção}}}}}{2 \times \pi} = 35,7 [\text{Hz}]$$

Para confirmação dos valores encontrados de inércia e rigidez, foi realizada uma simulação modal dos núcleos de ensaio (Figura 5.23 e Figura 5.24).

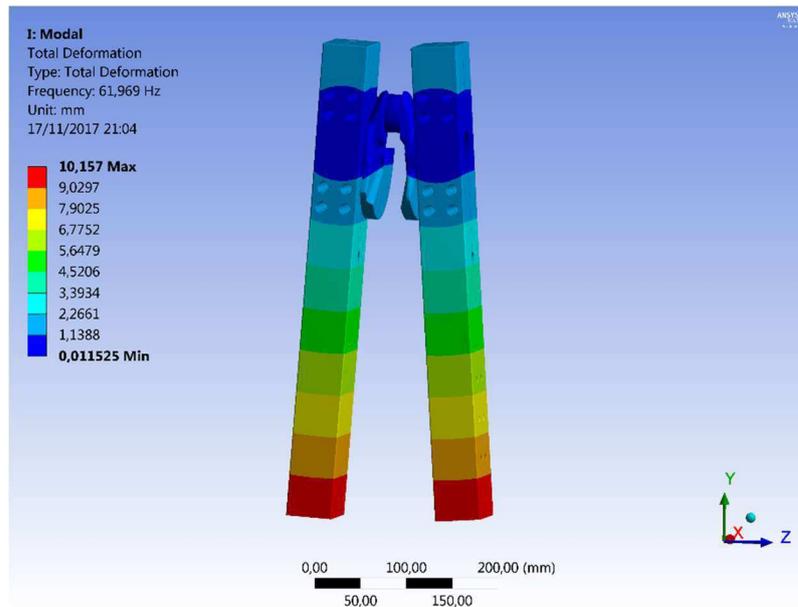


Figura 5.23 – Simulação modal do núcleo de ensaio de flexão.

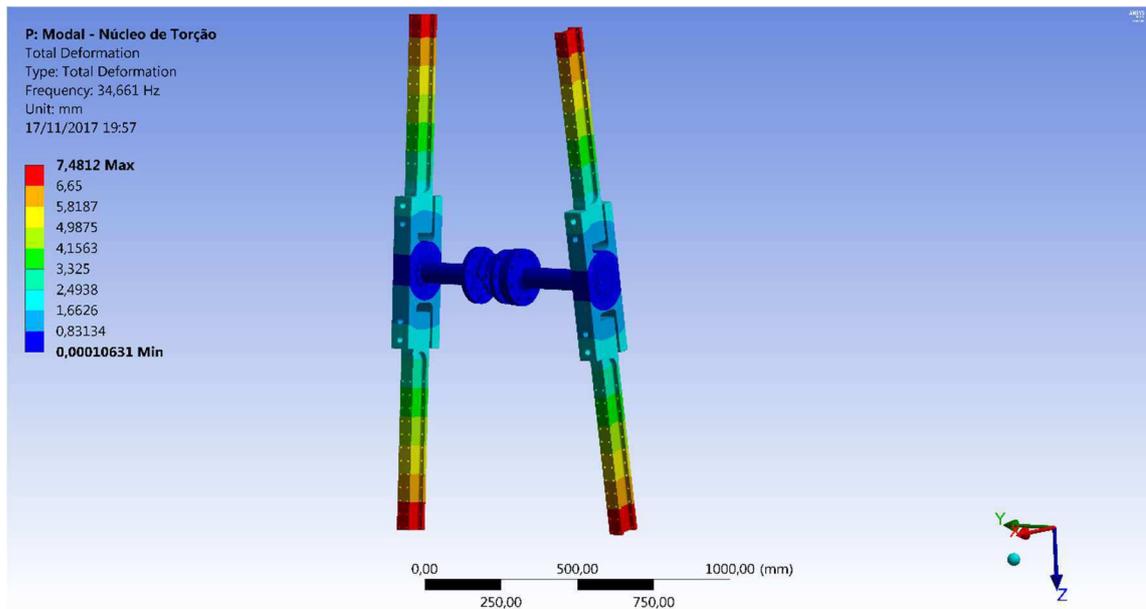


Figura 5.24 – Simulação modal do núcleo de ensaio de torção.

Para o núcleo de flexão foi encontrada uma frequência natural de 62,0 Hz e para o núcleo de torção 34,7 Hz de frequência natural.

Tabela 5.6 – Comparação da frequência natural obtida pela simulação modal e pelo cálculo analítico.

	Simulação modal	Cálculo teórico
Núcleo de flexão	62,0 [Hz]	60,5 [Hz]
Núcleo de torção	34,7 [Hz]	35,7 [Hz]

Conclui-se que os valores obtidos estão coerentes com o cálculo teórico, possibilitando assim a utilização do cálculo para a previsão da frequência natural do sistema com a entrada de rigidez e inércia do sistema.

O amortecimento é um parâmetro experimental e de difícil previsão. Devido a essa dificuldade, encontra-se na literatura indicações para consideração do amortecimento. Kudu, Uçak, Osmancikli e Bayraktar, encontraram valores de amortecimento entre 0,25 % e 1,199 % no estudo de uma estrutura em aço (KUDU et al., 2015). Considerando

Portanto, para:

$$\begin{aligned}
 F &= \text{de 1 até 500 N;} \\
 r &= \text{de 0,8 até 1,2;} \\
 \xi &= 0,005 ; \\
 b_{\text{torção}} &= 0,7 \text{ [m]} ; \\
 K_{\text{torção}} &= 1,7071 \times 10^5 \text{ [N.} \frac{\text{m}}{\text{rad}} \text{]} ; \\
 J_{\text{torção}} &= 6,7 \text{ [kg. m]} ; \\
 b_{\text{flexão}} &= 0,3 \text{ [m]} ; \\
 K_{\text{flexão}} &= 5,6113 \times 10^4 \text{ [N.} \frac{\text{m}}{\text{rad}} \text{]} ; \\
 J_{\text{flexão}} &= 0,777 \text{ [kg. m]} ;
 \end{aligned}$$

Foi realizado o recálculo do mapa operacional (Tabela 5.7 e Tabela 5.8).

Tabela 5.7 - Mapa operacional recalculado de flexão.

Torque [N.m]		Frequência de operação [Hz]								
		48,6	51,6	54,7	57,7	60,8	63,8	66,8	69,9	72,9
r		0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20
Força [N]	1	0	1	1	2	15	1	1	0	0
	27	11	15	21	42	409	40	19	13	9
	54	22	29	42	82	803	78	38	25	18
	80	33	43	63	122	1197	116	57	37	27
	106	44	57	84	162	1591	154	76	49	36
	132	55	71	104	203	1985	193	94	62	45
	159	66	86	125	243	2379	231	113	74	54
	185	77	100	146	283	2773	269	132	86	63
	211	88	114	166	323	3167	307	151	98	72
	237	99	128	187	363	3561	346	169	110	81
	264	110	142	208	404	3954	384	188	123	90
	290	121	157	229	444	4348	422	207	135	99
	316	132	171	249	484	4742	460	226	147	108
	342	143	185	270	524	5136	498	244	159	117
	369	154	199	291	565	5530	537	263	171	126
	395	165	213	311	605	5924	575	282	184	135
	421	175	228	332	645	6318	613	300	196	---
447	186	242	353	685	---	651	---	---	---	
474	197	256	374	725	---	---	---	---	---	
500	208	270	394	766	---	---	---	---	---	

Tabela 5.8 - Mapa operacional recalculado de torção.

Torque [N.m]		Frequência de operação [Hz]								
		28,6	30,4	32,1	33,9	35,7	37,5	39,3	41,1	42,9
r		0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20
Força [N]	1	1	1	2	4	35	3	2	1	1
	27	27	35	51	99	967	94	46	30	22
	54	53	68	100	194	1898	184	90	59	43
	80	79	102	149	289	2830	275	135	88	64
	106	104	135	198	384	3761	365	179	117	85
	132	130	169	247	479	4693	455	223	145	107
	159	156	203	296	574	5624	546	267	174	128
	185	182	236	345	669	6556	636	312	203	149
	211	208	270	394	764	7487	727	356	232	170
	237	234	303	443	859	8419	817	400	261	191
	264	260	337	492	954	9350	907	445	290	212
	290	286	370	541	1050	10282	998	489	319	234
	316	311	404	589	1145	11213	1088	533	347	255
	342	337	437	638	1240	12144	1179	578	376	276
	369	363	471	687	1335	13076	1269	622	405	297
	395	389	505	736	1430	14007	1359	666	434	318
	421	415	538	785	1525	14939	1450	710	463	339
447	441	572	834	1620	---	1540	755	---	---	
474	467	605	883	1715	---	---	---	---	---	
500	492	639	932	1810	---	---	---	---	---	

5.4 Dimensionamento da estrutura

A estrutura foi fabricada a partir de vigas comerciais W 150 37,1 para a construção das colunas e travessas. Furações para parafusos M12 foram realizadas ao longo de toda coluna possibilitando o posicionamento da travessa em várias alturas (Figura 5.25).

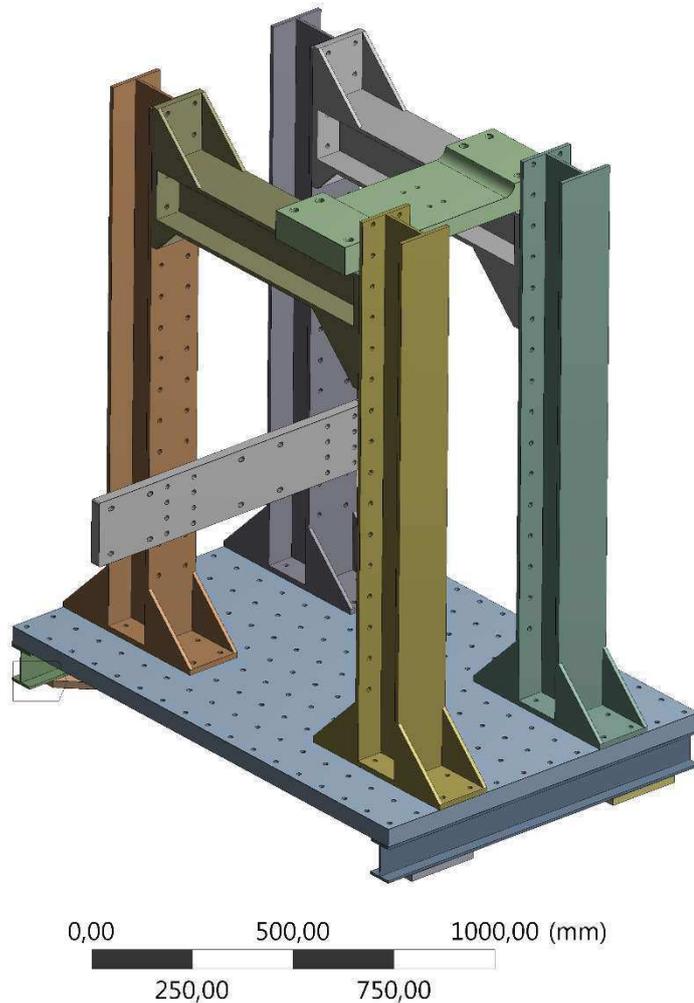


Figura 5.25 – Estrutura montada sob a mesa principal.

Toda estrutura é posicionada sob a mesa principal, construída de aço 1045 possuindo furações M12 espaçadas de 87 mm por toda a mesa. Uma estrutura fabricada com vigas de perfil I de 4" foi construída sob a mesa para suporte.

5.5 Seleção de sensores

Neste item serão apresentados os sensores selecionados para a instrumentação do equipamento. Os limites máximos e mínimos de cada transdutor foram definidos de acordo com a expectativa de carregamento e pela previsão gerada pelo modelamento do sistema dinâmico de atuação.

- Sensor de Força

A seleção do sensor de força foi realizada de acordo com o limite de força do excitador eletrodinâmico de 500 N. Devido a precauções de sobrecarga do equipamento, a célula de carga foi selecionada com um valor nominal de medição de 1000 N. Assim, possibilita a medição de sobrecargas e a programação do desligamento automático do sistema sem danificar o sensor.

Foi selecionado o transdutor de força U93/1kN, da marca HBM®, que possui princípio de operação por diafragma com extensômetros resistivos. Seu limite de força nominal é 1kN, realiza a medição de tração e compressão, possui conexão flangeada e classe de precisão 0,5 – i.e. maior erro inferior a 0,5% do fundo de escala do sensor.



Figura 5.26 - Transdutor de força selecionado U93 (“HBM”, 2017).

- Acelerômetro

A faixa de operação do acelerômetro é mais flexível em comparação com os outros sensores. Isso é devido a possibilidade de variação da distância de fixação do sensor no braço de inércia, sendo possível medir diferentes acelerações lineares para a mesma aceleração angular. O transdutor escolhido foi um PCB Piezotronics® modelo 3741B1250G, com operação em corrente contínua e estrutura de transdução em silicone (resistivo). O sensor apresenta faixa operacional de aceleração de $\pm 50g$, e faixa de frequência de 0-1000 Hz (“PCB Piezotronics, Inc.”, 2017).



Figura 5.27 Acelerômetro PCB Piezotronics® modelo 3741B1250G (“PCB Piezotronics, Inc.”, 2017).

- Transdutor de torque

O valor nominal do transdutor de torque foi selecionado de acordo com o torque máximo de ensaio esperado para a bancada. Definido no projeto detalhado, o torque máximo corresponde à 5000 N.m.

Foi selecionado o transdutor de torque estático HBM® modelo TB2 – 5 kN.m. O transdutor possui capacidade nominal de 5 kN.m, medição de torque alternado, classe de precisão de 0,03 (“HBM”, 2017) e nível de proteção IP67 (ABNT NBR IEC 60529).



Figura 5.28 – Transdutor de torque TB2-5kN.m (“HBM”, 2017)

- Extensômetros

Os extensômetros selecionados para instrumentação da bancada foram da fabricante Kyowa[®], modelo KFGS-3-120-C1-11, compostos por grade unidirecional de 3mm e resistência nominal de 120Ω. Ainda, os sensores foram integrados à bancada utilizando adesivo de cianoacrilato, conforme especificações do fabricante, e monitorados utilizando um circuito do tipo ponte de Wheatstone implementado no sistema de aquisição.

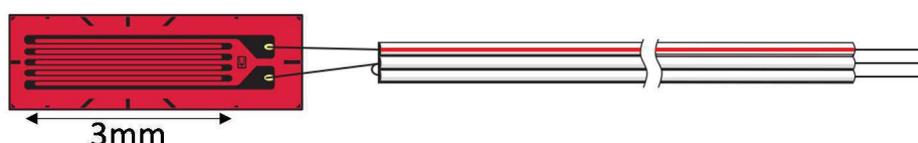


Figura 5.29 Extensômetro Kyowa[®], modelo KFGS-3-120-C1-11 (“Kyowa Electronic Instruments Co., Ltd.”, 2017).

5.6 Sistema de controle

O sistema de controle foi desenvolvido utilizando a plataforma LabVIEW[®], em combinação com um controlador National Instruments PXIe-8135 (“National Instruments”, 2017) e os transdutores detalhados na seção anterior. Uma abordagem detalhada do sistema de controle fugiria do escopo do presente trabalho, portanto foi documentada separadamente e pode ser encontrada em (CUNHA; REGO; VILLANI, 2017).

5.6.1 Controle de frequência

Para garantir que o ensaio acontece em um regime de ressonância, é importante determinar as frequências naturais do sistema mecânico de maneira precisa. É possível encontrar valores de frequências naturais relevantes para o ensaio por meio de uma análise modal experimental (ORLOWITZ; BRANDT, 2017), através de um teste de impacto. O teste consiste na excitação da estrutura por meio de um martelo, e a análise no domínio da frequência de dados adquiridos através de um acelerômetro fixo na bancada, com posição definida em função da forma modal esperada. A conversão de uma resposta no domínio temporal para o domínio da frequência é feita através da Transformada rápida de Fourier, ou do inglês *Fast Fourier Transform* (FFT).

Com base no comportamento da aceleração dos braços de inércia, o sistema de controle faz varreduras em faixas determinadas de frequências e avalia qual resultou em maior

aceleração para o sistema, tendo como base para iniciar a varredura a frequência determinada pelo ensaio de impacto. A Figura 5.30 mostra um exemplo de uma FFT de um sinal de acelerômetro.

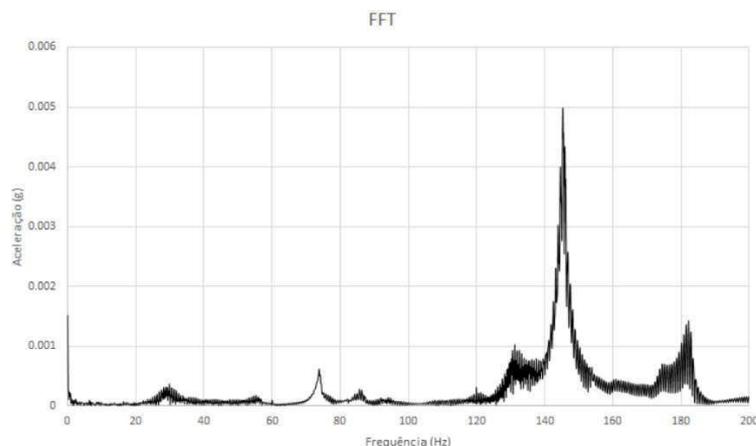


Figura 5.30 Exemplo de uma FFT (CUNHA; REGO; VILLANI, 2017).

5.6.2 Controle ganho

Dado que a amplitude do ganho de excitação e momento fletor gerado são variáveis linearmente dependentes, e aumentam proporcionalmente, um controle PID pode ser diretamente implementado (OGATA, 2006). O erro do controlador é calculado a partir do momento fletor definido para o ensaio e o momento fletor estimado por meio de medições adquiridas com extensômetros integrados aos braços de inércia. Antes do cálculo do erro, a curva do momento fletor é processada e os valores de picos são identificados, tendo em mente sua natureza senoidal, em resposta ao modo de excitação do sistema. Após o processamento do controlador, o valor de saída é convertido de momento fletor para tensão elétrica. O fator de escala para esta conversão foi definido experimentalmente, assumindo um estado de ressonância do sistema. A Figura 5.31 mostra a estrutura do sistema de controle.



Figura 5.31 Controlador PID (CUNHA; REGO; VILLANI, 2017).

5.6.3 Algoritmo de controle

O algoritmo de controle consiste na combinação de um controle PID e varredura de frequência (Figura 5.32), capaz de acompanhar o decaimento da frequência natural do sistema com o aumento de momento fletor.

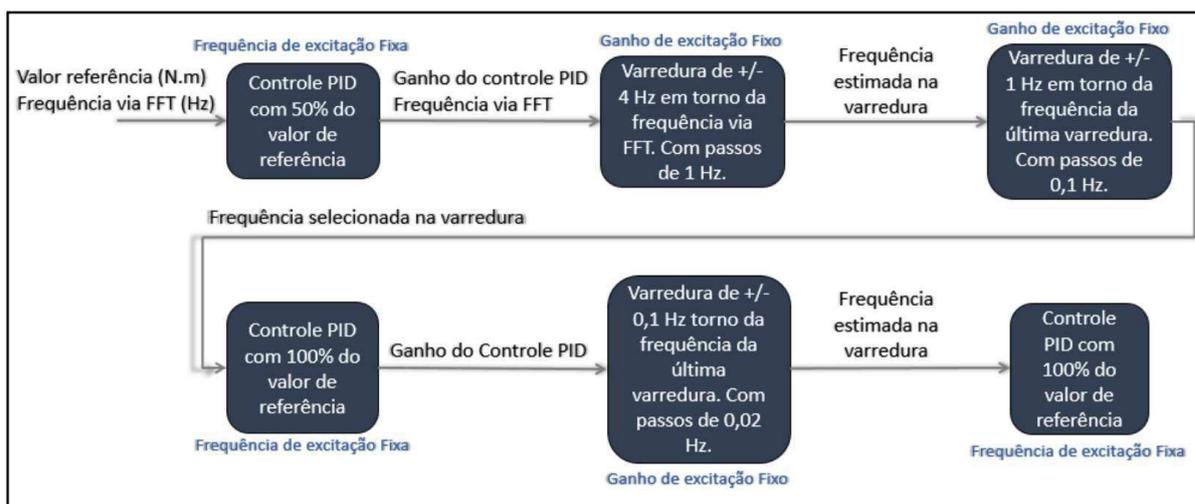


Figura 5.32 Algoritmo de controle (CUNHA; REGO; VILLANI, 2017)

O acúmulo de danos (e.g. propagação de trincas) no corpo de prova tem impacto direto na rigidez deste, e conseqüentemente no seu comportamento dinâmico. Deste modo, a frequência e ganho de excitação definidos no início do ensaio podem não ser capazes de manter o momento fletor de referência durante o curso total do ensaio. A resposta para esta variação foi a aplicação simplificada do controle durante o ensaio. Como elucidado anteriormente, o algoritmo de controle é composto por uma etapa de varredura de frequência e uma etapa de controle PID. A variação entre essas etapas é definida por meio do valor de referência do momento fletor. Uma vez que o momento fletor se mantenha, por mais de 5 segundos, 1% abaixo do valor de referência, o controle de frequência é acionado. Tal estratégia permite monitorar a variação da frequência natural do sistema, o que não poderia ser feito por meio de um controle PID contínuo, garantindo que o excitador trabalhe com o menor gasto de energia possível (regime de ressonância). As etapas de controle estão ilustradas na Figura 5.33.

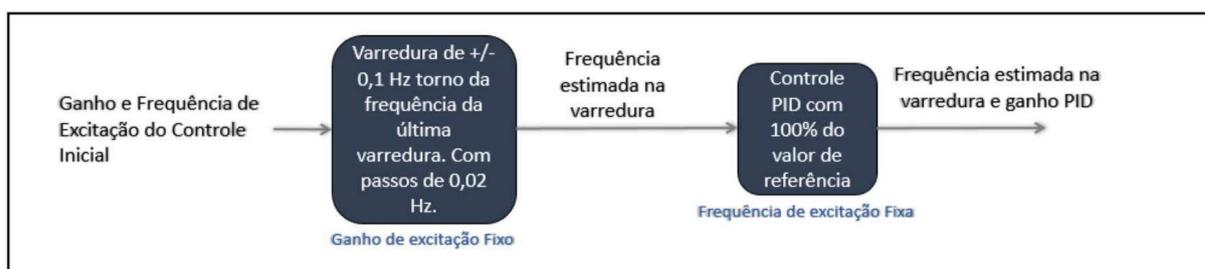


Figura 5.33 Etapas de controle durante o ensaio (CUNHA; REGO; VILLANI, 2017).

6 Verificação Funcional da bancada

A verificação funcional da bancada consiste na constatação do equipamento em atender as funções definidas na análise funcional. Para tanto, é apresentado a bancada finalizada, o resultado de um ensaio de flexão, a comparação do modelo analítico obtido no item 5.3.1 com os resultados experimentais, e uma tabela apresentando resultado da avaliação de cada função e o critério de avaliação.

6.1 Bancada

Neste item será apresentado o equipamento desenvolvido, com foco em detalhar as funcionalidades de posicionamento e configuração do projeto.

A estrutura consiste de dois pórticos, cada um possuindo duas colunas e uma travessa. Cada pórtico é fixo à mesa por parafusos M12 com espaçamento entre furos de 87 mm, possibilitando o posicionamento da estrutura no plano horizontal.

A fixação da travessa à coluna é realizada com parafusos M12, que em conjunto às furações da coluna, permite o posicionamento vertical das travessas com um passo de 87 mm.



Figura 6.1 – Bancada de ensaio desenvolvida.

O posicionamento do Excitador eletrodinâmico é realizado por uma placa de aço, que por sua vez é fixa às colunas. A fixação da placa à coluna permite alterar o posicionamento vertical do excitador com passo de 43,5 mm (Figura 6.2).

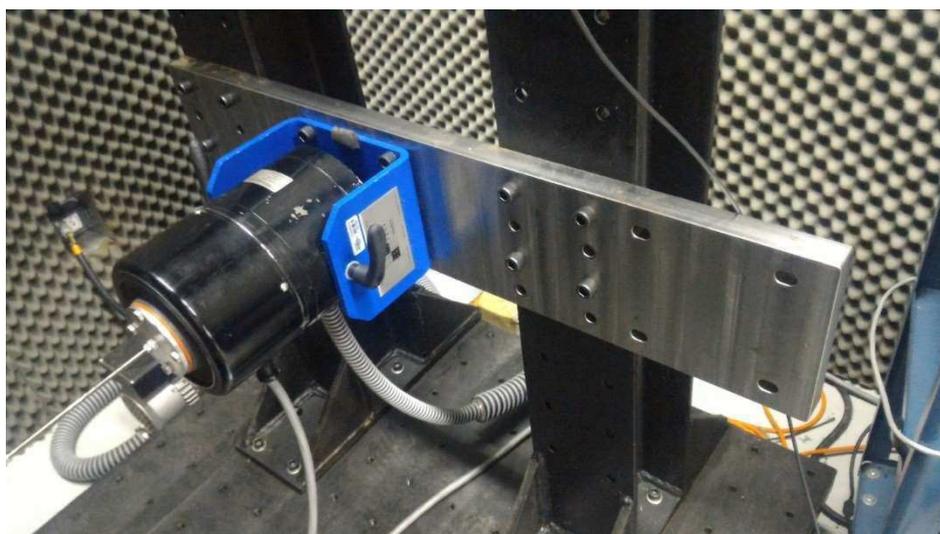


Figura 6.2 – Excitador eletrodinâmico e placa de posicionamento e fixação.

Furos oblongos são utilizados para a fixação do excitador à placa de aço, possibilitando uma variação de 5 mm no posicionamento horizontal do excitador, como pode ser visto na Figura 6.2.

O núcleo de flexão é suspenso com a utilização de cordas e olhais, e foi utilizado um sistema de porcas e parafusos para permitir o ajuste no comprimento das cordas.



Figura 6.3 – Núcleo de flexão da bancada de ensaio desenvolvida.

O núcleo de torção é suportado em mancais de rolamentos garantindo o alinhamento dos eixos na montagem (Figura 6.4).



Figura 6.4 – Mancais de suporte do núcleo de torção da bancada de ensaio.

O mancal de rolamentos permite movimentação axial do eixo. Com isso, o núcleo de torção possui liberdade de posicionamento horizontal de 20 mm, permitindo o alinhamento com a haste excitador eletrodinâmico.

6.2 Ensaio

Neste item será apresentado o resultado de um dos ensaios. Por questões de confidencialidade, não serão apresentados os valores de carregamento. Portanto, o valor de momento fletor é percentual em relação ao valor nominal do ensaio (Figura 6.5).

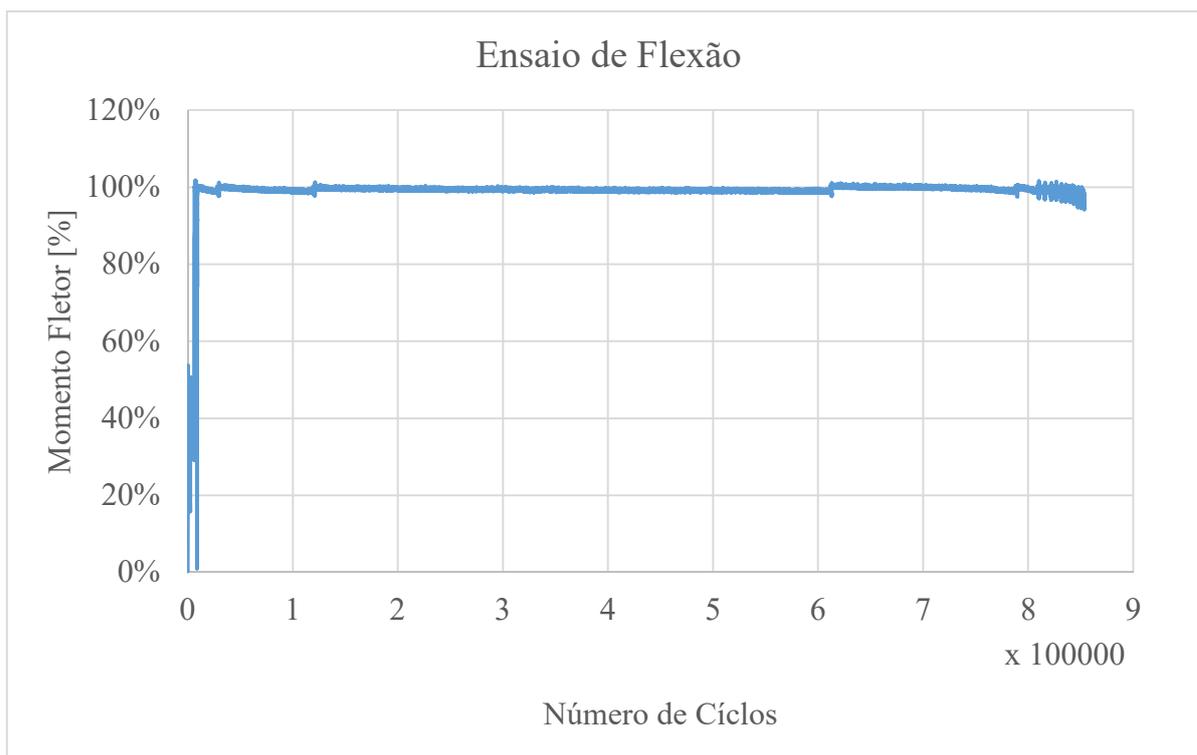


Figura 6.5 – Resultado de momento fletor em função do número de ciclos obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.

Para melhor compreender as etapas do ensaio, serão destacadas 3 regiões principais do ensaio. Início do ensaio até 10 mil ciclos, ensaio efetivo com início em 10 mil ciclos até o início da falha e o final de ensaio.

O ensaio se inicia com um valor estimado de frequência natural do sistema. Valor determinado pelo operador utilizando o método da FFT descrito anteriormente. Porém, a fim de evitar erros do operador, garantir máxima eficiência energética e precisão no reconhecimento da falha, o sistema de controle realiza correções.

Para a determinação da frequência natural durante o ensaio, o sistema de controle realiza a medição do momento fletor variando a frequência de atuação. O valor de frequência com maior média de momento fletor corresponde à frequência natural do sistema. Esse método corresponde à varredura de frequência feita pelo sistema e pode ser visto a sua influência no momento fletor na Figura 6.6.

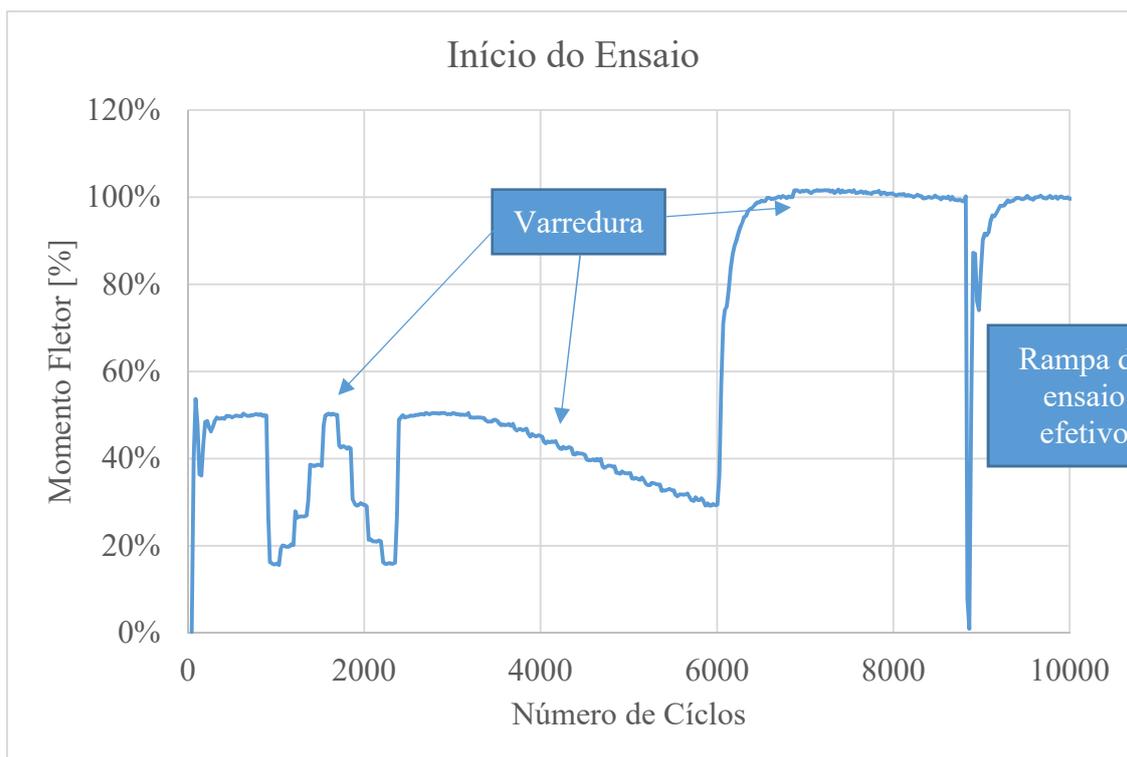


Figura 6.6 - Resultado de momento fletor em função do número de ciclos, obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.

No gráfico da Figura 6.7, é apresentado o resultado da frequência de operação do início do ensaio. Por questões de segurança, devido à grande variação do carregamento, são realizadas 3 varreduras no início do ensaio. A primeira varredura é realizada com um degrau de 1 Hz, a segunda varredura com um degrau de 0,1 Hz e a terceira varredura com 0,01 Hz. A primeira e a segunda varredura são realizadas com 50% do valor de momento nominal do ensaio (Figura 6.6). Encontrada a frequência natural com precisão decimal, o momento é elevado até o valor nominal e então é realizada a terceira varredura.

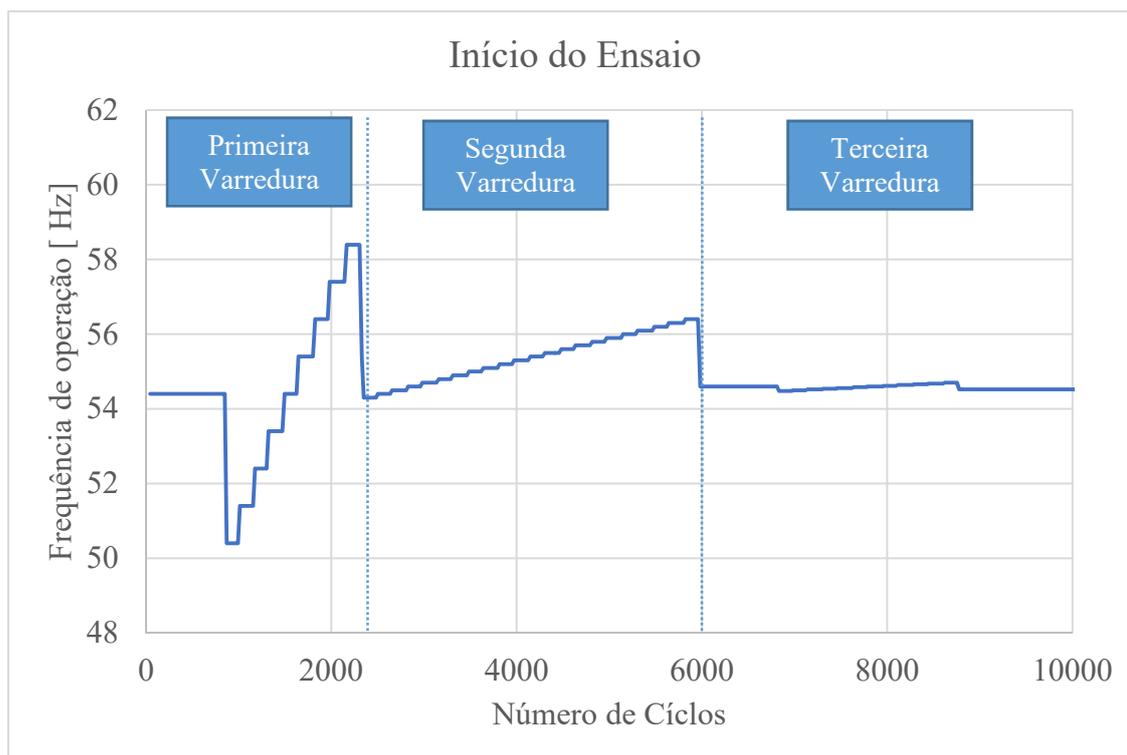


Figura 6.7 - Resultado de frequência de operação em função do número de ciclos obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.

Ao fim da terceira varredura, a excitação do sistema é interrompida para dar início ao ensaio efetivo.

O ensaio efetivo se inicia com a rampa de elevação do momento fletor, para assim alcançar o valor de momento nominal de ensaio. Atingindo o valor nominal, o sistema grava e mantém constante os valores de ganho do amplificador e frequência de excitação. Para garantir a amplitude de carregamento, o sistema permanece em monitoramento. O mesmo foi configurado de forma que com a alteração de 1 % da média do valor nominal, uma nova varredura e rampa de correção do momento é realizada. O gráfico da Figura 6.8 apresenta os resultados de momento durante o ensaio efetivo.

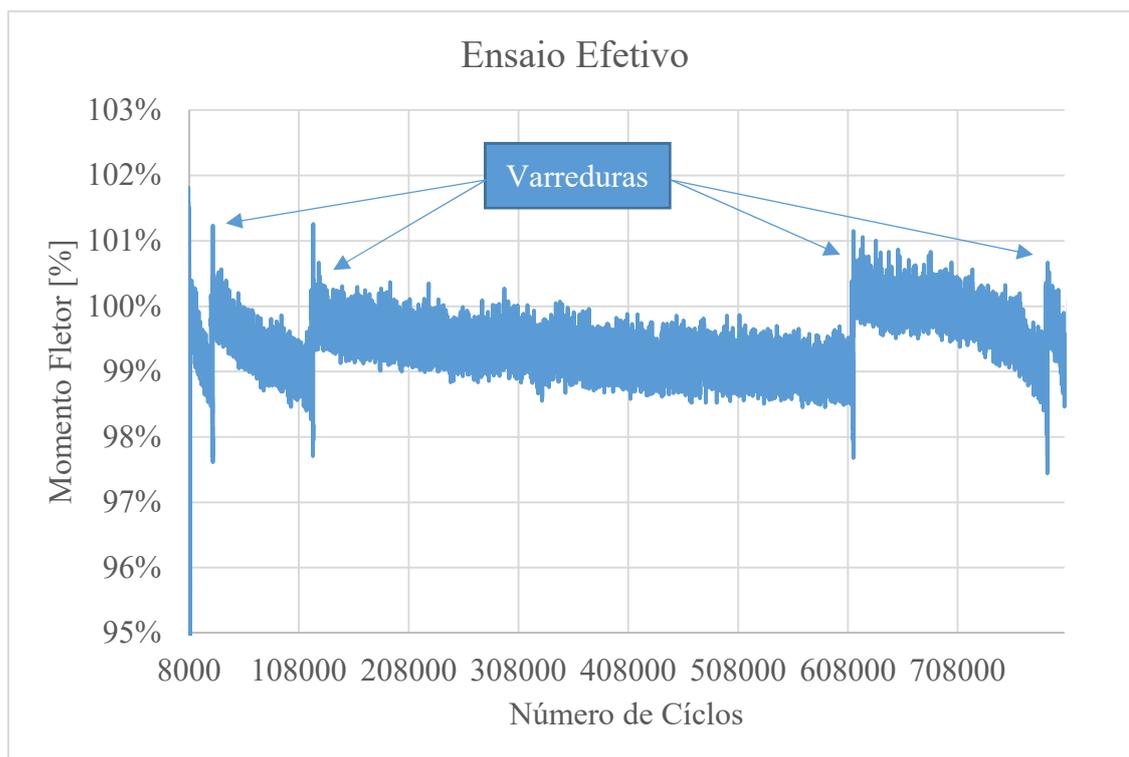


Figura 6.8 - Resultado de momento fletor em função do número de ciclos, obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.

Durante o ensaio efetivo, foi encontrado uma média de momento fletor de 99,39 % do valor nominal, com uma variação de no máximo 1,87% do valor nominal.

O ensaio efetivo pode permanecer por até 10 milhões de ciclos, onde é considerado que o corpo de prova sobreviveu de acordo com o critério de falha estipulado, e o equipamento é automaticamente desligado. Ocorrendo a nucleação e propagação de trincas, a redução da rigidez altera a frequência natural do sistema (Figura 6.9).

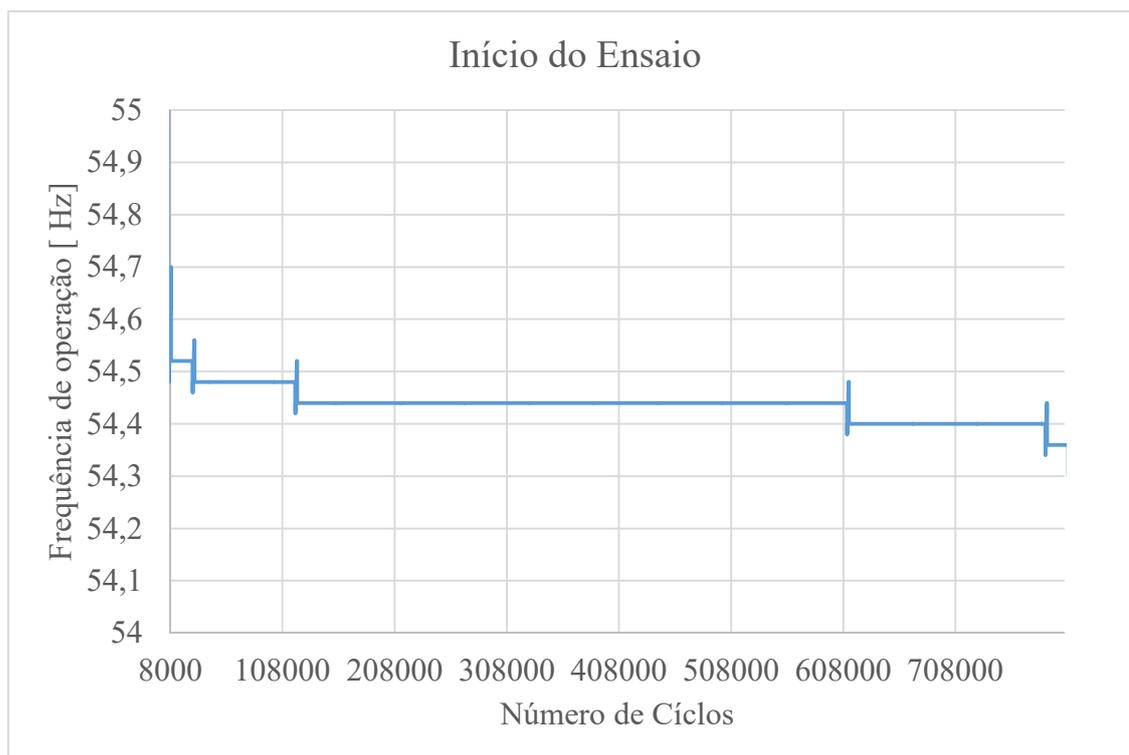


Figura 6.9 - Resultado de frequência de operação em função do número de ciclos, obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.

Esse fenômeno se apresenta no ensaio como uma redução momento fletor, já que o valor de frequência natural do sistema reduz a cada ciclo de ensaio. O sistema de controle responde com uma série de varreduras consecutivas, com a tentativa de encontrar a nova frequência e alcançar o momento fletor nominal de ensaio (Figura 6.10).

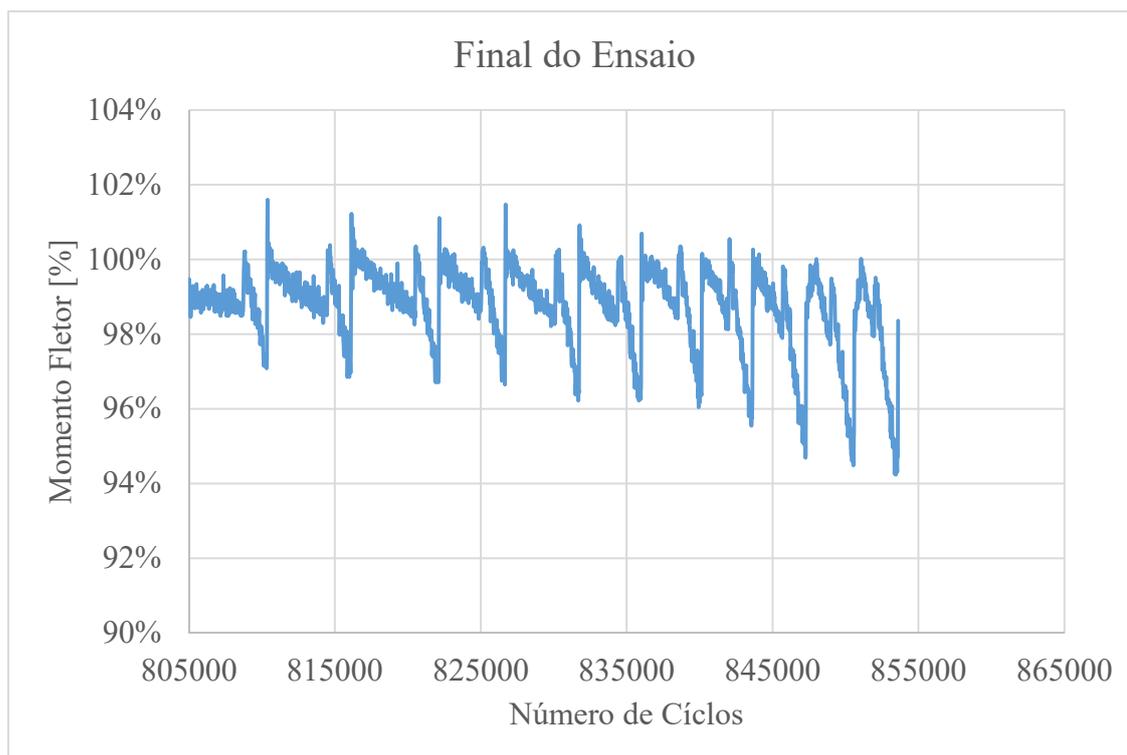


Figura 6.10 - Resultado de momento fletor em função do número de ciclos, obtido em ensaio de flexão no equipamento desenvolvido.

Após uma série de varreduras, a velocidade de propagação da trinca se torna tal que impede o sistema de controle a alcançar o momento nominal de ensaio. Após 5 segundos de tentativa, o sistema encerra o ensaio e é caracterizado a falha do componente. A Figura 6.11 apresenta a trinca de um corpo de prova através do ensaio não destrutivo de líquido penetrante.

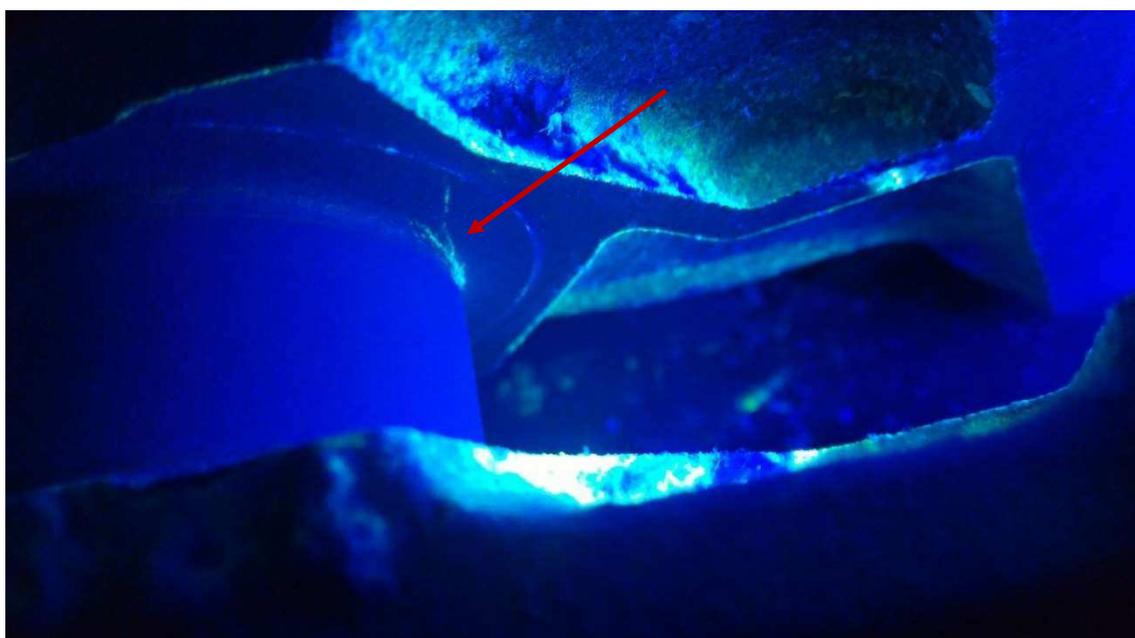


Figura 6.11 – Exemplo de corpo de prova de validação com trinca vista por ensaio não destrutivo de líquido penetrante.

Afim de comprovar a existência da trinca, é forçada a abertura do virabrequim e revelado a superfície de fratura (Figura 6.12).



Figura 6.12 – Corpo de prova fraturado após o ensaio.

6.3 Comparação do modelo teórico aos resultados experimentais

Para realizar a comparação foi realizado um ensaio mantendo-se a força de excitação constante, alterando o valor de frequência de atuação e aquisitando os resultados de momento fletor. O resultado, como esperado de um sistema em ressonância, possui um pico de momento fletor na frequência natural do sistema (Figura 6.13).

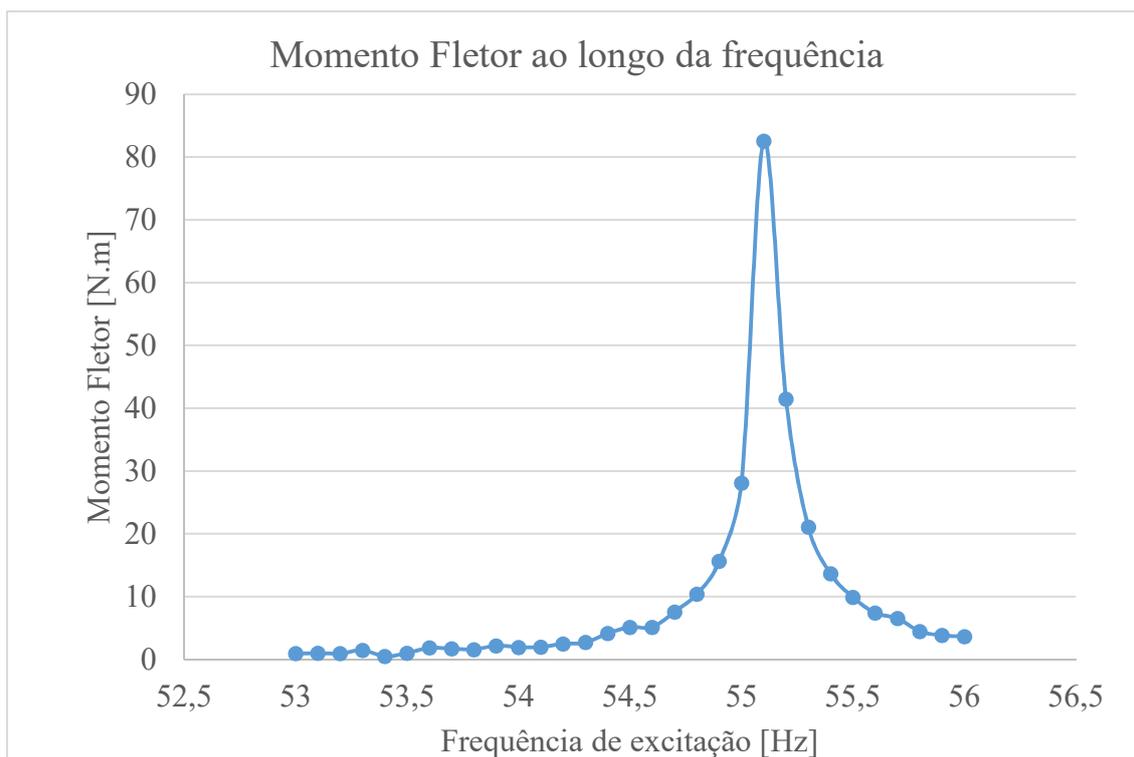


Figura 6.13 – Resultado experimental de momento fletor no ensaio com força constante de 1 N.

É necessário para a comparação a determinação experimental do amortecimento. Foi utilizado o método da largura de banda, que utiliza a FFT do sistema e avalia a largura da curva de resposta de frequência quando a magnitude é o valor máximo dividido por $\sqrt{2}$ (MEVADA; PATEL, 2016). A Figura 6.14 apresenta a FFT experimental do sistema de flexão.

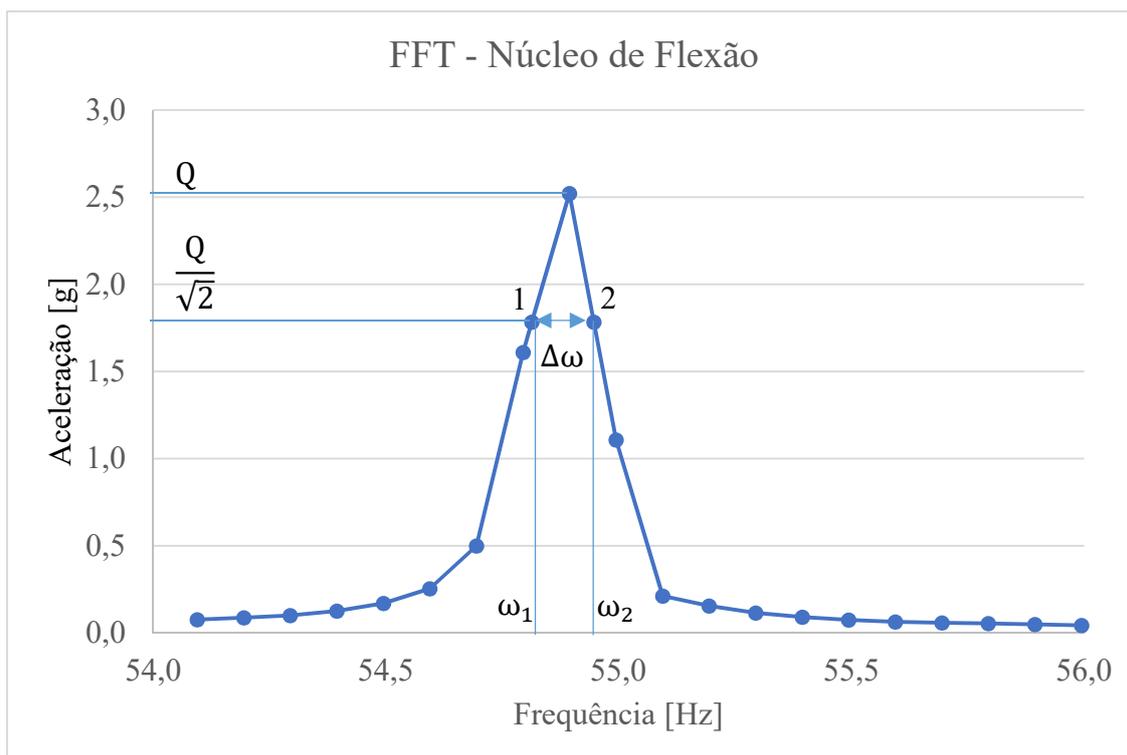


Figura 6.14 – FFT do núcleo de ensaio de flexão.

Para:

- Q= Valor de magnitude máxima;
- ω_1 = Primeira frequência para $\frac{Q}{\sqrt{2}}$;
- ω_2 = Segunda frequência para $\frac{Q}{\sqrt{2}}$;
- ω_r = Frequência natural amortecida;

Obtendo os valores de frequência correspondentes à $\frac{Q}{\sqrt{2}}$, é possível o cálculo de $\Delta\omega$.

$$\omega\left(\frac{Q}{\sqrt{2}}\right) \rightarrow \omega_1 \text{ e } \omega_2 \quad (34)$$

$$\Delta\omega = (\omega_2 - \omega_1)$$

Dividindo o valor de $\Delta\omega$ pela frequência natural ω_r e multiplicando por $\frac{1}{2}$, é obtido a razão de amortecimento viscoso do sistema.

$$\xi = \frac{1}{2} \times \frac{\Delta\omega}{\omega_r} \quad (35)$$

Foram realizadas 3 medições, obtendo uma média da razão de amortecimento de 0,0055 com um desvio de 0,001. Realizando o cálculo de momento fletor a partir da equação determinada no item 5.3.1 e sobrepondo os resultados no gráfico da Figura 6.13 temos como resultado o gráfico da Figura 6.15.

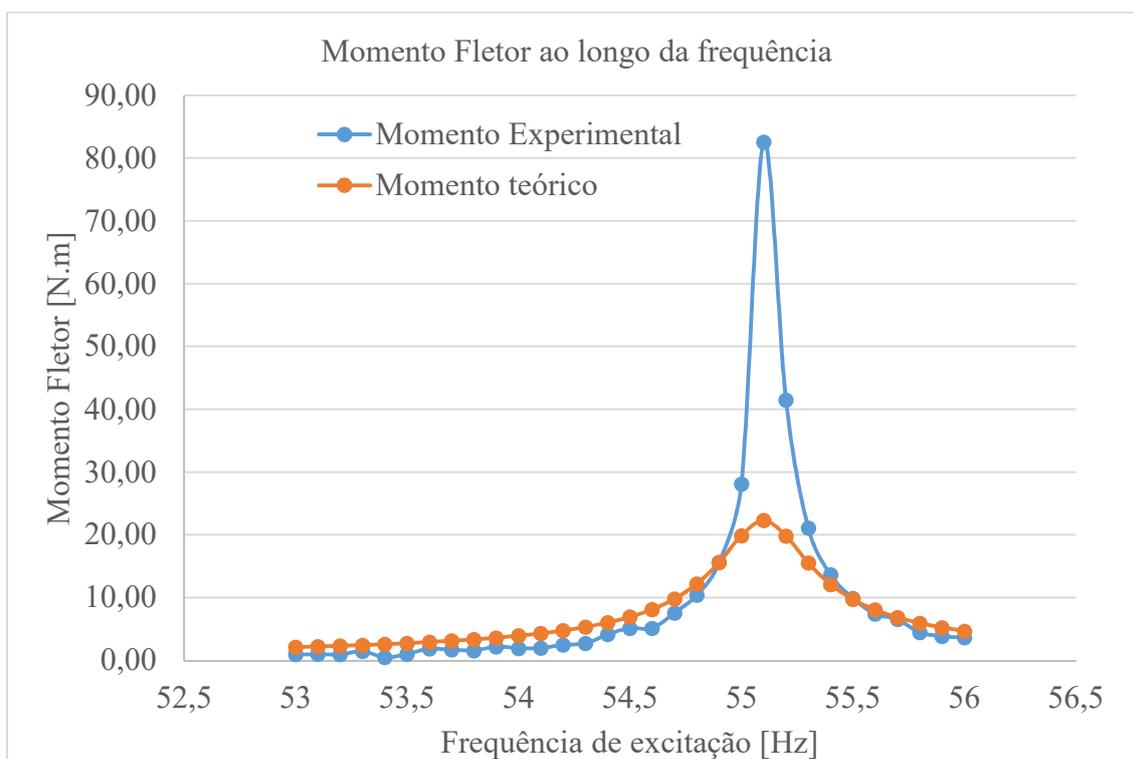


Figura 6.15 - Momento fletor experimental e momento fletor teórico.

Assim, foi possível concluir que o cálculo teórico apresenta um perfil coerente com o fenômeno, porém um resultado conservador de momento fletor, encontrando valores abaixo dos encontrados experimentalmente na ressonância.

Considerando a força de 1 N e a distância de aplicação de força de 0,315 m, podemos calcular a relação de momento de ensaio e o momento de entrada (gerado pela excitação do *shaker*).

$$\text{Razão de momento} = \frac{M_{\text{ensaio}}}{M_{\text{shake}}} = \frac{82,56 \text{ N.m}}{1 \text{ N} \times 0,315 \text{ m}} = 262 \text{ vezes}$$

Apesar do corpo de prova para testes não permitir a realização de ensaios até 5000 N.m, como foi requerido no projeto conceitual, a partir do cálculo da razão de momento e o mapa operacional no item 5.3 estima-se que o equipamento tenha capacidade de carregamento superior.

6.4 Resumo da avaliação de funções

Resumindo os resultados apresentados nos itens 6.2 e 6.3, a Tabela 6.1 agrupa as funções obtidas no projeto conceitual e são discretizadas a forma de medição ou validação da função, o critério de aceitação e o resultado da avaliação.

Tabela 6.1 – Avaliação de funções

Função avaliada	Forma de medição / validação	Critério de aceitação	Resultado
Fixação do corpo de prova	Visual: ocorrência de deslizamento entre pinça e mancal do corpo de prova	Não ocorrência de riscos na superfície do mancal, que seriam relacionados ao deslizamento entre superfícies.	Conforme para CDP de validação em flexão.
Suportar componentes	Avaliação da capacidade de suportar e posicionar os componentes	Não ocorrência de falha proveniente dos esforços de ensaio; Flexibilidade no posicionamento dos componentes e sensores.	Conforme
Carregar dinamicamente	Obtenção do carregamento durante ensaio.	Capacidade em gerar carregamento definido no projeto conceitual.	Conforme para CDP de validação
Controlar	Avaliação do comportamento do sistema de controle durante o ensaio	Capacidade de controlar o ensaio automaticamente, monitorar os sensores e desligar automaticamente em sobrecargas.	Conforme
Medir	Avaliação da capacidade de medir os esforços de ensaio.	Não ocorrência de desvio padrão acima do especificado pela indústria de $\pm 5\%$.	Conforme

7 Conclusão

A bancada desenvolvida apresentou plena capacidade em realizar ensaios de fadiga de flexão em virabrequins automotivos. Foram realizados testes de flexão com até 700 N.m de carregamento com 55 Hz de frequência, totalizando mais de 100 milhões de ciclos. Além disso, foram realizados ensaios de torção com até 1900 N.m com 36 Hz de frequência. Por questões de segurança, a verificação do carregamento é realizada com aumentos gradativos de torque, evitando falhas abruptas. Até a finalização desta dissertação, não foi obtida a falha por fadiga à torção no corpo de prova.

O projeto informacional obteve êxito na transcrição das necessidades do cliente, propiciando uma compreensão abrangente do real interesse do cliente no produto. Desenvolvido com o auxílio da primeira matriz do QFD, a casa da qualidade permitiu a definição das especificações do projeto e seus respectivos pesos, de forma a gerar uma estrutura de requisitos de projeto robusta para o desenvolvimento conceitual.

O projeto conceitual possibilitou uma análise funcional ampla, com uma estrutura funcional detalhada que se desdobrou nos componentes e sistemas necessários para o pleno cumprimento dos requisitos do cliente. Como resultado do desenvolvimento do projeto conceitual, a matriz morfológica possibilitou a geração de soluções alternativas, e a solução alternativa melhor qualificada convergiu na definição conceitual do projeto.

O projeto detalhado especificou e dimensionou os componentes e sistemas de acordo com a definição conceitual. Os componentes críticos foram verificados em simulação estrutural com o software Ansys Workbench 18.0, e os resultados propiciaram a seleção dos materiais para fabricação. O cálculo analítico do comportamento dinâmico do equipamento, possibilitou uma profunda compreensão da influência dos parâmetros de operação. Este estudo dá suporte à otimização de bancadas de teste por ressonância, fomentando a pesquisa de virabrequins automotivos.

A validação funcional apresentou a capacidade do equipamento desenvolvido em realizar os ensaios de fadiga de virabrequim, através da apresentação dos resultados de ensaio e verificação das funções definidas do projeto conceitual. Os ensaios de verificação foram realizados com um virabrequim disponibilizado por uma empresa parceira. Com isso, o carregamento dos ensaios de verificação não atingiu o valor máximo definido no projeto conceitual (5000 N.m), limitando assim a verificação da função de fixação do corpo de prova e de carregamento dinâmico. Apesar disso, a bancada apresentou robustez na realização dos

ensaios e o projeto possui flexibilidade para ensaios de diferentes virabrequins através pequenas alterações.

7.1 Sugestões para trabalhos futuros

1. Otimização dos parâmetros de operação através do modelamento dinâmico analítico.

A partir do modelamento do sistema dinâmico de vibração, foi possível avaliar a influência de cada parâmetro de forma independente e o seu impacto no mapa operacional. Um efeito encontrado por exemplo, é a redução de carregamento máximo possível com a redução da inércia. Em paralelo a frequência natural do sistema é reduzida com o aumento da inércia. Portanto, para uma dada rigidez do sistema, espera-se que exista um ponto de operação de máximo carregamento e mínima frequência de operação, e um ponto de máxima frequência de operação e mínimo carregamento.

2. Otimização dos braços de inércia, buscando a redução de massa e aumento de frequência natural.

A partir da otimização de parâmetros apresentada na sugestão anterior, é possível realizar a otimização estrutural do braço de inércia, buscando alcançar os extremos de operação.

3. Proposta de aumento de frequência natural pela alteração da rigidez do sistema.

Uma sugestão para elevar a frequência de ensaio é a alteração do modelo de vibração atual. Com a adição de molas às extremidades das massas J_1 e J_2 , é possível o aumento de rigidez do modo de vibração. A Figura 7.1 apresenta o modelo sugerido.

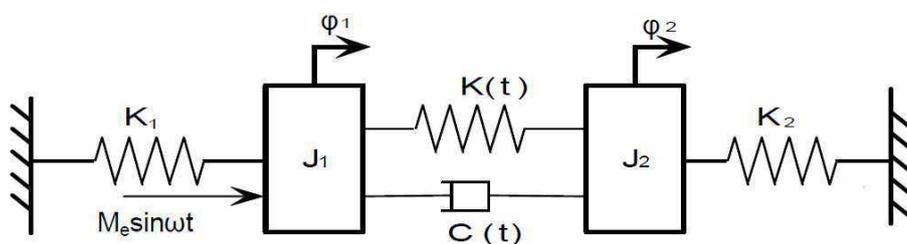


Figura 7.1 – Sugestão de alteração do sistema de vibração, adaptado de Feng e Li (FENG; LI, 2003).

8 Referências

- ATKINS, Matthew J.; KOCH, Charles Robert. **A well-to-wheel comparison of several powertrain technologies**. Warrendale, PA: SAE, 2003. SAE Technical Paper 2003-01-0081.
- BAE, Jae-Il; BAE, Sin-Chul. A study on the engine downsizing using mechanical supercharger. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 19, n. 12, p. 2321, 2005.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. São Paulo: Edgar Blücher, 2013. v. 1.
- CALLIES. **Callies performance products: mechanical fatigue solutions**. Fostoria, OH, 2011. Disponível em: <<http://www.callies.com/mfs/>>. Acesso em: 31 ago. 2017.
- CASARIN, Joviano Janjar. **Roletamento de virabrequins**. 2007. 79 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- ÇEVIK, Gül; GÜRBÜZ, Rıza. Evaluation of fatigue performance of a fillet rolled diesel engine crankshaft. **Engineering Failure Analysis**, v. 27, p. 250-261, 2013.
- CEVIK, M. Cagri; HOCHBEIN, Helmut; REBBERT, Martin. Potentials of crankshaft fillet rolling process. **SAE International Journal of Engines**, v. 5, n. 2, p. 622-632, 2012.
- CHEN, Xiaoping et al. Statistical distribution of crankshaft fatigue: experiment and modeling. **Engineering Failure Analysis**, v. 42, p. 210-220, 2014.
- CHIEN, W. Y. et al. Fatigue analysis of crankshaft sections under bending with consideration of residual stresses. **International Journal of Fatigue**, v. 27, n. 1, p. 1-19, 2005.
- DOWLING, Norman E. **Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue**. Upper Saddle River: Prentice-Hall, 2013.
- FARIZA, I. Europa aprova a lei mais dura do mundo contra a emissão de CO2 por carros. **El País**, Bruxelas, 25 fev. 2014. Disponível em: <<https://brasil.elpais.com/>>. Acesso em: 28 out. 2017.
- FENG, Meibin; LI, Manliang. **Development of a computerized electrodynamic resonant fatigue test machine and its applications to automotive components**. Warrendale, PA: SAE, 2003. SAE Technical Paper.
- FONSECA, L. G. A. **Crankshaft deep rolling modeling through explicit analysis using finite element method**. 2015. 105 f. Dissertação (Mestrado em Mecânica dos Sólidos e Estruturas) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.
- GUAGLIANO, M.; TERRANOVA, A.; VERGANI, L. Theoretical and experimental study of the stress concentration factor in diesel engine crankshafts. **Journal of Mechanical Design**, v. 115, n. 1, p. 47-52, 1993.

HIRONOBU, Nisitani; KEN-ICHI, Takao. Significance of initiation, propagation and closure of microcracks in high cycle fatigue of ductile metals. **Engineering Fracture Mechanics**, v. 15, n. 3-4, p. 445-456, 1981.

HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK. **Homepage**. Darmstadt, 2017. Disponível em: <<https://www.hbm.com/pt/>>. Acesso em: 22 out. 2017.

HUERTAS, J. I. et al. Resonant fatigue test bench for shaft testing. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 40, n. 3, p. 364-374, 2017.

IABG. **Automotive testing and fatigue strength**. Ottobrunn, 2017. Disponível em: <<http://www.iabg.de/en/business-fields/automotive/testing-and-fatigue-strength/>>. Acesso em: 31 ago. 2017.

KO, Young Sang et al. **Fatigue strength and residual stress analysis of deep rolled crankshafts**. Warrendale, PA: SAE, 2005. SAE Technical Paper

KUDU, Fatma Nur et al. Estimation of damping ratios of steel structures by operational modal analysis method. **Journal of Constructional Steel Research**, v. 112, p. 61-68, 2015.

KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS. **Homepage**. Tóquio, 2017. Disponível em: <<http://www.kyowa-ei.com/eng/>>. Acesso em: 24 nov. 2017.

LOVE, Ronald Joseph; WAISTALL, Derek Nicholson. **The improvement in the bending fatigue strength of production crankshafts by cold rolling**. Nuneaton: Motor Industry Research Association, 1954.

MACGREGOR, Charles Winters; GROSSMAN, Nicholas. **Effects of cyclic loading on mechanical behavior of 24S-T4 and 75S-T6 aluminum alloys and SAE 4130 Steel**. Washington, DC: NASA, 1952. (NACA-TN-2812).

MAHLE. **Manual técnico motores à combustão interna**. Mogi Guaçu, SP, 2017.

MASCARENHAS, L. A. B. **Bancada e método para testes em alta temperatura para conjunto sede: válvulas automotivas**. 2015. 237 f. Tese (Doutorado em Sistemas Aeroespaciais e Mecatrônica) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

MEVADA, Himanshu; PATEL, Dipal. Experimental determination of structural damping of different materials. **Procedia Engineering**, v. 144, p. 110-115, 2016.

NATIONAL INSTRUMENTS. **Homepage**. São Paulo, 2017. Disponível em: <<http://www.ni.com/pt-br.html>>. Acesso em: 24 nov. 2017.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 3. ed. São Paulo: Livros Técnicos e Científicos Editora, 2006.

ORGANISATION INTERNATIONALE DES CONSTRUCTEURS D'AUTOMOBILES. **Homepage**. Paris, 2017. Disponível em: <<http://www.oica.net/>>. Acesso em: 29 ago. 2017.

ORLOWITZ, Esben; BRANDT, Anders. Comparison of experimental and operational modal

analysis on a laboratory test plate. **Measurement**, v. 102, p. 121-130, 2017.

PAHL, G. et al. **Projeto na engenharia: fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos métodos e aplicações**. São Paulo: Edgard Blucher, 2005.

PATIL, D. S.; MORKANE, N. M.; LOMATE, V. B. Design and analysis of crankshaft bending test rig for actual engine condition. In: NATIONAL CONFERENCE ON MACHINES AND MECHANISMS, 16., 2013, Roorkee. **Proceedings...** Roorkee: Indian Institute of Technology, 2013.

PAWAR, Prajakta P. *et al.* Evaluation of crankshaft manufacturing methods-an overview of material removal and additive processes. **International Research Journal of Engineering and Technology**, v. 2, n. 4, p. 2395-0056, July 2015.

PCB PIEZOTRONICS. **Homepage**. New York, 2017. Disponível em: <<http://www.pcb.com/>>. Acesso em: 24 nov. 2017.

ROZENFELD, H. et al. **Gestão de desenvolvimento de produtos: uma referência para a melhoria do processo**. São Paulo: Saraiva, 2006. v. 53.

SHACKELFORD, James F. **Ciência dos materiais**. Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall, 2008.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R. **Projeto de engenharia mecânica**. São Paulo: Bookman, 2005.

SPITERI, Paul; HO, Simon; LEE, Yung-Li. Assessment of bending fatigue limit for crankshaft sections with inclusion of residual stresses. **International Journal of fatigue**, v. 29, n. 2, p. 318-329, 2007.

STEPHENSON, Mark. Engine downsizing: an analysis perspective. In: SIMULIA CUSTOMER CONFERENCE, 2009, London. **Proceedings...** [S.l.: s.n], 2009.

SUN, Song-song; YU, Xiao-Li; CHEN, Xiao-Ping. Study of component structural equivalent fatigue based on a combined stress gradient approach and the theory of critical distance. **Engineering Failure Analysis**, v. 60, p. 199-208, 2016.

THE MODAL SHOP. **Homepage**. Cincinnati, OH, 2017. Disponível em: <<http://www.modalshop.com/>>. Acesso em: 20 nov. 2017.

VILLALVA, Sergio Gradella; JUNIOR, Elcio Geraldo Ferracini. **Correlation between CAE and experimental fatigue bench tests for automotive crankshafts**. Warrendale, PA: SAE, 2010. SAE Technical Paper 2010-36-0255.

WILLIAMS, Jonathan; FATEMI, Ali. **Fatigue performance of forged steel and ductile cast iron crankshafts**. Warrendale, PA: SAE, 2007. SAE Technical Paper 2007-01-1001.

WRIGHT, D. H.; LOVE, R. J.; WILLN, J. E. **Equipment and techniques for cold rolling: a summary of M.I.R.A. work**. Nuneaton: Motor Industry Research Association, 1963.

ZOROUFI, Mehrdad; FATEMI, Ali. A literature review on durability evaluation of crankshafts including comparisons of competing manufacturing processes and cost analysis. In: FORGING INDUSTRY TECHNICAL CONFERENCE, 26., 2005, Chicago, IL. **Proceedings...** [S.l.: s.n], 2005.

ZWICK ROELL GROUP. **Fatigue tests on crankshafts**. Herefordshire, 2017. Disponível em: <<http://www.zwick.co.uk/en>>. Acesso em: 31 ago. 2017.

FOLHA DE REGISTRO DO DOCUMENTO

1. CLASSIFICAÇÃO/TIPO DM	2. DATA 29 de janeiro de 2018	3. REGISTRO Nº DCTA/ITA/DM-136/2017	4. Nº DE PÁGINAS 125
5. TÍTULO E SUBTÍTULO: Desenvolvimento de bancada de ensaio de fadiga de virabrequins automotivos.			
6. AUTOR(ES): Artur Cantisano			
7. INSTITUIÇÃO (ÕES)/ÓRGÃO(S) INTERNO(S)/DIVISÃO(ÕES): Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA			
8. PALAVRAS-CHAVE SUGERIDAS PELO AUTOR: Virabrequim, Fadiga, Ensaio, Equipamento, DIP.			
9. PALAVRAS-CHAVE RESULTANTES DE INDEXAÇÃO: Cambota; Ensaios de fadiga; Eficiência; Automóveis; Engenharia mecânica.			
10. APRESENTAÇÃO: (X) Nacional () Internacional ITA, São José dos Campos. Curso de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Aeronáutica e Mecânica. Área de Materiais, Manufatura e Automação. Orientador: Prof. Dr. Eng. Jefferson de Oliveira Gomes; Co-orientador: Profa. D.ra Maria Margareth da Silva. Defesa em 08/12/2017. Publicada em 2017.			
11. RESUMO: A busca pela redução de consumo e aumento de eficiência energética dos motores à combustão interna marca o momento atual do desenvolvimento veicular. O <i>downsizing</i> em conjunto à utilização de turbo compressores possibilita alta potência em motores de baixo consumo. Essa solução impacta no projeto dos componentes atuais, e requisitam o desenvolvimento de peças mais resistentes e mais leves. Dentre os componentes mais afetados, o virabrequim se destaca por transmitir todo o trabalho produzido na combustão à linha de transmissão. Devido ao carregamento cíclico tem sua principal falha por fadiga que em conjunto as influências do processo de fabricação, torna impossível a determinação da sua resistência à fadiga pelos métodos analíticos. Para determinação da resistência à fadiga são utilizadas bancadas de ensaio. Estas não possuem grande desenvolvimento acadêmico, o que impacta no desenvolvimento do virabrequim e de seus ensaios. Para preencher esta lacuna, a presente dissertação teve por objetivo o desenvolvimento de uma bancada de ensaio de fadiga de virabrequim, e o modelamento do sistema dinâmico de atuação, possibilitando a melhor compreensão das influências dos parâmetros de operação no ensaio e nos resultados. Para desenvolvimento do projeto foram utilizadas técnicas de desenvolvimento integrado de produto, de modo a satisfazer as necessidades dos clientes de forma mais rápida e satisfatória. Foram alcançados momentos de 700 N.m e 55 Hz de frequência de atuação para o ensaio de flexão, e 1900 N.m de torque a 36 Hz para o ensaio de torção. O equipamento já obteve mais de 100 milhões de ciclos. O modelamento dinâmico apresentou capacidade para prever o comportamento do sistema, requerendo a obtenção experimental do amortecimento do sistema para adequação à realidade do sistema de vibração.			
12. GRAU DE SIGILO: (X) OSTENSIVO () RESERVADO () SECRETO			