

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANDRÉ LUIS AGUIAR PALADINI

CONTROLE DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELO VENTO
POR ALTERAÇÃO DO PADRÃO SUPERFICIAL EM
UMA VIGA CANTILEVER

SÃO CARLOS - SP

2022

ANDRÉ LUIS AGUIAR PALADINI

CONTROLE DE VIBRAÇÕES INDUZIDAS PELO VENTO POR ALTERAÇÃO DO
PADRÃO SUPERFICIAL EM UMA VIGA CANTILEVER

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de São Carlos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração:
Materiais e Processos de Fabricação

Orientador:
Prof. Dr. Vitor Ramos Franco

São Carlos - SP
2022



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS

Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Folha de Aprovação

Defesa de Dissertação de Mestrado do candidato André Luis Aguiar Paladini, realizada em 09/06/2022.

Comissão Julgadora:

Prof. Dr. Vitor Ramos Franco (UFSCar)

Prof. Dr. Luis Antonio Oliveira Araujo (UFSCar)

Prof. Dr. Jaime Alberto Mosquera Sanchez (EESC/USP)

O Relatório de Defesa assinado pelos membros da Comissão Julgadora encontra-se arquivado junto ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, Ana e André.

AGRADECIMENTO

Agradeço, primeiramente, à Deus, por me guiar pelo meu caminho e pelas oportunidades a mim concedidas.

À toda a minha família, pelo apoio na minha formação e por sempre estarem ao meu lado quando precisei.

À minha namorada, Ana Luiza, por me motivar durante o período de desenvolvimento deste trabalho e por estar ao meu lado em todas as situações.

Ao meu orientador, Vitor, pelo seu apoio incondicional e amizade, me dando oportunidade e incentivo, desde a época da graduação, para seguir o caminho do mestrado e, sobretudo, para me tornar um engenheiro melhor, além de contribuir enormemente com seu conhecimento e sua disposição na realização deste trabalho.

Ao meu colega de mestrado, e amigo, André Gunes, pela parceria no desenvolvimento deste trabalho em meio a esse período turbulento de pandemia.

À banca examinadora, pelos conselhos e sugestões acerca do trabalho apresentado.

Agradeço à CAPES.

RESUMO

No presente trabalho, é apresentado o estudo de um problema aeroelástico referente a vigas *cantilever* com entalhes superficiais expostas à ação do vento, bem como um projeto de um sistema de controle cuja finalidade é a manutenção de um nível de vibração desejado para uma das vigas, pela atuação de um anteparo na exposição de sua superfície entalhada, dada a variação na velocidade do vento. Para tanto, 17 tipos de superfície foram propostos e comparados, através de uma análise de dinâmica estrutural via testes experimentais de impacto e modelos teóricos validados pelos testes, a fim de se determinar a influência puramente estrutural relacionada à presença de cada tipo de entalhe na superfície. Em sequência, as vigas foram submetidas a um experimento em que foi fornecida uma excitação aerodinâmica por um ventilador centrífugo com capacidade de controle da velocidade do vento. Assim, a vibração para cada viga foi medida e comparada em termos de seus valores RMS associados à potência do sinal de vibração, bem como das distribuições das potências ao longo da banda de frequência. Deste modo, a viga com entalhes superficiais com maior valor RMS foi selecionada e submetida a um novo ensaio, o qual contou com um anteparo que encobria gradualmente, em passos de distância fixos, uma parcela de sua superfície. Neste experimento, as mesmas análises a respeito da potência e seus valores RMS foram realizadas, porém, variando-se as posições do anteparo e a velocidade do vento. Uma função que correlaciona os valores RMS com a velocidade do vento e com a posição instantânea do anteparo foi obtida a partir da interpolação dos resultados obtidos de modo a contribuir para o modelo da planta do sistema de controle, que também contou com os resultados da análise da dinâmica estrutural. Com o modelo da planta determinado, foi projetado um sistema de controle baseado em dois controladores PID em cascata, com uma malha para controle de posição do sistema de atuação, referente à posição do anteparo, e outra, para o controle dos níveis de vibração, dado um valor RMS. Os resultados para o sistema de controle foram simulados computacionalmente, com o auxílio do MatLab[®] e do Simulink[®] e foram obtidas respostas que se estabilizaram em torno do valor de referência, dada a variação da velocidade do vento. Concluiu-se que, através da obtenção das informações teóricas e experimentais acerca do problema aeroelástico proposto, foi possível realizar uma aplicação dos conceitos estudados pelo projeto de um sistema de controle de níveis de vibração da viga *cantilever*.

Palavras-chave: Controle de Vibrações. Vibração induzida pelo vento. Aeroelasticidade. Geometria Ativa. Testes aerodinâmicos.

ABSTRACT

In the present work, the study of an aeroelastic problem referring to cantilever beams with surface notches exposed to wind is presented, as well as a design of a control system whose purpose is to maintain a desired vibration level for one of the beams, by the action of a bulkhead in exposing its carved surface, given the variation in wind speed. For this purpose, 17 types of surface were proposed and compared, through an analysis of structural dynamics via experimental impact tests and theoretical models validated by their tests, in order to determine the purely structural influence related to the presence of each type of notch on the surface. Next, the beams were subjected to an experiment in which an aerodynamic excitation was provided by a centrifugal fan capable of controlling the wind speed. Thus, the vibration for each beam was measured and compared in terms of their RMS values associated with the vibration signal power, as well as the power distributions along the frequency band. In this way, the beam with superficial notches with the highest RMS value was selected and subjected to a new test, which had a bulkhead that gradually covered a portion of its surface, in fixed distance steps. In this experiment, the same analyzes regarding the power and its RMS values were performed, however, by varying the bulkhead positions and the wind speed. A function that correlates the RMS values with the wind speed and the instantaneous position of the bulkhead was obtained from the interpolation of the results in order to contribute to the control system plant model, which also relied on the results of the analysis of structural dynamics. With the plant model determined, a control system was designed based on two PID controllers in cascade, with a loop to control the position of the actuation system, referring to the position of the bulkhead, and another, to control the vibration levels, given an RMS value. The results for the control system were simulated computationally, with the help of MatLab[®] and Simulink[®], and responses were obtained that stabilized themselves around the reference value, given the variation in wind speed. It was concluded that, by obtaining theoretical and experimental information about the proposed aeroelastic problem, it was possible to carry out an application of the studied concepts by the design of a control system capable to stabilize the vibration levels of a cantilever beam.

Keywords: Vibration Control. Wind-induced vibration. Aeroelasticity. Active Geometry. Aerodynamic tests.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Vórtices sendo gerados em um cilindro.....	27
Figura 2 - Posicionamento do harvester num sistema de vibração induzida por vórtice	27
Figura 3 - Montagem experimental de um harvester com um cilindro gerador de vórtices acoplado à viga.....	28
Figura 4 - Modelo esquemático de um sistema VIV a) convencional e b) com controlador de atraso de tempo em malha fechada.....	29
Figura 5 – Grama piezométrica	30
Figura 6 – Representação do a) harvester e b) sua seção transversal	31
Figura 7 – Esquema de montagem de um harvester com vibrações advindas do fenômeno de galloping	32
Figura 8 - Protótipo de harvester baseado em vibrações por galloping.....	33
Figura 9 – Representação esquemática dos modelos de a) um grau de liberdade com deslocamento vertical e b) de parâmetros distribuídos com deslocamento transversal	34
Figura 10 – a) Harvester baseado em flutter e b) perfil de aerofólio com dois graus de liberdade (translação e rotação).....	36
Figura 11 - Exemplo de bifurcação de Hopf, relativo aos fenômenos de flutter e galloping...	36
Figura 12 – Protótipo de harvester baseado em flutter.....	37
Figura 13 - Procedimento experimental com harvester baseado em flutter	37
Figura 14 – Representação da asa equipada com uma superfície flexível e mutável.....	39
Figura 15 – Seção transversal de aerofólio com variação ativa de camber.....	40
Figura 16 – a) Comparação entre uma superfície de controle convencional e uma utilizando micro ressaltos e b) Variação do coeficiente de sustentação com a utilização de micro ressaltos em relação ao ângulo de ataque.....	41
Figura 17 - Padrões de entalhes superficiais propostos.....	43
Figura 18- Significado do código utilizado para referência dos corpos de prova	44
Figura 19 - Representação de um corpo de prova a) sólido e b) vazado com suas dimensões globais.....	45
Figura 20 - Fixação da chapa na base para o processo de fresamento dos entalhes superficiais	45
Figura 21 - a) Fresamento dos entalhes superficiais e b) corpo de prova com sobra de material	46
Figura 22 - Corpos de prova fabricados, após os processos de usinagem e corte de chapa.....	47

Figura 23- Representação esquemática do teste de impacto com a) a vista lateral e b) a vista superior	47
Figura 24 - a) Montagem do teste de impacto e b) conexões nos módulos de aquisição.....	50
Figura 25 – a) Representação do modelo de viga de Euler-Bernoulli e b) sua seção transversal	54
Figura 26 - Geometria CAD particionada	62
Figura 27 - Condição de contorno de engaste	63
Figura 28 - Malha aplicada ao modelo MEF dos corpos de prova.....	63
Figura 29 - Representação gráfica dos modos de vibrar de flexão da viga.....	64
Figura 30 – Organograma de síntese da metodologia aplicada à análise da dinâmica estrutural	65
Figura 31 - Escoamento atuando sob mudanças abruptas de geometria	66
Figura 32- Representação esquemática do experimento proposto para indução de vibrações pela ação do vento nos corpos de prova com entalhes superficiais	68
Figura 33 – Montagem do experimento de indução de vibrações nas vigas com entalhes superficiais pela ação do vento.....	70
Figura 34– Montagem do anteparo ao experimento de exposição dos entalhes ao vento.....	73
Figura 35 – Representação esquemática do sistema de controle proposto.....	75
Figura 36 – Malha de controle simplificada para o sistema proposto.....	75
Figura 37 – a) Diagrama de blocos para a modelagem da planta e b) conteúdo do bloco “planta”	79
Figura 38– Malha de controle do sistema de atuação (malha interna)	81
Figura 39 – Malha fechada para o sistema de controle completo	83
Figura 40 – Comparação entre os sinais de força aplicados nas repetições dos testes de impacto para o CP F01S.....	87
Figura 41 – Sinais de saída obtidos pela aplicação do pulso de força no CP F01S	87
Figura 42– Funções resposta em frequência experimentais os sinais obtidos pelas repetições dos ensaios para o CP F01S.....	88
Figura 43 – FRFs experimentais de aceleração normalizadas para os CPs sólidos	90
Figura 44 – FRFs experimentais de aceleração normalizadas para os CPs vazados.....	90
Figura 45– FRFs experimentais de tensão elétrica normalizadas para os CPs sólidos	91
Figura 46– FRFs experimentais de tensão elétrica normalizadas para os CPs vazados.....	91
Figura 47 - Coerência entre os sinais de força e aceleração para os ensaios realizados com o CP F01S.....	93

Figura 48- Coerência entre os sinais de força e tensão elétrica para os ensaios realizados com o CP F01S.....	94
Figura 49 - Frequências naturais obtidas pela solução da equação característica de frequências e pela análise modal pelo MEF para o caso “com acelerômetro”	95
Figura 50 – Comparação entre as FRFs de aceleração teóricas (MEF e analítica) e experimental média para o CP L01	97
Figura 51 - Comparação entre as FRFs de aceleração teórica e experimental média para o CP F01S.....	98
Figura 52 - Comparação entre as FRFs de aceleração teórica e experimental média para o CP F01V.....	98
Figura 53 - Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teóricas (MEF e analítica) e experimental média para o CP L01	100
Figura 54 - Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP F01S.....	101
Figura 55 - Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP F01S.....	101
Figura 56 - Frequências naturais obtidas pela solução da equação característica de frequências e pela análise modal pelo MEF para o caso “sem acelerômetro”	104
Figura 57 – FRFs de tensão elétrica normalizadas para os CPs sólidos sem acelerômetro ...	106
Figura 58– FRFs de tensão elétrica normalizadas para os CPs vazados sem acelerômetro ...	106
Figura 59 – Velocidade do perfil médio do escoamento de ar pelo tempo com dados experimentais coletados a cada 100 RPM	108
Figura 60 – Sinais de tensão elétrica normalizada adquiridos para o corpo de prova F01S .	109
Figura 61 – Envelopes RMS médios para os corpos de prova sólidos.....	110
Figura 62 – Envelopes RMS médios para os corpos de prova vazados	110
Figura 63 – Densidades espectrais de potência referentes aos sinais de tensão elétrica normalizada para os corpos de prova sólidos sob carregamento aerodinâmico	111
Figura 64 – Densidades espectrais de potência referentes aos sinais de tensão elétrica normalizada para os corpos de prova vazados sob carregamento aerodinâmico	112
Figura 65– Valores RMS associados à potência média calculada pela integral das PSDs médias para cada corpo de prova.....	113
Figura 66 – Densidades espectrais de potência dos corpos de prova sólidos para a banda de frequências de até 200 Hz.....	114

Figura 67 – Densidades espectrais de potência dos corpos de prova vazados para a banda de frequências de até 200 Hz.....	114
Figura 68 – Densidades espectrais de potência para o corpo de prova F01S com a posição do anteparo variando de 0 a 70 mm.....	117
Figura 69 – Densidades espectrais de potência para o corpo de prova F01S com a posição do anteparo variando de 70 a 170 mm.....	117
Figura 70– Valores RMS associados à potência média para posição do anteparo.....	118
Figura 71 – Densidades espectrais de potência para os intervalos de tempo propostos na posição de 70 mm do anteparo	120
Figura 72 – Densidades espectrais de potência para os intervalos de tempo propostos na posição de 170 mm do anteparo	120
Figura 73 – Valores RMS para os intervalos de tempo propostos	121
Figura 74 – Superfície gerada pela interpolação linear bidimensional entre as variáveis posição do anteparo e velocidade do vento	124
Figura 75 – Comparação entre os envelopes RMS para a posição de 70 mm do anteparo	125
Figura 76 – Comparação entre os envelopes RMS para a posição de 170 mm do anteparo ..	126
Figura 77 – Diagrama de lugar das raízes referente à malha do atuador.....	129
Figura 78– Resposta do atuador em malha fechada ao degrau de posição desejada do anteparo	131
Figura 79 – Resposta da planta para o ganho crítico K_{cr} e para os ganhos calculados pelo método de Ziegler-Nichols	133
Figura 80 – Comparação entre as respostas da planta para os parâmetros do controlador calculados e para o reajuste do ganho K_P	134
Figura 81– Resposta da planta à entrada de vento senoidal com período de 20 s, com e sem controle da posição do anteparo	135
Figura 82– Resposta da planta à entrada de vento senoidal com período de 10 s, com e sem controle da posição do anteparo	136
Figura 83 – Resposta da planta à entrada de vento senoidal com período de 5 s, com e sem controle da posição do anteparo	136
Figura 84 – Variação da posição do anteparo para se controlar as respostas à velocidade variável do vento	137

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dimensões globais dos corpos de prova.....	43
Tabela 2 - Código e nomenclatura para os corpos de prova.....	44
Tabela 3 - Posicionamento dos elementos de medição no teste de impacto	49
Tabela 4 - Equipamentos utilizados no teste de impacto	50
Tabela 5 - Propriedades do alumínio 1060.....	62
Tabela 6 - Equipamentos utilizados no experimento de indução de vibrações nas vigas com entalhes superficiais pela ação do vento.....	69
Tabela 7 - Parâmetros de amostragem utilizados nos testes de impacto	86
Tabela 8 - Valores médios da amplitude do pulso de força para cada corpo de prova	89
Tabela 9 – Parâmetros modais para os modelos das vigas cantilever com acelerômetro	96
Tabela 10 – Valores de K_{volt} ajustados para cada corpo de prova.....	102
Tabela 11 – Parâmetros modais para os modelos das vigas cantilever sem acelerômetro	105
Tabela 12 – Parâmetros de amostragem utilizados nos ensaios aerodinâmicos.....	108
Tabela 13 – Intervalos de tempo e velocidades médias para a análise de variação de velocidade do vento	119
Tabela 14 – Frequências naturais para o modelo da planta.....	122
Tabela 15 – Valores RMS experimentais em função da velocidade do vento (V) e da posição do anteparo (p).....	123
Tabela 16 – Parâmetros calculados para o modelo da planta.....	125
Tabela 17 – Parâmetros do motor elétrico do sistema de atuação.....	127
Tabela 18 – Especificações de desempenho esperadas para a malha de controle interna.....	128
Tabela 19 – Parâmetros determinados para controlador PID da malha interna	130
Tabela 20 – Especificações de desempenho obtidas para a malha de controle interna.....	130
Tabela 21 – Parâmetros críticos e parâmetros calculados pelo método de Ziegler-Nichols ..	132
Tabela 22 – Especificações de desempenho esperadas para a malha de controle externa	133
Tabela 23 – Especificações de desempenho obtidas para a malha de controle externa	134

LISTA DE SIGLAS

- VIV** – Vibrações induzidas por vórtice (*Vortex induced vibrations*)
- TIV** – Vibrações induzidas por turbulência (*Turbulence induced vibrations*)
- CP** – Corpo de prova
- UFSCar** – Universidade Federal de São Carlos
- FRF** – Função resposta em frequência
- MEF** – Método dos elementos finitos
- CAD** – *Computer aided design*
- CAE** – *Computer aided engineering*
- USP** – Universidade de São Paulo
- PSD** – Densidade espectral de potência (*Power spectral density*)
- NRMSE** – *Normalized root mean squared error*
- RMS** – *Root mean square*
- PID** – Proporcional, integral e derivativo
- MISO** – Múltiplas entradas, saída única (*Multiple inputs, single output*)
- CC** – Corrente contínua
- MA** – Malha aberta
- MF** – Malha fechada

LISTA DE SÍMBOLOS

L_T	Comprimento total da viga
L	Comprimento útil da viga
b	Largura da viga
h	Espessura da viga
P_{xx}	Densidade espectral de potência da autocorrelação do sinal de entrada
P_{yy}	Densidade espectral de potência da autocorrelação do sinal de saída
$H(\omega)$	Função resposta em frequência experimental
$H_2(\omega)$	Estimador espectral de funções resposta em frequência experimentais
$H_{CP,média}$	Média das funções resposta em frequência experimentais
$H_{CP,norm}$	Função resposta em frequência experimental média e normalizada
$A_{p,médio}$	Amplitude da entrada de pulso média
$f_{CP}(t)$	Sinal de força de impacto no tempo
t_i	Instante de tempo inicial
t_f	Instante de tempo final
ρ	Densidade do material da viga
A	Área da seção transversal da viga
c_a	Coefficiente de amortecimento viscoso da viga
c_s	Coefficiente de amortecimento estrutural da viga
Y	Módulo de Young do material da viga
I	Momento de inércia da seção transversal da viga
m_a	Massa do acelerômetro acoplado à extremidade livre da viga
$u(x, t)$	Deslocamento transversal da viga
$f(x, t)$	Força de excitação distribuída
$U_n(x)$	Enésima função característica da viga
λ_n	Enésimo autovalor associado à solução da equação de Euler-Bernoulli
ω_n	Enésima frequência natural não-amortecida da viga
$q_n(t)$	Enésima coordenada generalizada
$Q_n(t)$	Enésima força generalizada
m_n	Enésima massa modal
k_n	Enésima rigidez modal
c_n	Enésimo coeficiente de amortecimento modal

ζ_n	Enésimo fator de amortecimento modal
$H_n(\omega)$	Enésima função resposta em frequência modal
f_0	Amplitude da parcela temporal da excitação harmônica
P_0	Amplitude da parcela espacial da excitação harmônica
δ	Delta de Dirac
$H_{x_1, x_0}(\omega)$	Função resposta em frequência de transmissão para entrada pontual
x_0	Posição de aplicação da entrada pontual
x_1	Posição do acelerômetro
x_2	Posição do <i>buzzer</i> piezoelétrico
K_{volt}	Ganho de conversão de tensão elétrica em deslocamento transversal da viga
C_D	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
F_D	Força de arrasto aerodinâmico
C_L	Coefficiente de sustentação aerodinâmica
F_L	Força de sustentação aerodinâmica
S_C	Área característica exposta ao escoamento
ρ_{ar}	Densidade do ar
V	Velocidade de escoamento de ar
$P_{CP, média}$	Potência média de um sinal
$u_{CP, RMS}$	Valor RMS de um sinal
A_1	Amplitude da função seno referente ao Modo 1
A_2	Amplitude da função seno referente ao Modo 2
A_3	Amplitude da função seno referente ao Modo 3
K_1	Ganho de correlação entre a amplitude do Modo 1 e a função RMS
X_{RMS}	Função RMS associada à vibração do corpo de prova F01S
p	Posição instantânea do anteparo
p_0	Posição inicial do anteparo
K_a	Ganho do mecanismo de translação do conjunto de atuação
θ_m	Posição angular instantânea do motor CC
V_f	Tensão de entrada de campo do motor CC
K_m	Ganho do motor CC
J	Inércia do motor CC
c_m	Coefficiente de amortecimento do motor CC
R_f	Resistência de campo do motor CC

L_f	Indutância de campo do motor CC
τ_f	Constante de tempo de campo do motor CC
τ_L	Constante de tempo de carregamento do motor CC
s	Variável de Laplace
$E(s)$	Sinal de erro
K_P	Ganho proporcional do controlador PID
K_I	Ganho integral do controlador PID
K_D	Ganho derivativo do controlador PID
N	Frequência de corte do filtro do controlador PID
K_{cr}	Ganho proporcional crítico do controlador PID
T_{cr}	Tempo crítico
T_I	Tempo integrador
T_D	Tempo derivativo
K_e	Ganho de conversão do sinal de erro
p_r	Posição de referência do anteparo
f_s	Frequência de amostragem
t_s	Tempo de amostragem
n_p	Número de pontos aquisitados
t_{teste}	Tempo de experimento
P_{xy}	Densidade espectral de potência da correlação cruzada entre entrada e saída
C_{xy}	Coerência pela magnitude ao quadrado entre entrada e saída
$NRMSE$	Média da raiz quadrada dos erros quadráticos normalizada

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	19
1.1 MOTIVAÇÃO.....	23
1.2 OBJETIVOS DA PESQUISA	24
1.2.1 Objetivos Gerais	24
1.2.2 Objetivos específicos.....	24
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	26
2.1 FENÔMENOS AEROELÁSTICOS EM <i>ENERGY HARVESTING</i>	26
2.1.1 Vibrações induzidas por vórtices (VIV)	26
2.1.2 Vibrações induzidas por turbulência (TIV)	29
2.1.3 Galloping.....	31
2.1.4 Flutter.....	35
2.2 GEOMETRIA ATIVA E A INFLUÊNCIA NAS CONDIÇÕES AERODINÂMICAS ...	38
3 METODOLOGIA PROPOSTA	42
3.1 ANÁLISE DA DINÂMICA ESTRUTURAL DAS VIGAS <i>CANTILEVER</i>	42
3.1.1 Preparação dos corpos de prova	43
3.1.2 Análise experimental	47
3.1.3 Análise teórica.....	53
3.2 ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS VIGAS SUBMETIDAS À EXCITAÇÃO AERODINÂMICA.....	65
3.2.1 Análise da resposta vibratória decorrente da exposição dos entalhes superficiais ao vento.....	66
3.2.2 Análise da resposta vibratória decorrente da exposição gradual da superfície com entalhes da viga selecionada	72
3.3 CONTROLE DA EXPOSIÇÃO DOS ENTALHES SUPERFICIAIS DE UMA VIGA <i>CANTILEVER</i> AO VENTO.....	74
3.3.1 Modelagem da planta do sistema de controle proposto	76
3.3.2 Modelagem do atuador e controle de sua malha fechada.....	80

3.3.3 Projeto do sistema de controle completo	83
4 RESULTADOS	86
4.1 ANÁLISE DA DINÂMICA ESTRUTURAL DAS VIGAS <i>CANTILEVER</i>	86
4.1.1 Análise experimental	86
4.1.2 Análise teórica.....	95
4.2 ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS VIGAS SUBMETIDAS À EXCITAÇÃO AERODINÂMICA.....	107
4.2.1 Análise da resposta vibratória decorrente da exposição dos entalhes superficiais ao vento.....	109
4.2.2 Análise da resposta vibratória decorrente da exposição gradual da superfície com entalhes da viga selecionada	116
4.3 CONTROLE DA EXPOSIÇÃO DOS ENTALHES SUPERFICIAIS DE UMA VIGA <i>CANTILEVER</i> AO VENTO.....	122
4.3.1 Modelagem da planta do sistema de controle proposto	122
4.3.2 Modelagem do atuador e controle de sua malha fechada.....	127
4.3.3 Projeto do sistema de controle completo	132
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES.....	139
REFERÊNCIAS	142
APÊNDICE A – Desenhos técnicos dos corpos de prova.....	148
APÊNDICE B – Comparação entre as FRFs teóricas e experimentais.....	165

1 INTRODUÇÃO

O fenômeno das vibrações mecânicas, amplamente abordado pela mecânica clássica, está presente em nosso cotidiano e pode ser observado em uma grande variedade de situações, sendo um tema de muito interesse para engenharia ao longo da história. Segundo Rao (2009), as vibrações mecânicas se tornaram interessantes a partir do momento em que a humanidade descobriu os primeiros instrumentos musicais. Pitágoras, o filósofo e matemático grego, é considerado pioneiro em investigar os sons musicais com base científica, sendo que seus experimentos com uma corda vibrante, realizados em um instrumento musical chamado monocórdio, foram um marco para o estudo deste fenômeno.

As vibrações mecânicas, de acordo com Hibbeler (2005), são movimentos oscilatórios em torno de uma posição de equilíbrio, presentes em um sistema mecânico. Estes movimentos são resultantes da transferência de energia entre os tipos cinética e potencial atuantes no sistema. Tais formas de energia estão associadas a forças restauradoras, como forças de inércia, elásticas, gravitacionais e/ou eletromagnéticas. Efeitos de dissipação e de acréscimo de energia, associados a forças dissipativas (atrito) e externas (excitação do sistema), respectivamente, também são possíveis e muito comuns nos sistemas reais.

Em engenharia mecânica, as vibrações são muito recorrentes em máquinas e estruturas, sendo geralmente consideradas um fenômeno indesejado e, muitas vezes, prejudicial, devendo ser eliminado ou, mais comumente, mitigado. Esta consideração é feita, devido à atribuição de tal fenômeno como causa de falhas mecânicas, como é o caso de fadiga em elementos de máquina e de ressonância em sistemas, que podem levar a falhas catastróficas, além de desgaste de componentes e de imperfeições em fabricação por processos de usinagem, por exemplo (RAO, 2009).

Para se realizar a supressão das vibrações em um sistema, uma alternativa é a alteração de suas propriedades, como amortecimento, rigidez e massa, por exemplo. Porém, muitas vezes tal alteração não é possível e, desta forma, outras possibilidades fazem-se necessárias. De acordo com Ketema (1998), absorvedores dinâmicos de vibração são importantes meios de se mitigar vibrações, pois atuam atenuando as amplitudes em uma banda de frequências específica e são úteis especialmente em casos em que o sistema é excitado próximo a uma frequência de ressonância. O absorvedor dinâmico de vibrações tradicional tem como característica ser um sistema passivo massa-mola-amortecedor o qual é acoplado ao sistema cujas vibrações se deseja atenuar e, assim, recebe tais vibrações para si (dentro de uma pequena banda de frequências), desde que seja projetado em sintonia com a frequência de excitação do sistema (CHEUNG;

WONG; CHENG, 2019). Atualmente, absorvedores dinâmicos de vibração que se baseiam em componentes ativos (atuadores eletromecânicos) são possíveis graças ao controle em malha fechada e à eletrônica digital (DORF, 2001) e tem como vantagem a atuação em uma banda de frequências muito maior, podendo suprimir vibrações em diversas estruturas flexíveis, como demonstrado por Kim, Wang, Brennan (2011).

O fenômeno das vibrações mecânicas, entretanto, nem sempre é algo que deve ser evitado a todo custo. Existem sistemas que dependem das vibrações e as utilizam de forma favorável, como princípio de funcionamento. Podem ser citados como exemplo os instrumentos musicais, já mencionados anteriormente, as máquinas de separação e transporte de materiais e, também, os sistemas de conversão de energia, chamados alternativamente de sistemas de geração ou colheita de energia, do inglês, *Energy Harvesting*. Neste último caso, segundo Franco (2014), as vibrações são tratadas como uma fonte de útil energia, ao invés de ser desperdiçada como calor, devido à atenuação de tal fenômeno.

Energy Harvesting é um assunto amplo e bastante pesquisado atualmente, já que sistemas de colheita podem ser criados com as mais variadas fontes de energia alternativa contidas no ambiente, como solar, eólica, térmica, mecânica (vibrações) e baseada em atividades humanas, com o intuito de se gerar eletricidade para alimentar sistemas eletrônicos de baixa potência, substituindo a utilização de baterias eletroquímicas (ZHAO; YANG, 2017). No âmbito dos sistemas baseados em vibração mecânica, a conversão em energia elétrica pode ser realizada através de alguns diferentes mecanismos de transdução, como o piezelétrico (MUTSUDA *et al.*, 2017), eletromagnético (BEEBY *et al.*, 2007), magnetostrictivo (PHYS *et al.*, 2011), eletrostático (LALLART; PRUVOST; GUYOMAR, 2011) ou uma combinação destes (ERTURK; HOFFMANN; INMAN, 2014).

Os sistemas de colheita (também chamados de *harvesters*) baseados em vibração e transdução piezelétrica são normalmente projetados no formato de viga em balanço (*cantilever beam*), devido à existência de modelos matemáticos bem definidos e validados, cujo comportamento estrutural dinâmico da viga, com acoplamento eletromecânico, pode ser obtido através deles (ZHAO; TANG; YANG, 2013). As formas mais comuns de excitação dinâmica para estes *harvesters* são a excitação pela base (FRANCO, 2014; FRISWELL *et al.*, 2012), por excitação pelo vento (ABDELKEFI, 2016) ou pela combinação das duas (BIBO; DAQAQ, 2013).

No caso dos *harvesters* excitados pelo vento, a modelagem matemática se torna um problema de aeroelasticidade, ou seja, além do estudo das forças elásticas e de inércia relacionadas à dinâmica estrutural, há a atuação de uma excitação aerodinâmica, a qual está

intimamente ligada a questões geométricas da estrutura e das condições de escoamento do ar em torno do sistema (WRIGHT; COOPER, 2007). Para tanto, diversos tipos de *harvesters* foram propostos, de acordo com Zhao e Yang (2017), baseados em diferentes efeitos aerodinâmicos e aeroelásticos, como vibrações induzidas por vórtice, vibrações induzidas por turbulência, *flutter* e *galloping* (o capítulo 2 deste trabalho aborda com mais detalhes as características destes sistemas). Assim, nota-se a importância dos estudos da excitação aerodinâmica sobre o sistema e das condições que podem alterá-la, bem como dos efeitos dinâmicos na estrutura causados por essa alteração.

Sabe-se que as condições geométricas e superficiais de um corpo influenciam no escoamento de um fluido sobre ele. Esta influência ocorre, no fluido, no âmbito de determinar as características camada limite de velocidades, escoamento turbulento ou laminar, ponto de descolamento desta camada e formação de zonas de alta e baixa pressão. No corpo, esta influência se dá nas forças de arrasto e sustentação aerodinâmicas, causadas por fricção e por pressão do fluido. Tais efeitos se manifestam desde a ordem de grandeza de rugosidade superficial (em torno de alguns micrômetros) a variações macroscópicas na superfície e na geometria do corpo (POTTER; WIGGERT; RAMADAN, 2010).

Segundo Fox, McDonald e Pritchard (2006), alguns casos em que a condição superficial é levada em conta em problemas de escoamento de fluido podem ser citados como exemplo. São eles a perda de carga devido à rugosidade superficial de tubos, em aplicações hidráulicas; a textura superficial em bolas de golfe, cuja finalidade é induzir a formação de uma camada limite turbulenta e, assim, aumentar seu alcance, graças a diminuição da força de arrasto; a fuselagem lisa de um avião, cuja função é diminuir o arrasto e aumentar a autonomia, a qual só foi possível graças ao desenvolvimento de uma técnica de rebitagem em que a cabeça dos rebites não ficava exposta, evitando, pois, a separação local da camada limite em torno dos pontos rebitados.

Por se tratar de um problema de aeroelasticidade, é de se esperar que uma viga *cantilever* excitada pelo vento tenha seu comportamento dinâmico estrutural alterado, de acordo com suas condições superficiais, podendo aumentar ou diminuir os níveis de vibração, já que há alteração na excitação aerodinâmica. Estudos já foram realizados no âmbito de se investigar variações na geometria global de um *harvester*, como é o caso de sistemas baseados em aerofólios (BRYANT; GARCIA, 2009), ao invés de vigas *cantilever*.

A investigação de texturas em superfícies, com padrão geométrico definido e criado com base em um objetivo de projeto já é realizada em outras áreas, a saber: o estudo da capacidade de carga e redução de atrito em mancais de deslizamento com textura interna

(KANGO; SINGH; SHARMA, 2012); o estudo de propriedades tribológicas e capacidade de lubrificação entre partes texturizadas em contato (PEI *et al.*, 2011; UDDIN; IBATAN; SHANKAR, 2017); o estudo de reatores e destiladores químicos com texturas superficiais, os quais têm a finalidade de aprimorar condições de espessura de filme de fluido, área de contato e difusão (YU *et al.*, 2017).

Na área de *Energy Harvesting* (a qual apresenta uma vasta gama de fenômenos aeroelásticos analisados), no entanto, não foram realizadas investigações a partir do ponto de vista da superfície da estrutura, sendo esta área apenas investigada do ponto de vista geométrico do *harvester*, como mencionado anteriormente. Assim, o entendimento da influência de padrões de texturas superficiais em vigas *cantilever* submetidas à ação do vento, *a priori*, torna-se interessante do ponto de vista acadêmico, sendo que, uma vez compreendido este efeito causado pela superfície no comportamento aeroelástico da viga, a busca por aplicações práticas e novas tecnologias, que ocorrem *a posteriori*, torna-se um passo natural.

Um problema muito comum encontrado em *Energy Harvesting* e, também em atenuação dinâmica de vibrações, é a sintonia do sistema com as variações advindas do ambiente para se obter o melhor desempenho em situações variadas, em inglês, *tuning*. No caso de *harvesters* com excitação aerodinâmica, a velocidade e a direção do vento podem variar em ambientes abertos e sem controle, logo, o desempenho da conversão eletromecânica fica prejudicado, dado um leve desvio das condições de projeto. O mesmo ocorre em atenuadores dinâmicos de vibração, em que um desvio nas condições de excitação que estejam fora da banda de operação provoca queda de desempenho.

Segundo Yang *et al.* (2011) a melhor condição para a transdução de energia mecânica em elétrica ocorre com o *harvester* sendo excitado na sua frequência natural fundamental e que leves desvios nesta condição provocam uma redução drástica na potência de saída, sendo propostos métodos ativos e passivos para contornar o problema. Entretanto, conforme demonstrado por Roundy e Zhang (2005) apud Yang *et al.* (2011), sistemas ativos consomem mais energia do que produzem, tornando o método inviável, quando o objetivo é a otimização da conversão de energia mecânica em elétrica. Assim sendo, métodos ativos se tornam viáveis apenas quando o objetivo é o foco no controle das vibrações de um sistema, seja para reduzi-la ou amplificá-la, não havendo preocupação com a quantidade líquida de energia gerada.

No âmbito da investigação das vibrações em uma viga *cantilever* com excitação aerodinâmica, uma proposição para controle de tal fenômeno seria a utilização de uma textura superficial adaptável às variações de velocidade e direção do vento, baseada em conceitos de geometria ativa e controle em malha fechada. Ao se controlar a condição superficial, se controla

a excitação do sistema dentro de certos limites e, como consequência, a resposta dinâmica da estrutura, podendo se obter um desempenho melhor para as variações no ambiente.

O uso de geometria ativa, conceito também chamado de *morphing structures* ou *morphing geometries*, tem ganhado relevância em sistemas aeronáuticos e aeroespaciais, devido a essa capacidade de adaptação a variações no ambiente e controle ativo da resposta aerodinâmica (BAIER; DATASHVILI, 2011). Tal adaptação deve-se à mudança de forma de uma estrutura sujeita a carregamento aerodinâmico, a saber: a alteração da curvatura de uma superfície flexível de uma asa, modificando o escoamento de ar em torno dela (DE GASPARI; RICCI, 2011; GABOR *et al.*, 2016); a mudança de *camber* de um perfil de aerofólio (curvatura completa do perfil) dadas as condições aerodinâmicas desejadas (WOODS; FRISWELL, 2016); a criação de ressaltos (NAKAFUJI *et al.*, 2001; (AUBRUN; LEROY; DEVINANT, 2017); e geradores de vórtices locais (SUAREZ; FLASZYNSKI; DOERFFER, 2018) na superfície de rotores de turbinas e geradores eólicos. Estes dois últimos exemplos se assemelham muito com a ideia de texturas em vigas cantilever, bem como de controle ativo desta textura, ao ser tratada como ressaltos de altura controlável em um sistema retroalimentado.

Para se ter controle ativo da geometria, um mecanismo será criado de modo a proporcionar a mudança estrutural desejada (variação de formatos, texturas, etc.), sendo que este mecanismo é manipulado por um atuador, o qual proporciona os movimentos desejados, que, por sua vez sofre ação de um controlador, num sistema em malha fechada. Na literatura, os tipos de atuação mais comuns são através de servomotores (KOTA *et al.*, 2003), atuadores lineares elétricos (GABOR *et al.*, 2016) e materiais inteligentes (MOLINARI *et al.*, 2011), como elastômeros dielétricos, piezelétricos e ligas de memória de forma.

O trabalho aqui proposto se baseia, por conseguinte, nos conceitos de fenômenos aeroelásticos (encontrados na literatura de *Energy Harvesting*) atuantes em uma viga *cantilever* com entalhes superficiais, e nos conceitos de geometria ativa, para controle da influência do vento em interação com tais entalhes.

1.1 MOTIVAÇÃO

O presente trabalho tem como motivação a compreensão dos fundamentos envolvidos no problema aeroelástico de vigas *cantilever* cujas superfícies apresentam entalhes superficiais distintos em interação com o vento. Outro ponto de motivação é a verificação da possibilidade do controle da interação de tais entalhes com o vento, dadas variações na exposição destes entalhes, atenuando ou amplificando as vibrações, através de conceitos inspirados em

geometrias ativas. Os dois aspectos motivadores para o desenvolvimento deste trabalho são, portanto, correlacionados, sendo o segundo ponto uma aplicação dos conceitos estudados no primeiro.

1.2 OBJETIVOS DA PESQUISA

Nesta seção, serão apresentados os objetivos gerais e específicos nos quais o desenvolvimento deste trabalho foi pautado.

1.2.1 Objetivos Gerais

O presente trabalho tem como objetivo geral o controle das vibrações mecânicas em vigas *cantilever* sob ação do vento, ou seja, sob fenômenos aeroelásticos, baseando-se nos conceitos de controle da exposição dos entalhes superficiais da viga ao vento, inspirados pelas aplicações de geometria ativa.

1.2.2 Objetivos específicos

- Compreender qual a influência dos entalhes superficiais propostos nos parâmetros de dinâmica estrutural da viga, através de análises teórica e experimental.
- Compreender qual a influência dos entalhes superficiais propostos em termos da excitação aerodinâmica, através de análise experimental.
- Analisar o comportamento aeroelástico causado pela exposição dos entalhes superficiais através de um mecanismo defletor de vento (anteparo), de modo a se alterar a resposta dinâmica da viga, variando-se a porcentagem da superfície exposta e a velocidade do vento, através de análise experimental.
- Implementar um sistema de controle em malha fechada, via simulação numérica, de modo a se controlar a resposta dinâmica da viga, no âmbito da manutenção de níveis de vibração, através da atuação na exposição da superfície com entalhes, baseando-se na compreensão das análises experimentais anteriores.
- Identificar as capacidades e limites para o sistema de controle proposto, ou seja, investigar se ocorre amplificação das vibrações, atenuação das vibrações ou ambos os comportamentos, dado a atuação dos mecanismos de exposição dos entalhes

superficiais e a intensidade da velocidade do vento, dentro das condições de operação dos componentes do sistema de controle e das hipóteses simplificadoras adotadas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem o objetivo de apresentar a revisão bibliográfica¹ necessária para a realização desta dissertação. Assim sendo, será apresentado um panorama a respeito dos fenômenos aeroelásticos, principalmente encontrados em tecnologias baseadas em *Energy Harvesting* com vibrações induzidas pelo vento, priorizando a questão do comportamento aeroelástico do *harvester*, sendo que a parte de conversão de energia via transdução piezelétrica (ou através de outra alternativa mencionada no capítulo 1) não é o foco deste trabalho. Também será apresentada uma revisão da influência de geometrias ativas em relação ao comportamento aerodinâmico de casos encontrados na literatura, as quais são a inspiração para o sistema de controle proposto neste trabalho.

2.1 FENÔMENOS AEROELÁSTICOS EM *ENERGY HARVESTING*

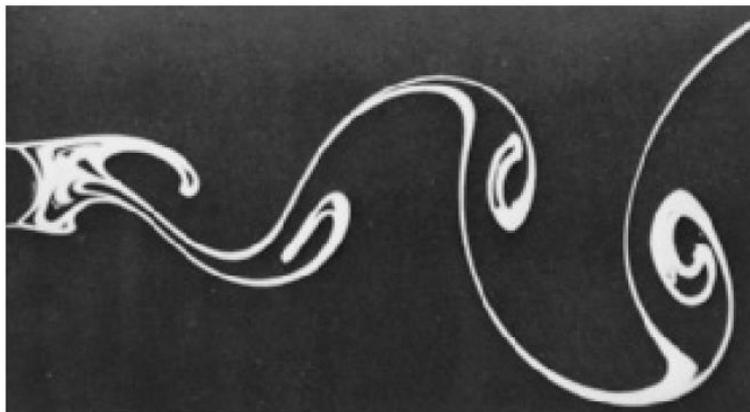
Nesta seção serão apresentadas as diferentes formas em que a excitação pelo vento pode ser empregada em um *harvester*, o qual é baseado em vigas *cantilever* geralmente, as quais são objeto de estudo deste trabalho. Por se tratarem de vigas com texturas superficiais, mais de um fenômeno aeroelástico pode se manifestar no problema a ser analisado, logo, faz-se necessário a revisão a respeito dos vários fenômenos encontrados na literatura. Assim sendo, as diferentes respostas aeroelásticas apresentadas pelos autores, bem como suas implicações, serão aqui descritas.

2.1.1 Vibrações induzidas por vórtices (VIV)

As vibrações induzidas por vórtice, em inglês, *vortex induced vibrations* (VIV), são realizadas ao se posicionar um corpo rombudo fixo (um cilindro, por exemplo), ao longo da corrente de vento, de modo a se induzir o fenômeno de geração de vórtices cíclicos. Tal fenômeno, chamado de *vortex shedding* em inglês, ocorre numa faixa específica de valores do número de Reynolds e a frequência de geração de vórtices está relacionada ao número de Strouhal (POTTER; WIGGERT; RAMADAN, 2010). A Figura 1 apresenta uma fotografia de um experimento, mostrando como se dá a formação de vórtices a partir do escoamento em torno de um corpo rombudo cilíndrico, através da captura das linhas de emissão do fluido.

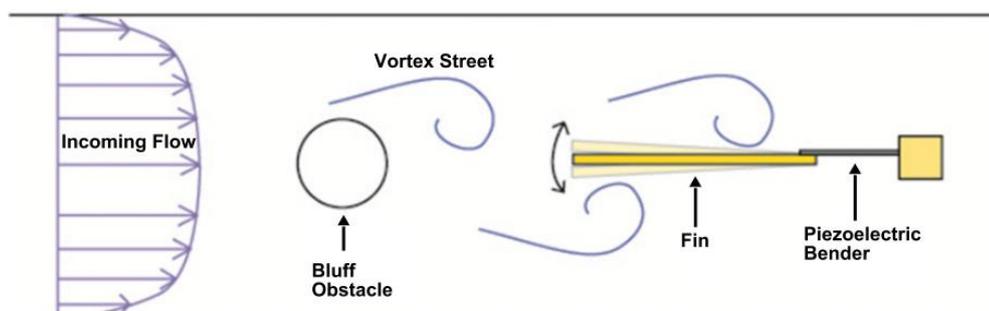
¹ Todos os textos contidos nas figuras apresentadas neste capítulo foram mantidos em seu idioma original.

Figura 1 - Vórtices sendo gerados em um cilindro



Fonte: Taneda S. (1982) apud Potter, Wiggert e Ramadan (2010)

A Figura 2 apresenta um possível (e bastante recorrente na literatura) posicionamento do *harvester* em um sistema de vibração induzida por vórtices. O *harvester* fica posicionado na esteira formada pela separação do escoamento (também chamada, segundo Fox McDonald e Pritchard (2006), de trilha de vórtices de Von Kármán) à jusante do corpo rombudo, e sofre vibrações transversais excitadas na frequência de geração dos vórtices.

Figura 2 - Posicionamento do *harvester* num sistema de vibração induzida por vórtice

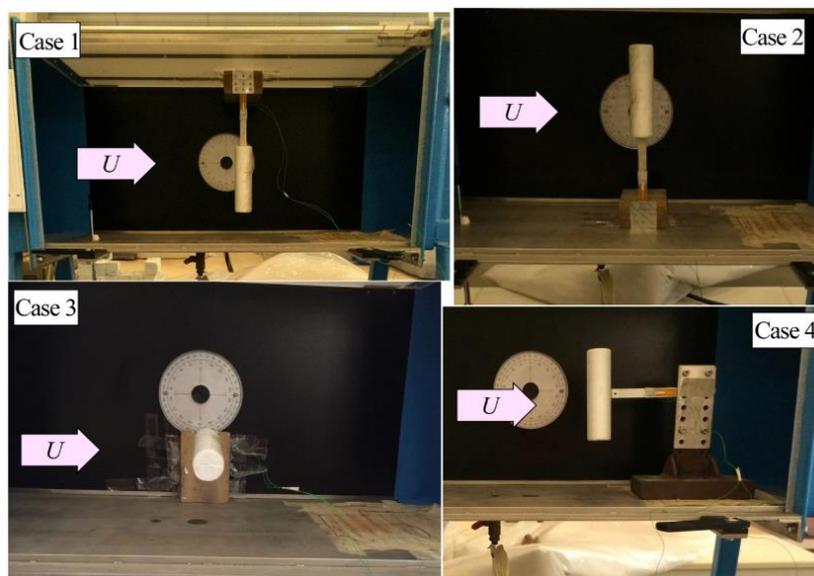
Fonte: Weinstein *et al.* (2012)

Weinstein *et al.* (2012) realizaram o estudo de uma viga *cantilever* piezelétrica com uma aleta aerodinâmica fixada em sua extremidade livre, com o intuito de amplificar as vibrações na viga. Este sistema foi excitado por um fluxo de ar escoando por um cilindro fixo, criando uma trilha de vórtices, como mostrado na Figura 2. Pequenas massas foram adicionadas à aleta de modo a sintonizar o sistema em sua frequência de ressonância fundamental, para velocidades de escoamento variando entre 2 e 5 m/s. Testes foram realizados em dutos de 15 cm e foi obtida uma potência máxima de 3 mW, suficiente para alimentar um sensor *wireless* para sistemas de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar aplicados na área de edifícios inteligentes.

No âmbito de um melhor entendimento do fenômeno de geração de vórtices, Belloli *et al.* (2015) propuseram um experimento em um túnel de vento de larga escala para a investigação das vibrações induzidas por vórtice ocorrentes em valores altos do número de Reynolds, dado o escoamento em torno de um cilindro. Foi identificado que, ao se aumentar a rugosidade superficial do cilindro, foi possível a geração de vórtices periódicos e organizados em regime pós-crítico. A montagem do experimento possibilitou a medição das forças instantâneas produzidas pelo escoamento e a oscilação do modelo. O trabalho, por fim, apresenta os resultados obtidos e os compara com as vibrações induzidas por vórtice em regime subcrítico.

O artigo de Dai *et al.* (2016) apresenta uma alternativa de montagem para um sistema de *Energy Harvesting* baseado em vibrações induzidas por vórtice. Tal montagem consiste no cilindro fixado na viga *cantilever* em diferentes configurações, como apresentado na Figura 3. Assim sendo, o cilindro vibra em conjunto com a viga, ao invés de ser mantido fixo. Os autores obtiveram como resultados que os casos de 1 a 3 possuíam regiões de sincronização quase idênticas, ocorrendo em velocidades próximas a 1.5 m/s. Já o caso 4 possuía sua região de sincronização na velocidade de 3.5 m/s, o que era explicado por sua frequência natural fundamental mais alta e seu amortecimento inferior, comparado aos outros casos. Desta forma, este último caso apresentou a potência gerada mais alta, sendo concluído que, para situações de velocidades baixas, as melhores configurações são os casos de 1 a 3 e, para velocidades altas, o quarto caso se adequa melhor.

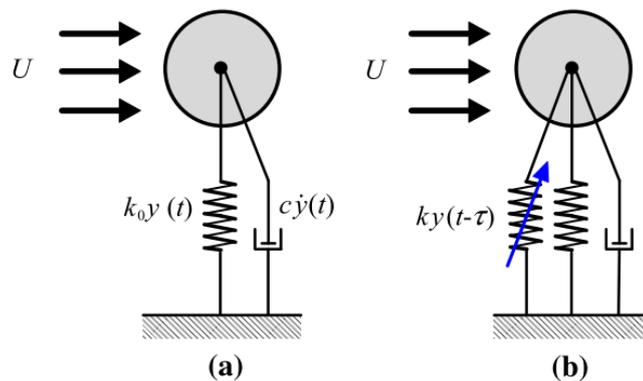
Figura 3 - Montagem experimental de um harvester com um cilindro gerador de vórtices acoplado à viga



Fonte: Dai *et al.* (2016)

Em relação ao controle das vibrações induzidas por vórtice, Dai *et al.* (2015) propuseram um modelo de cilindro com montagem elástica de um grau de liberdade de deslocamento vertical, cuja vibração advinda da interação com o vento e manifestada na força de sustentação é manipulada por um controlador por atraso de tempo em malha fechada, apresentado na Figura 4. Para o estudo da influência do controlador, foi realizada, a princípio, uma análise linear, demonstrando que sua presença tem efeito no aumento ou na diminuição do amortecimento acoplado do sistema aeroelástico, variando entre valores negativos e positivos, periodicamente. Posteriormente, foi realizada a análise não linear com a presença do controlador, com os resultados mostrando a possibilidade de supressão das vibrações induzidas por vórtice em aplicações de engenharia em que há risco de dano, quando há vibrações desta natureza.

Figura 4 - Modelo esquemático de um sistema VIV a) convencional e b) com controlador de atraso de tempo em malha fechada



Fonte: Dai *et al.* (2015)

2.1.2 Vibrações induzidas por turbulência (TIV)

Diferentemente das vibrações induzidas por vórtices, que possuem como característica a geração organizada e periódica da excitação dinâmica, as vibrações induzidas por turbulência, ou *turbulence induced vibrations* (TIV) em inglês, se caracterizam por terem os vórtices gerados de forma aleatória tanto em frequência quanto em amplitude. Esta característica aleatória faz parte da natureza de escoamentos turbulentos, muito comuns em ambientes externos (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006). Desta forma, tecnologias em *Energy Harvesting* foram propostas para aproveitar o fenômeno da turbulência, sendo que tal fenômeno pode estabilizar e atenuar as vibrações *harvesters* baseados em outros fenômenos aeroelásticos que dependem de um escoamento laminar (ZHAO; YANG, 2017).

Hobeck e Inman (2012) propuseram um projeto de *harvester* baseado em excitações com baixa velocidade média e alta turbulência do vento. Tal projeto tinha o intuito de ser aplicado em ambientes externos e sistemas de ventilação, com a vantagem de não precisar de manutenção após ser instalado, no âmbito de alimentar um sistema de baixa potência. O trabalho apresenta, então, um *harvester* chamado de “grama piezelétrica”, apresentado na Figura 5, que consiste em um arranjo de vigas *cantilever* piezelétricas e, quando expostas a um escoamento turbulento adequado, produzem vibração suficiente. Segundo os autores, resultados preliminares obtiveram uma potência de saída de 1.0 mW por *cantilever* em um escoamento altamente turbulento, com velocidade média de 11.5 m/s. Foi introduzido um modelo matemático contínuo de vibração induzida por turbulência para descrever o comportamento do *harvester*, sendo validado experimentalmente. Os experimentos necessitaram da utilização de sondas de pressão com largura de banda grande o suficiente para a medição das variações no escoamento turbulento. Tais sondas foram desenvolvidas pelos autores, assim sendo, o trabalho também apresenta resultados de desempenho destas, bem como as técnicas de calibração e de medição.

Figura 5 – Grama piezelétrica

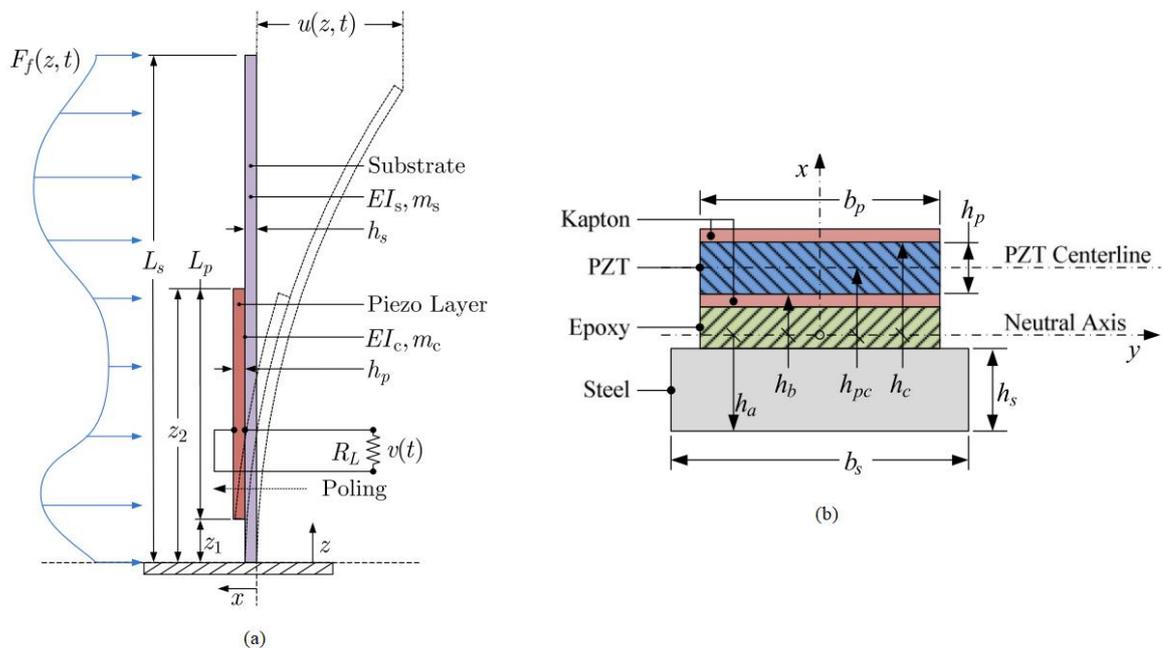


Fonte: Hobeck e Inman (2012) [modificada]

Em um segundo trabalho, Hobeck e Inman (2014) se aprofundaram no desenvolvimento de um modelo matemático de “grama piezelétrica”, modelando apenas uma viga *cantilever* com material piezelétrico em apenas um dos lados (*unimorph*). O modelo tem como característica ser parte analítico e contínuo (parâmetros distribuídos) e parte estatístico. A parcela analítica, baseada na representação da Figura 6, diz respeito às características estruturais do *harvester* e

é utilizada a aproximação de Rayleigh-Ritz para se determinar a resposta dinâmica, além de serem utilizadas as relações constitutivas piezelétricas para se determinar os efeitos de acoplamento eletromecânico. A parcela estatística do modelo, por sua vez, descreve a função força de excitação proveniente da turbulência do escoamento sobre a superfície da viga. O modelo foi validado através de comparação com dados de experimentos prévios. Um estudo de otimização de parâmetros foi realizado, de modo a demonstrar como um *harvester* pode ser dimensionado para atender às necessidades de potência de saída para o caso de vibrações induzidas por turbulência.

Figura 6 – Representação do a) *harvester* e b) sua seção transversal

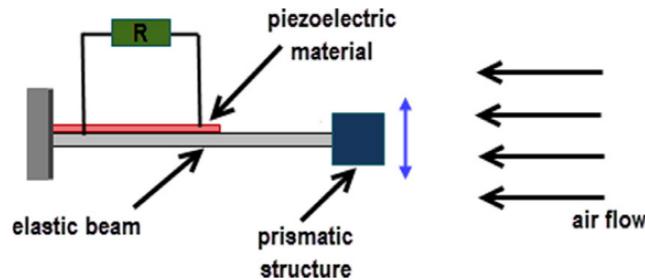


Fonte: Hobeck e Inman (2014) [modificada]

2.1.3 Galloping

As vibrações transversais por *galloping* consistem em um outro fenômeno aeroelástico encontrado na literatura de *Energy Harvesting*. Neste fenômeno, uma estrutura prismática (corpo rombudo) é fixada na extremidade livre de uma viga cantilever, como apresentado na Figura 7 e as vibrações ocorrem no plano transversal da viga (sendo aproximada por um modelo de um grau de liberdade), dada a excitação pela interação do vento com tal estrutura (ABDELKEFI, 2016).

Figura 7 – Esquema de montagem de um harvester com vibrações advindas do fenômeno de galloping



Fonte: Abdelkefi (2016)

Este fenômeno aeroelástico tem como característica ser auto excitado (assim como o fenômeno de *flutter*, o qual será descrito na subseção seguinte) e autolimitado. Desta forma, tal fenômeno se torna interessante, do ponto de vista de *Energy Harvesting*, pois as vibrações ocorrem em grandes amplitudes e numa faixa infinita de velocidades de escoamento (a partir de um certo valor crítico). Este comportamento é preferível, pois se sobressai quando comparado com um sistema de indução de vibrações por vórtice, já que sistemas VIV vibram adequadamente apenas quando a trilha de Von Kármán é formada, o que ocorre dentro de uma certa faixa limitada de velocidades (ZHAO; YANG, 2017).

Para o fenômeno de *galloping* ocorrer, a derivada do coeficiente de sustentação referente à estrutura prismática deve ser negativa, como explica Hartog (1984) apud Abdelkefi (2016). De acordo com este autor, a investigação do fenômeno se deu pela análise das forças aerodinâmicas em hipótese de regime de escoamento quase estático. Assim sendo, o *galloping* ocorre quando o valor crítico de velocidade do vento é atingido, iniciando uma instabilidade na estrutura prismática e levando-a a oscilar.

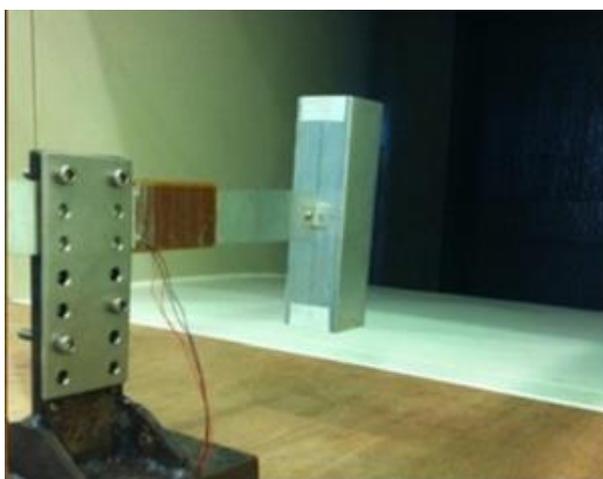
Barrero-Gil, Alonso e Sanz-Andres (2010) investigaram, em seu artigo, a possibilidade de se usar as vibrações transversais advindas do fenômeno de *galloping* através do estudo de um modelo teórico de um grau de liberdade (deslocamento vertical) de um corpo rombudo, com a hipótese de que as forças aerodinâmicas são quase estáticas. A influência da seção transversal da estrutura prismática e as propriedades mecânicas foram estudadas no âmbito de se compreender as suas influências no fator de conversão energia.

No trabalho de Abdelkefi, Hajj e Nayfeh (2013), foi apresentado um modelo teórico que leva em conta o deslocamento vertical do corpo rombudo e a tensão de saída, obtida pelo acoplamento eletromecânico das equações piezelétricas, dada a entrada pelo vento, considerando a hipótese quase estática para as forças aerodinâmicas. A forma normal da bifurcação de Hopf foi obtida através de uma análise linear que levou em conta a variação da

seção transversal do corpo rombudo e a resistência elétrica de carga, para se determinar o tipo de instabilidade (subcrítica ou supercrítica) e caracterizar os efeitos de parâmetros lineares e não lineares no nível de potência convertida próxima à bifurcação. Os resultados mostraram que a resistência elétrica de carga e a seção transversal da estrutura prismática afetam a velocidade de vibração por *galloping*. Além disso, foi mostrado que os níveis máximos de potência elétrica convertida foram obtidos quando ocorreram as menores amplitudes de deslocamento transversal do *harvester*, para todas as geometrias de seção transversal consideradas (quadrada, em D e triangular).

O artigo de Yang, Zhao e Tang (2013) apresenta uma abordagem experimental para *harvesters* baseados no fenômeno de *galloping*. Desta forma, foi fabricado um protótipo, apresentado na Figura 8 com uma viga piezelétrica e vários corpos de seções transversais distintas (quadrado, retangular, triangular e em forma de D) para serem fixados na extremidade livre da viga. Os experimentos foram conduzidos em um túnel de vento e os resultados apresentaram superioridade na produção de potência elétrica para a seção quadrada, obtendo um pico de potência de 8,4 mW para velocidades superiores a 2,5 m/s. Os resultados foram comparados a um modelo teórico e os dados experimentais o validaram.

Figura 8 - Protótipo de harvester baseado em vibrações por *galloping*

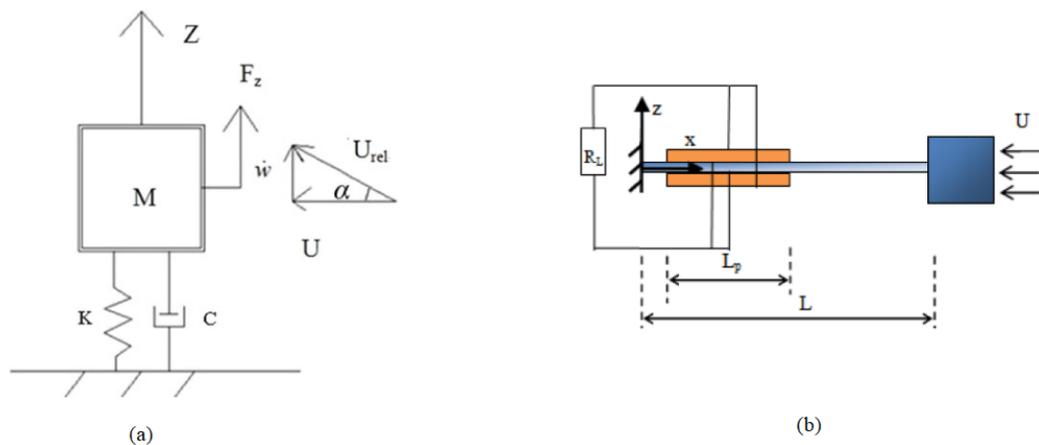


Fonte: Yang, Zhao e Tang (2013)

Zhao, Tang e Yang (2013) apresentaram uma comparação entre diferentes métodos de modelagem para o *harvester* sob excitação pelo fenômeno de *galloping*, representados na Figura 9. Para tanto, foram propostos o modelo de um grau de liberdade, o qual considera a inércia e a rigidez equivalentes do *harvester*, além dos modelos de parâmetros distribuídos, descritos pela equação de viga de Euler-Bernoulli, considerando apenas o modo fundamental

de vibração e também a soma dos subsequentes modos de vibrar. Tais modelos foram comparados com resultados experimentais e assim, foram identificados os melhores modelos para a investigação paramétrica que se deseja realizar, de modo a servirem de ferramenta para projetos e análises de *harvesters* baseados em *galloping*. Desta forma foi determinado que a utilização de vários modos de vibração pode ser desconsiderada na análise, devido à diferença muito pequena comparado à resposta que leva em conta apenas o modo fundamental. Também foi concluído que os modelos de parâmetros distribuídos têm uma melhor representação da excitação aerodinâmica, enquanto o modelo de um grau de liberdade tem suas vantagens em determinar com maior precisão a velocidade de corte do escoamento e na facilidade de sua utilização para obter o coeficiente de acoplamento eletromecânico para um *harvester* fabricado, via medição direta.

Figura 9 – Representação esquemática dos modelos de a) um grau de liberdade com deslocamento vertical e b) de parâmetros distribuídos com deslocamento transversal



Fonte: Zhao, Tang e Yang (2013) [modificada]

Bibo e Daqaq (2015) apresentaram uma formulação analítica generalizada para *harvesters* excitados por *galloping*. Neste artigo, foi apresentado um modelo adimensional de um grau de liberdade, com parâmetros concentrados, para carregamentos combinados (aerodinâmico e pela base) e diferentes acoplamentos eletromecânicos. Para tanto, foi realizada uma análise dimensional para identificar os parâmetros importantes, que tem impacto na resposta dinâmica do sistema. Considerando apenas o carregamento aerodinâmico, os autores chegaram à conclusão de que a resposta dinâmica adimensional depende apenas das características do corpo rombudo, não importando as características mecânicas, elétricas e

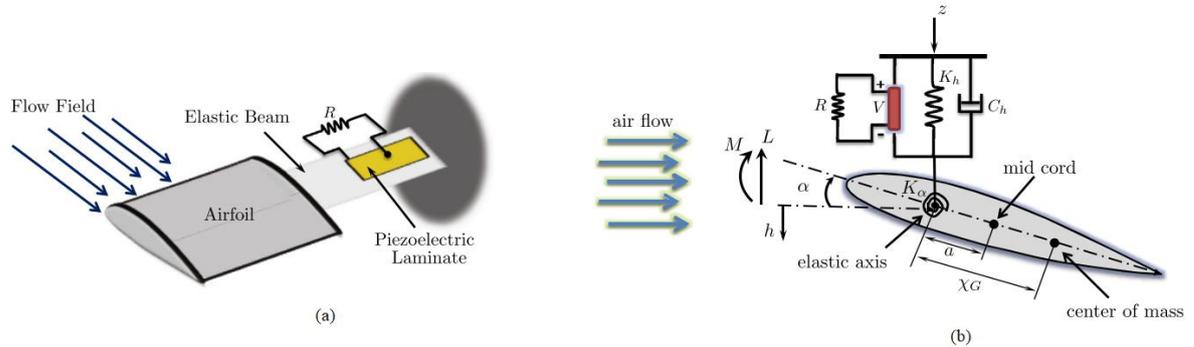
geométricas da viga. Considerando excitação aerodinâmica e pela base, a conclusão foi de que a resposta dinâmica adimensional depende de três parâmetros: a velocidade do vento, a amplitude e a frequência de excitação, ambas relacionadas à base. Assim, foi concluído que os resultados obtidos servem como guia para projetos de *harvesters*, no âmbito de determinação das dimensões e de otimização.

He, Yang e Jiang (2018) investigaram em seu trabalho a interação entre vibrações induzidas por vórtice e *galloping*, no âmbito de se aprimorar a eficiência de um *harvester*. Os autores demonstraram experimentalmente que a mesma viga piezelétrica pode apresentar vibrações induzidas por vórtice e auto excitadas pelo fenômeno de *galloping*, sendo que a presença dos dois fenômenos pode se manifestar de forma separada ou interativa, dependendo da geometria do corpo rombudo. Para *harvesters* em que há a interação entre os dois comportamentos aeroelásticos, a região de velocidades do vento em que ocorre a formação de vórtices se mistura com a região de velocidades em que há auto excitação, produzindo, assim, uma região de alta potência elétrica de saída, a qual tende a aumentar, conforme esta região se aproxima de velocidades baixas de escoamento. A interação pode ser realizada mesmo quando a velocidade crítica de *galloping* é muito maior que a velocidade crítica de VIV. Desta forma, foi proposto que a presença dos dois efeitos aeroelásticos é uma forma efetiva de se aumentar a eficiência de geração de energia elétrica.

2.1.4 Flutter

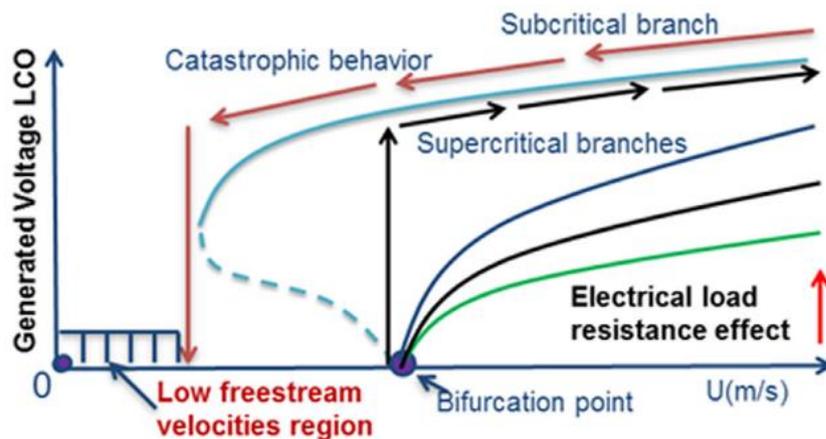
Segundo Abdelkefi (2016), outro fenômeno aeroelástico bastante encontrado na literatura de *Energy Harvesting* e caracterizado pela presença de vibrações auto excitadas em estruturas mecânicas é o *flutter*. Este efeito aeroelástico ocorre quando um valor crítico da velocidade de escoamento do ar é atingido, chamado de velocidade de *flutter*. Neste ponto, vibrações são auto induzidas devido ao amortecimento global da estrutura não ser suficiente para conter o movimento proveniente da interação entre forças inerciais e da ação aerodinâmica, assim como ocorre no fenômeno de *galloping*, com a diferença de que o fenômeno de *flutter* apresenta mais de um grau de liberdade para a estrutura vibrar, como mostrado na Figura 10. Quando a velocidade crítica de *flutter* é atingida, os polos da equação característica, advinda de uma análise linear do modelo dinâmico, migram para o semiplano direito do plano complexo, fazendo com que o sistema perca estabilidade e as vibrações sejam amplificadas. O ponto de perda de estabilidade é chamado de Bifurcação de Hopf, exemplificado na Figura 11, e os *harvesters* são baseados em perfis rígidos de aerofólios fixados a vigas *cantilever*.

Figura 10 – a) *Harvester* baseado em *flutter* e b) perfil de aerofólio com dois graus de liberdade (translação e rotação)



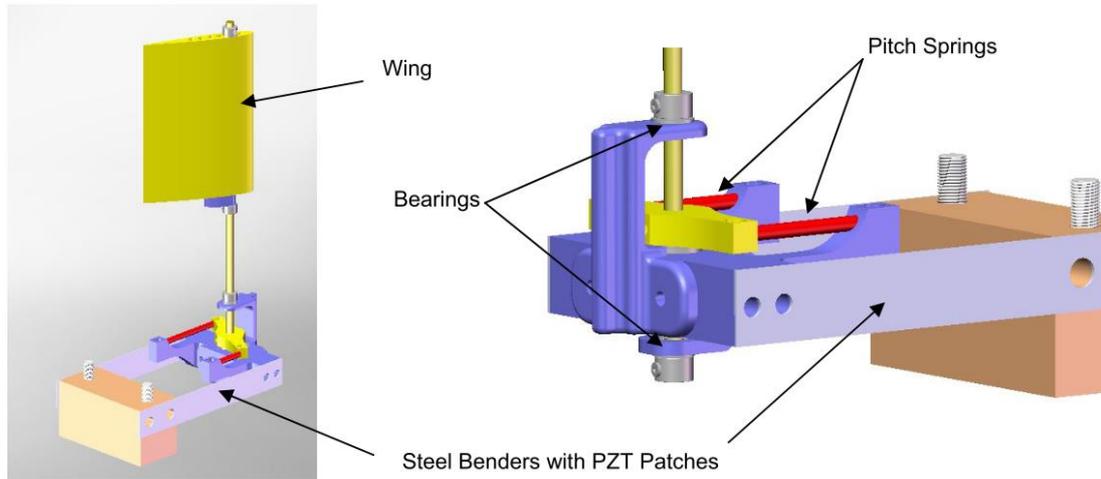
Fonte: Bibo e Daqaq (2013) [modificada]

Figura 11 - Exemplo de bifurcação de Hopf, relativo aos fenômenos de *flutter* e *galloping*



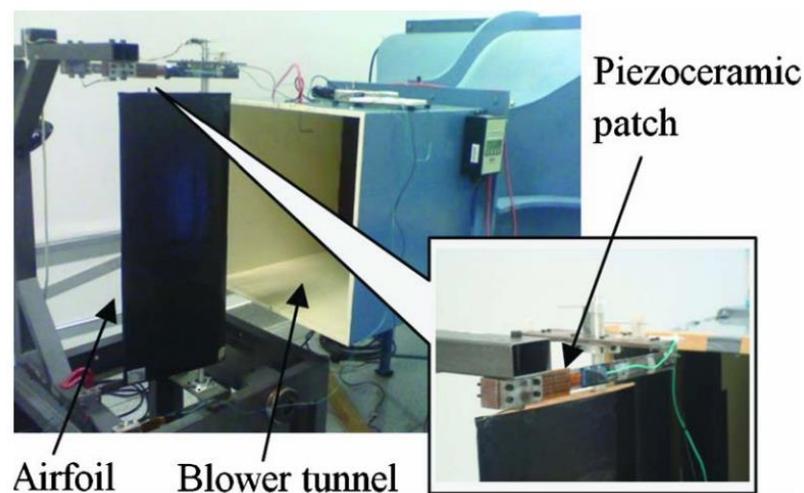
Fonte: Abdelkefi (2016)

Na intenção de se investigar a possibilidade de aplicação do efeito de *flutter*, Bryant e Garcia (2009) propuseram em seu trabalho um dispositivo, apresentado na Figura 12, baseado nos movimentos de translação e rotação de um perfil de aerofólio, dada a excitação proveniente do vento. O estudo feito pelos autores, de caráter teórico apenas, contemplou a criação de um modelo matemático para o dispositivo proposto, levando em conta a dinâmica de corpo rígido do aerofólio integrada à dinâmica das vigas de sustentação com material piezoelétrico acoplado a elas (equação de Euler-Bernoulli, com acoplamento eletromecânico). Desta forma, foi possível uma simulação da transdução da energia elétrica obtida pela vibração do sistema com o efeito de *flutter* e propostas para melhorar o desempenho de geração de energia para este tipo de sistema foram apresentadas.

Figura 12 – Protótipo de harvester baseado em *flutter*

Fonte: Bryant e Garcia (2009)

Erturk *et al.* (2010) validaram um modelo baseado em *flutter* e contando com o acoplamento eletromecânico advindo do material piezelétrico através da realização de um experimento em túnel de vento com um protótipo de *harvester*, apresentado na Figura 13. Os autores obtiveram uma potência de 10,7 mW em uma resistência de carga de 100 k Ω em uma velocidade de *flutter* linear de 9,3 m/s (5,1% maior que o valor de curto circuito para esta velocidade). O efeito da geração de potência em condições lineares foi discutido pelos autores e a consequência da presença de não linearidades foi discutida.

Figura 13 - Procedimento experimental com harvester baseado em *flutter*

Fonte: Erturk *et al.* (2010)

O efeito aeroelástico de *flutter* não foi abordado apenas no estudo de perfis rígidos de aerofólio, mas também podem ser citados como casos especiais: o *flutter* de fluxo cruzado (LI;

YUAN; LIPSON, 2011), o qual tem inspiração biológica no movimento de uma folha sob ação do vento e considera uma viga *cantilever* sob os efeitos de flexão e torção; e o *flutter* em viga *cantilever* dupla (HOBECK; INMAN, 2015), o qual duas vigas adjacentes sofrem grandes amplitudes de vibração, ao serem expostas em um fluxo cruzado, desde que expostas a uma velocidade e separadas a uma distância específicas.

Feitas as exposições acerca dos principais fenômenos aeroelásticos encontrados na literatura, parte-se para a revisão do conceito de geometrias ativas e suas influências nas condições aerodinâmicas.

2.2 GEOMETRIA ATIVA E A INFLUÊNCIA NAS CONDIÇÕES AERODINÂMICAS

Tanto a geometria global quanto a superficial de um corpo têm grande influência no modo em que o escoamento de um fluido se dá sobre ele, sendo as forças de arrasto e sustentação, bem como as características da distribuição de pressões e velocidades e a formação da camada limite no fluido, totalmente dependentes dessas condições geométricas. Logo, alterações em forma e textura afetam o escoamento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

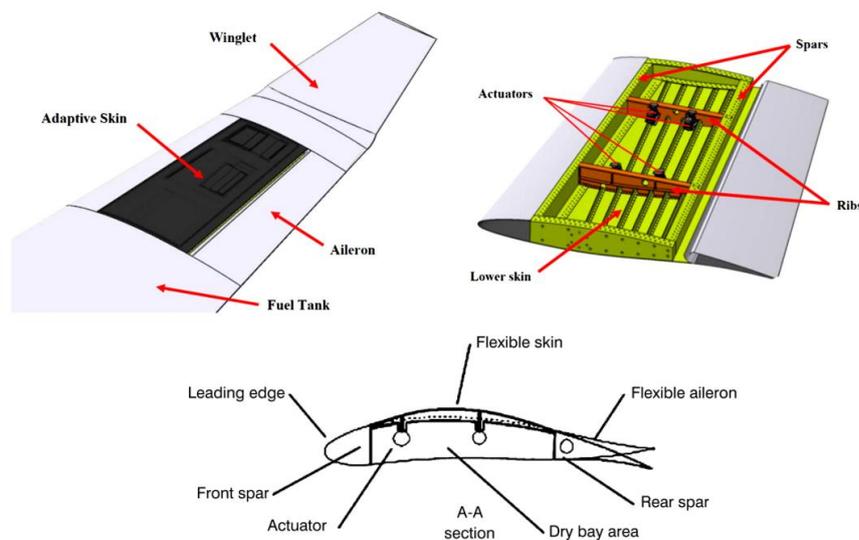
Como visto na seção anterior, diferentes efeitos aeroelásticos dependem bastante da geometria do *harvester*, de modo que estruturas prismáticas são preferíveis para se induzir o efeito de *galloping*, aerofólios são comuns em *flutter*, cilindros são usados para vibrações induzidas por vórtice e vigas convencionais são empregadas em vibrações induzidas por turbulência. Levando em conta os trabalhos lá apresentados, nota-se que os estudos que realizaram análises com base em considerações geométricas (comparações entre dimensões do *harvester*, seções transversais do corpo rombudo e etc.) se focaram exclusivamente em condições globais e inalteráveis durante a operação, o que delimitava o surgimento do fenômeno aeroelástico no *harvester* a uma faixa específica de condições, como velocidades críticas de *flutter* e *galloping*, formação de trilha de Von Kármán, entre outras. A única exceção à análise da geometria global foi o trabalho de Belloli *et al.* (2015), o qual considerou as condições superficiais (rugosidade) de um cilindro para induzir o fenômeno de geração de vórtices em altos valores do número de Reynolds.

Assim sendo, nesta seção será apresentada uma revisão de trabalhos a respeito de geometria ativa, considerando aplicações no contexto de aerodinâmica. Tal revisão trará o foco em como as alterações geométricas (globais e superficiais) controladas influenciam na variação das condições aerodinâmicas de problemas abordados na literatura. A abordagem deste tema

tem, portanto, a intenção de servir de complemento à revisão dos fenômenos aeroelásticos, muito difundidos na área de *Energy Harvesting*, de modo a servir de base para o desenvolvimento deste trabalho, de acordo com os objetivos já apresentados, inspirando a abordagem realizada no projeto de sistema de controle proposto neste trabalho.

O trabalho de Gabor *et al.* (2016) apresenta os resultados numéricos, obtidos via simulação, e os resultados experimentais, provenientes de teste em túnel de vento, de uma asa equipada com uma superfície flexível e mutável, além de um aileron controlável convencional, apresentada na Figura 14. A superfície mutável tem a função de se adaptar às condições de voo instantâneas através da mudança de forma causada por quatro atuadores elétricos posicionados no interior da estrutura da asa. Assim, foram propostos experimentos com variações da superfície flexível de modo a se buscar uma otimização visando o controle da extensão do escoamento laminar sobre a asa, sendo que as formas obtidas foram capturadas através de fotogrametria de ultra precisão. As simulações numéricas foram realizadas através de um modelo em dinâmica de fluidos computacional (CFD) com o objetivo de se determinar a transição laminar para turbulenta do escoamento sobre a asa, considerando as formas obtidas para a superfície mutável. As simulações foram feitas considerando três posições do aileron e ângulos de ataque contidos numa faixa de cinco graus. Os resultados numéricos foram comparados com os dados nos experimentos em túnel de vento, em termos de pontos de transição, pressão na superfície e cargas balanceadas.

Figura 14 – Representação da asa equipada com uma superfície flexível e mutável



Fonte: Gabor *et al.* (2016) [modificada]

Woods e Friswell (2016) desenvolveram uma rotina de otimização de projeto para um aerofólio com variação ativa de *camber* (curvatura) baseado na geometria de “espinha de peixe”, mostrado na Figura 15. Tal geometria é inspirada na biologia e é capaz de oferecer uma mudança de *camber* contínua, graças à sua compliância altamente anisotrópica. A pesquisa, baseada em trabalhos anteriores, os quais investigaram a grande capacidade do controle do coeficiente de sustentação e redução significativa do coeficiente de arrasto para este aerofólio, se propôs então a desenvolver uma rotina baseada em um algoritmo genético, de modo a se otimizar três funções objetivo: o arrasto aerodinâmico, a massa adicionada e a energia despendida nos atuadores. Através da análise de populações advindas da rotina, foi observado que a massa adicionada e a energia despendida competem entre si numa situação de projeto, mas há bons pontos de equilíbrio. O coeficiente de arrasto se mostrou menos sensível em relação aos outros parâmetros neste processo de otimização, com baixo arrasto sendo alcançado tanto para restrições de baixa massa adicionada, quanto para baixa energia despendida.

Figura 15 – Seção transversal de aerofólio com variação ativa de *camber*

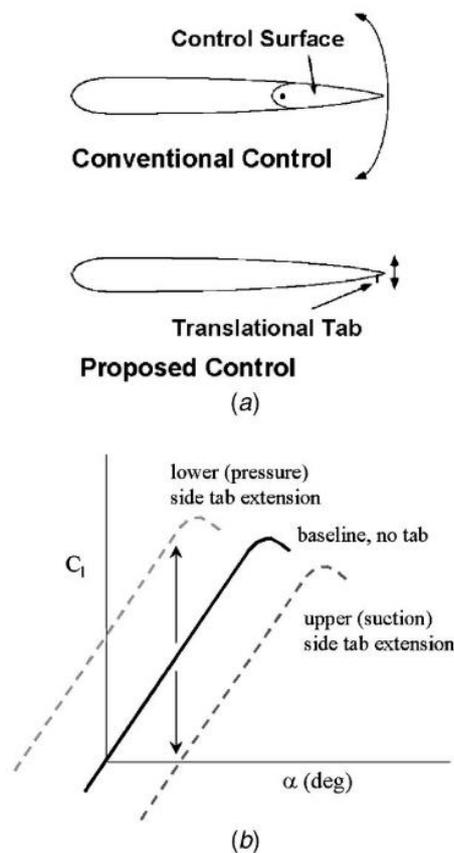


Fonte: Woods e Friswell (2016)

Partindo para o viés de aplicação de superfícies mutáveis, o artigo de Nakafuji *et al.* (2001) propôs um sistema de ressaltos na superfície de aerofólios e rotores de turbinas, os quais podem transladar, alterando sua altura em relação à superfície, apresentado na Figura 16a. Este sistema é transladado via atuação eletromecânica e tem como objetivo o controle ativo dos carregamentos aerodinâmicos, devido a interação dos ressaltos com o escoamento. Desta forma, o sistema é montado na parte posterior da superfície aerodinâmica (rotor ou aerofólio) e com translação na direção normal a ela, atingindo altura máxima na ordem de grandeza da espessura da camada limite do escoamento. Segundo os autores, a razão de altura do ressalto por corda de uma pá de turbina, com valor de 0,1, pode causar um aumento de 0,3 no coeficiente de sustentação, como exemplificado na Figura 16b, sem que haja prejuízos em termos de arrasto. O artigo, então, apresenta um projeto conceitual de um sistema de micro ressaltos e as técnicas

para fabricá-los e testá-los. Resultados de simulações computacionais e de testes em túnel de vento para um aerofólio com a altura dos ressaltos controlada remotamente foram realizados e comparados. Limitações no controle do carregamento aerodinâmico foram encontradas e foi concluído que o sistema de controle, apesar de se mostrar promissor para o propósito, apresentou problemas como o tempo de resposta e de atuação, necessitando de mais pesquisa nestas áreas.

Figura 16 – a) Comparação entre uma superfície de controle convencional e uma utilizando micro ressaltos e b) Variação do coeficiente de sustentação com a utilização de micro ressaltos em relação ao ângulo de ataque



Fonte: Nakafuji *et al.* (2001)

Como visto nesta revisão sobre geometrias ativas e sua influência na variação das condições aerodinâmicas através do controle ativo destas, as soluções dadas pelos autores são bastante diversificadas e criativas, não se concentrando em apenas um único método de implementá-las. Com esta consideração feita, baseia-se o sistema de controle desenvolvido neste trabalho na revisão sobre geometrias ativas aqui apresentada, como será visto nos capítulos subsequentes e encerra-se, portanto, a revisão bibliográfica.

3 METODOLOGIA PROPOSTA

Este capítulo apresenta a metodologia proposta para o desenvolvimento deste trabalho. Assim sendo, as seções seguintes contêm os passos necessários para se atender os objetivos gerais e específicos apresentados no capítulo 1, as quais foram inspiradas pelos fenômenos aeroelásticos encontrados na literatura de *Energy Harvesting* e de Geometrias ativas controláveis e sua influência na aerodinâmica, descritas no capítulo 2.

Desta forma, foi proposto um desenvolvimento em três etapas: análise da dinâmica estrutural das vigas *cantilever*, análise experimental das vigas submetidas à excitação aerodinâmica e controle da exposição dos entalhes superficiais de uma viga *cantilever* ao vento. As duas primeiras etapas, que contaram com três experimentos e uma análise teórica, tiveram a finalidade de se criar uma compreensão do problema aeroelástico proposto, ou seja, entender como uma viga *cantilever* tem sua resposta vibratória alterada pela presença de diferentes entalhes usinados, além de fornecer uma base de informações para o desenvolvimento da terceira etapa. Esta última, portanto, uma etapa de aplicação dos conceitos estudados até então, em conjunto com a teoria de sistemas de controle, de modo que a resposta vibratória da viga escolhida para esta aplicação seja mantida num nível desejado, dada a variação da velocidade do vento e a atuação de um anteparo que encobre uma parcela da superfície com entalhes.

3.1 ANÁLISE DA DINÂMICA ESTRUTURAL DAS VIGAS *CANTILEVER*

Para se analisar um problema aeroelástico, a parcela da dinâmica estrutural, a qual leva em conta os efeitos de inércia e rigidez de uma estrutura, deve ser compreendida *a priori*, para que, posteriormente, o carregamento aerodinâmico seja acrescentado ao estudo, completando o problema aeroelástico. Esta separação é feita, pois o carregamento aerodinâmico tem a capacidade de alterar a resposta vibratória da estrutura, como será visto mais adiante neste capítulo.

Assim sendo, o passo inicial é a análise da dinâmica estrutural das vigas *cantilever* com entalhe superficial, a qual leva em conta apenas a contribuição da estrutura, sem a ação do vento. Este tipo de análise é de grande importância para o desenvolvimento deste trabalho, pois, a partir dela, é possível se obter informações a respeito das frequências naturais, formas modais e funções resposta em frequência (FRF) das vigas estudadas e, assim, poder compará-las e identificar possíveis diferenças estruturais causadas apenas pela presença dos diferentes entalhes usinados em cada uma das vigas.

3.1.1 Preparação dos corpos de prova

Para se iniciar a análise da dinâmica estrutural, foi necessária a criação dos corpos de prova (CPs) na forma de vigas *cantilever*. Foram propostos, então, 17 corpos de prova com dimensões globais padronizadas, apresentadas na Tabela 1.

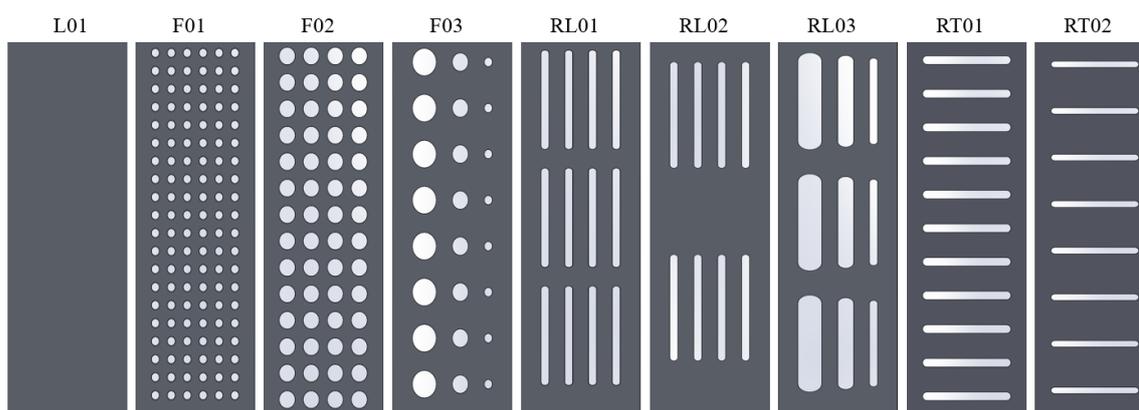
Tabela 1 - Dimensões globais dos corpos de prova

Comprimento total (L_T)	Comprimento útil após o engaste (L)	Largura (b)	Espessura (h)
330 mm	300 mm	30 mm	1 mm

Fonte: Próprio autor

Dentre os 17 corpos de prova, foi proposto que um deles apresentasse a superfície sem nenhum tipo de entalhe (superfície lisa), de modo a servir de referência para as análises a serem feitas. Para os 16 corpos de prova restantes, foram propostos oito padrões de entalhes diferentes, apresentados na Figura 17, dividindo-os em dois grupos, sólidos e vazados. Os padrões foram escolhidos arbitrariamente, levando em conta a facilidade de usinagem e a obtenção de diferentes interações com o vento, de modo a verificar se tais diferenças proporcionam variações na resposta vibratória. Os oito padrões podem ser agrupados em três tipos: furos, ranhuras longitudinais e ranhuras transversais.

Figura 17 - Padrões de entalhes superficiais propostos



Fonte: Próprio autor

Como visto na Figura 17, há um código para cada corpo de prova com um padrão de entalhe específico, assim, a Tabela 2 apresenta a nomenclatura para ser utilizada neste trabalho em conjunto com este código.

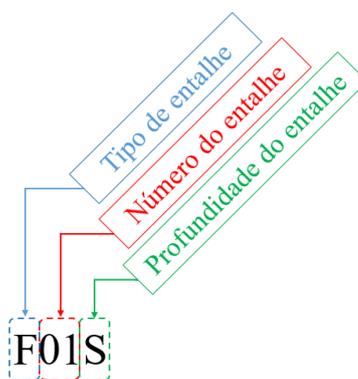
Tabela 2 - Código e nomenclatura para os corpos de prova

Código	Tipo e número do entalhe
L01	Liso
F01	Furado n°1
F02	Furado n°2
F03	Furado n°3
RL01	Ranhura longitudinal n°1
RL02	Ranhura longitudinal n°2
RL03	Ranhura longitudinal n°3
RT01	Ranhura transversal n°1
RT02	Ranhura transversal n°2

Fonte: Próprio autor

A Figura 18 apresenta o formato do código para a referência de cada corpo de prova, considerando os grupos sólido e vazado. Assim sendo, o prefixo indica o tipo de entalhe, a numeração indica qual o padrão do entalhe para o tipo indicado e o sufixo indica se o corpo de prova pertence ao grupo dos sólidos ou dos vazados, como indicado pelas letras S ou V, respectivamente.

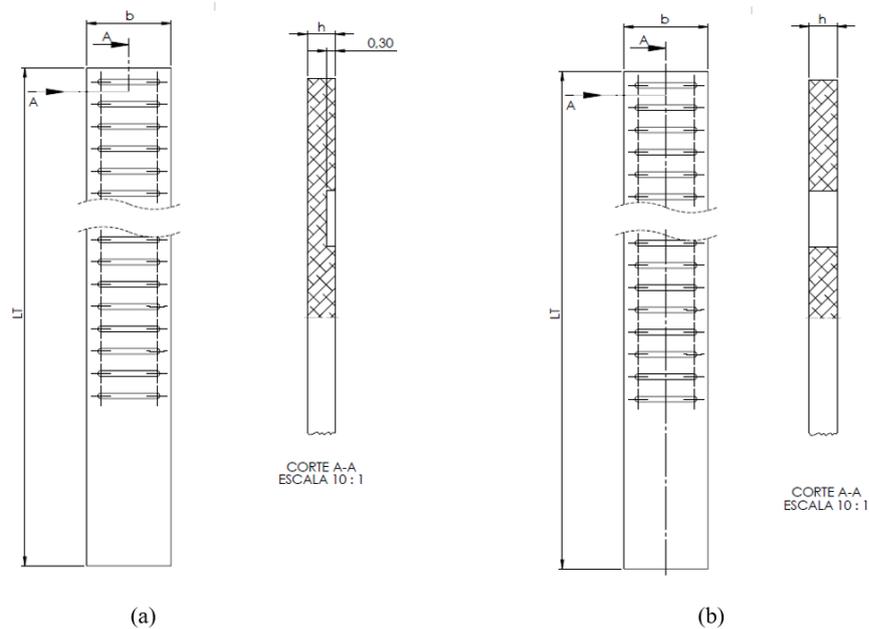
Figura 18- Significado do código utilizado para referência dos corpos de prova



Fonte: Próprio autor

Para o grupo dos sólidos, foi determinado que o padrão superficial deveria apresentar profundidade de 0.3 mm em relação à espessura da viga, sendo usinado em apenas um dos lados, e, para os vazados, a profundidade deveria ser igual à espessura da viga, ou seja, atravessando-a completamente, como apresentado na Figura 19. Os desenhos técnicos para cada corpo de prova podem ser encontrados no Apêndice A.

Figura 19 - Representação de um corpo de prova a) sólido e b) vazado com suas dimensões globais



Fonte: Próprio autor

Os modelos CAD (*computer aided design*) dos corpos de prova foram criados no *software* SolidWorks[®], sendo estes utilizados para a criação dos modelos de elementos finitos (descritos posteriormente neste trabalho) e para a criação dos desenhos técnicos para fabricação mecânica dos corpos de prova reais.

A fabricação dos corpos de prova se deu a partir de chapas de alumínio 1100-H14 com dimensões de 350 mm por 40 mm por 1 mm. Tais chapas foram adquiridas nestas dimensões, porém, foram cortadas, previamente, de uma única chapa maior. Para a usinagem dos entalhes, as chapas foram fixadas em uma base (de madeira, para os corpos de prova vazados e de alumínio, para os sólidos), como apresentado na Figura 20.

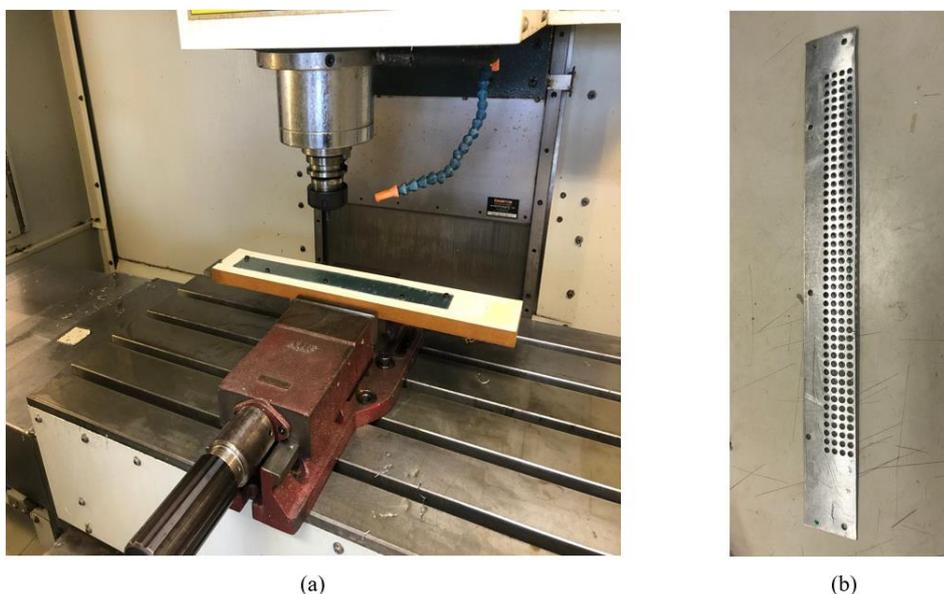
Figura 20 - Fixação da chapa na base para o processo de fresamento dos entalhes superficiais



Fonte: Próprio autor

Com as chapas fixadas, utilizou-se um centro de usinagem CNC Romi D 600 com uma fresa de topo, inteiriça, de aço rápido e com 2 mm de diâmetro, para a usinagem dos entalhes superficiais, como mostrado na Figura 21a. O resultado da operação pode ser visto na Figura 21b, em que é possível observar a presença de uma sobra de material que precisou ser removida para se atender as dimensões globais especificadas. Para tanto, as bordas dos corpos de prova foram removidas pelo processo de corte de chapas em uma guilhotina. A realização dos processos citados ocorreu no Laboratório de Processos de Fabricação do Departamento de Engenharia Mecânica (DEMec) da Universidade Federal de São Carlos (UFSCar).

Figura 21 - a) Fresamento dos entalhes superficiais e b) corpo de prova com sobra de material



Fonte: Próprio autor

O resultado da fabricação dos corpos de prova, após os processos de usinagem dos entalhes superficiais e de corte de chapas, pode ser visto na Figura 22. Vale ressaltar que houve diferenças dimensionais e geométricas entre o resultado da fabricação e o projeto, listadas a seguir:

- Ondulações e pequenos empenamentos nas chapas adquiridas, sendo anteriores aos processos realizados;
- Erros na fabricação de alguns entalhes no processo de fresamento, causando desvios dimensionais e geométricos em relação ao projeto;
- Erros no processo de corte por guilhotina, gerando variações nas dimensões globais em alguns corpos de prova.

Figura 22 - Corpos de prova fabricados, após os processos de usinagem e corte de chapa



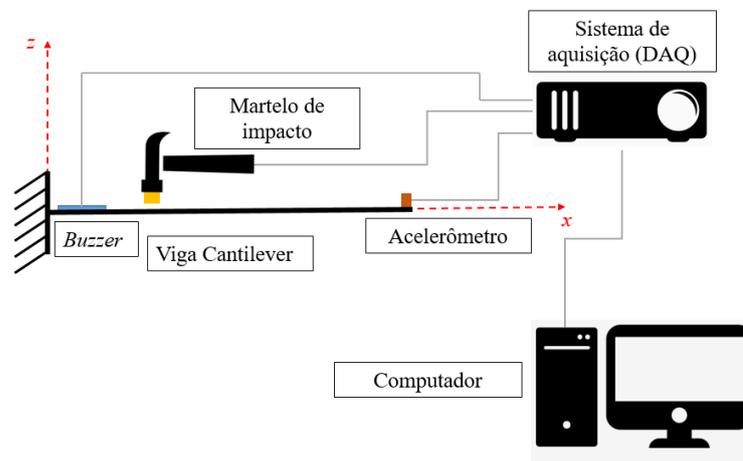
Fonte: Próprio autor

Com as dimensões globais e entalhes já definidos para todos os corpos de prova, foi possível prosseguir para a análise experimental do comportamento dinâmico estrutural.

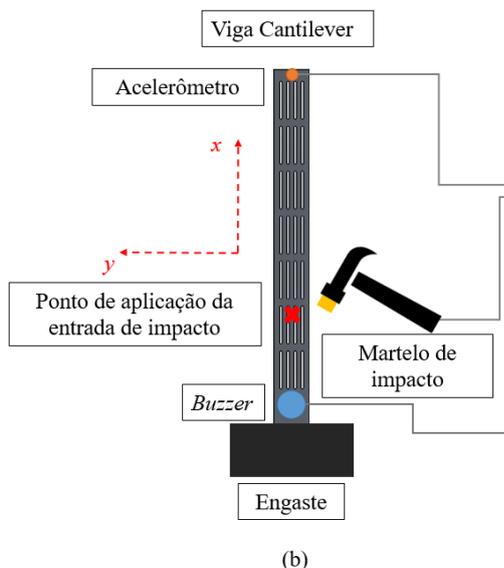
3.1.2 Análise experimental

O passo seguinte para a compreensão do comportamento dinâmico estrutural dos corpos de prova foi a análise experimental via teste de impacto, cuja representação esquemática está apresentada na Figura 23. O objetivo desta análise foi obter a resposta vibratória dos corpos de prova, através de uma entrada de impacto conhecida, para se obter informações como funções resposta em frequência (FRF) e densidades espectrais de frequência (PSD), após o tratamento dos dados obtidos.

Figura 23- Representação esquemática do teste de impacto com a) a vista lateral e b) a vista superior



(a)



Fonte: Próprio autor

O teste de impacto consistiu na aplicação de um pulso de força de curta duração (podendo ser modelado pelo Delta de Dirac, como será discutido na subseção seguinte) através do manuseio de um martelo de impacto com um transdutor de força em sua ponta. A excitação por pulso foi escolhida pelo fato de que, ao ser aplicada, a banda de frequências excitada (teoricamente infinita, mas limitada pela energia e tempo de duração do pulso, na prática) é grande o suficiente para abranger as primeiras frequências naturais das vigas.

A vibração da viga, provocada pelo impacto, foi medida de duas formas distintas neste ensaio: a primeira foi através de um acelerômetro posicionado na extremidade livre do corpo de prova; já a segunda foi através de um *buzzer* piezoelétrico posicionado entre o engaste e o início dos entalhes. Nota-se que os sinais adquiridos não são de mesma natureza, ou seja, um deles diz respeito à aceleração transversal da viga (direção z), e o outro, à deformação mecânica por flexão da viga (direção x). Apesar das diferenças, ambos os sinais se correlacionam, já que representam o mesmo fenômeno vibratório medido em locais diferentes, com grandezas e sensores distintos, ao mesmo tempo.

O ensaio teve, portanto, três sinais no domínio do tempo gerados simultaneamente (uma entrada e duas saídas correlacionadas, respectivamente): força de impacto, aceleração transversal e deformação mecânica por flexão. Tais sinais foram convertidos em sinais de tensão elétrica, através dos elementos transdutores em cada sensor, e adquiridos por uma placa de aquisição de dados, operada em conjunto com o software LabVIEW[®], enviando o registro dos sinais medidos para um computador, para o tratamento posterior destes dados.

A razão de se medir a resposta vibratória dos corpos de prova utilizando dois sensores distintos se deu pelos seguintes motivos: o *buzzer* piezoelétrico apresenta a geometria e o posicionamento adequados para os ensaios subsequentes (apresentados nas sessões seguintes deste trabalho), os quais envolvem excitação pelo vento. Desta forma, a interferência da geometria e do posicionamento do sensor é baixa, em termos de alteração do escoamento de ar ao longo dos corpos de prova. Por outro lado, o *buzzer* utilizado não apresenta nenhuma especificação de funcionamento e calibração fornecida pelo fabricante, logo, se fosse utilizado sozinho, não haveria como correlacionar o sinal gerado com a resposta dinâmica dos corpos de prova em termos das amplitudes de vibração.

O acelerômetro, por sua vez, possui todas as especificações de desempenho e calibração fornecidas pelo fabricante. Deste modo, sua aplicação no ensaio de impacto foi necessária para fechar a lacuna deixada pela falta de informações a respeito das amplitudes de vibração deixadas pelo *buzzer*. Em termos de geometria e posicionamento, contudo, o acelerômetro se torna inadequado para os ensaios com excitação pelo vento realizados *a posteriori*, não sendo mais utilizado, pois sua geometria e posicionamento interferem no escoamento de ar em torno do corpo de prova, reduzindo a influência dos entalhes superficiais, os quais são objetos de estudo deste trabalho. Vale ressaltar que a massa do acelerômetro também influencia na dinâmica dos corpos de prova no teste de impacto, alterando suas frequências naturais, porém, este problema foi contornado com os modelos dinâmicos propostos na subseção seguinte, como será apresentado.

Para a realização do ensaio, os posicionamentos do acelerômetro, do *buzzer* piezoelétrico e do ponto de impacto, medidos em relação ao engaste, foram padronizados para todos os corpos de prova e estão apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Posicionamento dos elementos de medição no teste de impacto

Elemento	Localização	Posição
Ponto de impacto	x_0	80 mm
Acelerômetro	x_1 (em relação à borda posterior do acelerômetro)	300 mm
<i>Buzzer</i> piezoelétrico	x_2 (em relação ao centro do <i>buzzer</i>)	15 mm

Fonte: Próprio autor

Os equipamentos utilizados para a execução do experimento estão listados na Tabela 4 e podem ser observados na Figura 24. Nota-se que foram utilizados suportes de alumínio para garantir rigidez ao engaste do corpo de prova e que o martelo de impacto e o acelerômetro foram conectados ao módulo NI-9234, em canais diferentes, enquanto o *buzzer*, ao NI-9201.

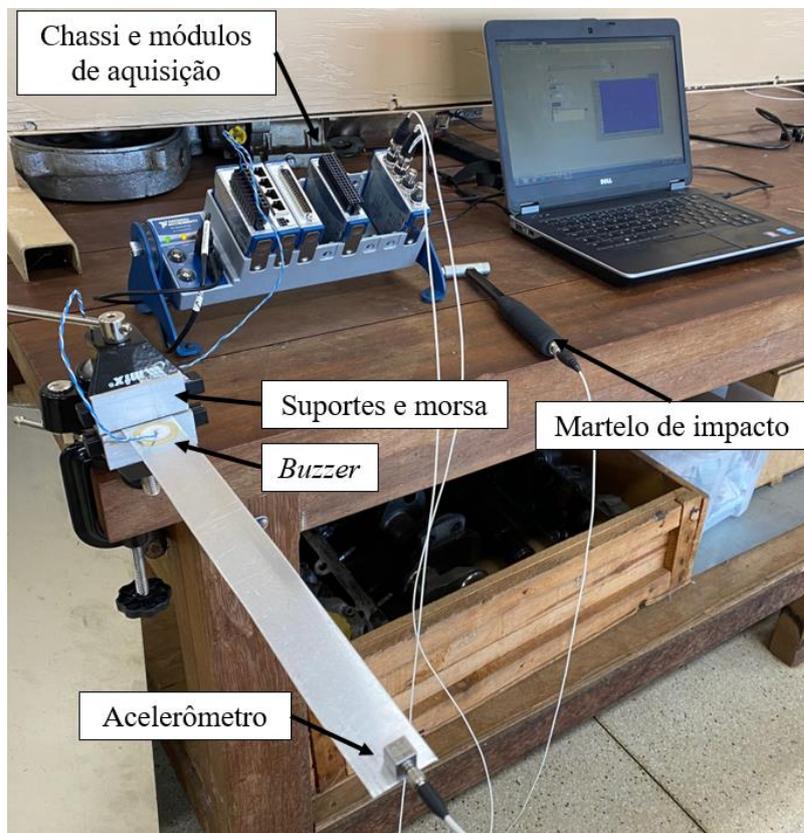
Outro ponto importante que pode ser observado é a grande diferença geométrica entre o acelerômetro e o *buzzer*, a qual foi um fator importante para a não utilização do primeiro sensor nos ensaios com excitação pelo vento apresentados nas seções seguintes.

Tabela 4 - Equipamentos utilizados no teste de impacto

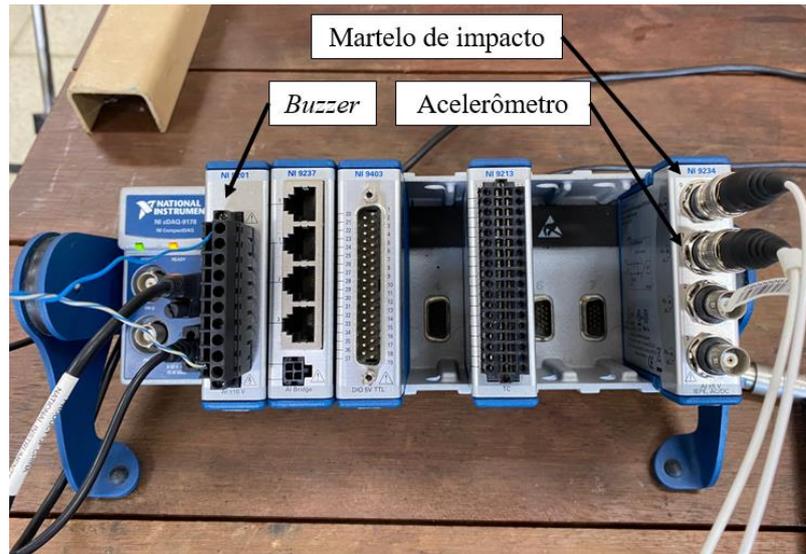
Equipamentos	Descrição
Acelerômetro	PCB 333B30
Martelo de Impacto	PCB 086C03
Pastilha piezoelétrica (<i>Buzzer</i>)	7BB27-4 PZT transducer
Chassi de aquisição de dados	National Instruments cDAQ-9178
Módulo de aquisição de vibrações	National Instruments NI-9234
Módulo de aquisição de tensão elétrica	National Instruments NI-9201
Morsa de bancada	MTX-185089
Suportes para engaste	Alumínio
Computador	DELL

Fonte: Próprio autor

Figura 24 - a) Montagem do teste de impacto e b) conexões nos módulos de aquisição



(a)



(b)

Fonte: Próprio autor

Os ensaios foram realizados no Departamento de Engenharia Mecânica (DEMec) da Universidade Federal de São Carlos (UFSCar) e os equipamentos utilizados foram escolhidos de acordo com a sua disponibilidade no departamento ou com o seu baixo custo de aquisição.

Durante a realização do experimento, cada corpo de prova foi submetido ao mesmo teste cinco vezes, totalizando 85 testes, de modo a se garantir a repetibilidade do ensaio. Vale ressaltar que, dos três sinais gerados para cada repetição, o sinal de deformação mecânica foi obtido como tensão elétrica e será tratado nesta grandeza ao longo deste trabalho, pelo fato de ser mais conveniente, dado que representa a medida direta do *buzzer* piezoelétrico (os outros dois sinais serão trabalhados nas grandezas de força e aceleração, já que possuem as informações de calibração fornecidos pelo fabricante). Outro ponto que vale ser mencionado é que o mesmo acelerômetro foi utilizado para todos os corpos de prova, enquanto cada corpo de prova utilizou um *buzzer* diferente (do mesmo tipo, evidentemente), devido à dificuldade em se remover este sensor da superfície em que foi colado.

Em posse dos sinais no domínio do tempo obtidos nos ensaios, foi possível obter informações a respeito da dinâmica estrutural de cada corpo de prova. Como foram mensuradas uma saída e duas entradas para cada repetição, estimou-se duas funções resposta em frequência experimentais, uma correlacionando aceleração e força (FRF de aceleração) e outra, tensão elétrica e força (FRF de tensão elétrica).

Phillips e Parr (2008) mostram que os módulos das funções resposta em frequência podem ser calculados através da Equação 1:

$$P_{yy}(\omega) = |H(\omega)|^2 P_{xx}(\omega) \quad (1)$$

onde:

- $P_{yy}(\omega)$ é densidade espectral de potência da autocorrelação do sinal de saída;
- $P_{xx}(\omega)$ é densidade espectral de potência da autocorrelação do sinal de entrada;
- $H(\omega)$ é a função resposta em frequência de transmissão do sistema.

Entretanto, os módulos FRFs foram obtidos pelo estimador espectral H_2 (LECLÈRE; ROOZEN; SANDIER, 2014), apresentado na Equação 2, o qual calcula P_{yy} e P_{xy} (PSD da correlação cruzada entre entrada e saída) através do periodograma de Welch (WELCH, 1967).

$$H_2(\omega) = \frac{P_{yy}(\omega)}{P_{xy}(\omega)} \quad (2)$$

A escolha deste método para se estimar as FRFs de aceleração e tensão elétrica para cada repetição se deu pela facilidade de aplicá-lo no software MatLab[®], usado para a elaboração dos cálculos. Além disso, foi feita a suposição de que os ruídos presentes nos sinais não estão correlacionados aos sinais de saída (caso estivessem, seria mais adequado a utilização do estimador H_1 , o qual calcula a FRF através da divisão da PSD da correlação cruzada entre saída e entrada pela PSD da autocorrelação do sinal de entrada).

Com as FRFs para cada repetição do experimento determinadas, obteve-se a FRF média para cada corpo de prova, a qual consiste simplesmente na média aritmética entre as cinco FRFs das repetições referentes ao corpo de prova analisado, totalizando 17 FRFs médias para cada tipo (aceleração e tensão elétrica), como mostrado na Equação 3.

$$H_{CP,média}(\omega) = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 H_{CP,i}(\omega) \quad (3)$$

Para que as amplitudes das funções médias fossem comparáveis entre si, foi necessário realizar uma normalização em termos da amplitude da força de impacto (a qual foi diferente para cada repetição, já que depende da ação humana no manuseio do martelo de impacto). Para isso, dividiu-se as funções médias pelo valor médio de amplitude do pulso de força, como mostrado na Equação 4, o qual foi obtido pela média aritmética (cinco repetições) das integrais do sinal de força ao longo do tempo de análise, representado pela Equação 5.

$$H_{CP,norm}(\omega) = \frac{H_{CP,média}(\omega)}{A_{p,médio}} \quad (4)$$

$$A_{p,médio} = \frac{1}{5} \sum_{j=1}^5 \left(\int_{t_i}^{t_f} f_{CP,j}(t) dt \right) \quad (5)$$

onde:

- $A_{i,médio}$ é a amplitude média do sinal de força para um dado corpo de prova;
- $f_{CP,j}(t)$ é o sinal de força mensurado em uma das repetições para um dado corpo de prova;
- t_i é o tempo inicial da medição do sinal de força;
- t_f é o tempo final da medição do sinal de força;

Com a descrição dos procedimentos experimentais e o tratamento dos dados obtidos pelos testes de impacto, chega ao fim a análise experimental para a caracterização da dinâmica estrutural. O próximo passo foi a análise teórica, a qual teve o intuito de descrever matematicamente os resultados obtidos através da metodologia apresentada nesta subseção, bem como obter um modelo estrutural para os corpos de prova sem a presença da massa do acelerômetro (não utilizado nos experimentos subsequentes), os quais serão importantes na etapa de controle de vibrações. Outro ponto importante foi determinar um fator de conversão entre deslocamento vertical (relacionado à deformação na viga) e tensão elétrica, com base nos resultados experimentais obtidos, de modo a fechar a lacuna proveniente da falta de informações referentes ao funcionamento e à calibração do *buzzer* piezelétrico.

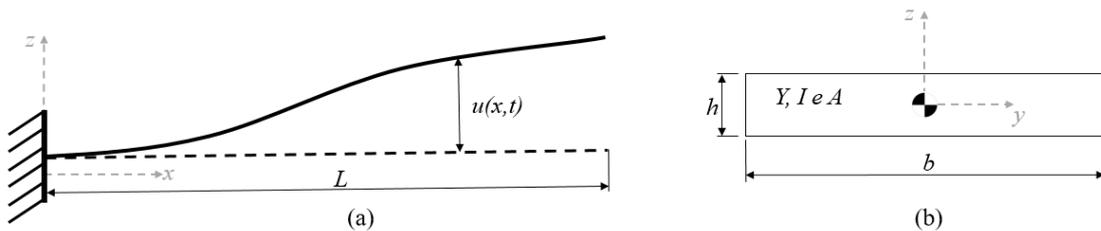
3.1.3 Análise teórica

O desenvolvimento desta subseção contemplou a obtenção de dois tipos de modelo: com e sem a presença da massa do acelerômetro na extremidade livre da viga. Para tanto, foi proposta uma abordagem analítica inicial que determinasse as formas modais e frequências naturais da viga L01, de modo a servir de referência para a análise em elementos finitos. Assim sendo, utilizou-se os resultados obtidos na abordagem analítica para o ajuste dos parâmetros necessários ao método numérico para a viga L01 (tamanho da malha e tipo de elemento), de modo a se reduzir os erros numéricos, já que ambas as abordagens devem proporcionar

resultados muito próximos para a mesma viga. A análise pelo método de elementos finitos (MEF) obteve, portanto, as formas modais e frequências naturais para as demais vigas, a partir do ajuste de parâmetros realizados com a viga L01. Em posse destes resultados, foi possível calcular as FRFs de aceleração e de tensão elétrica teóricas para o caso “com acelerômetro” e compará-las com o experimento; e para o caso “sem acelerômetro”, utilizando-as como informação para os modelos relacionados à etapa de controle de vibrações pela exposição dos entalhes.

A primeira abordagem teórica foi, portanto, realizada através da teoria de vigas de Euler-Bernoulli, de acordo com Rao (2009) e Erturk e Inman (2008) apud Hobeck e Inman (2014), como mostrado na Figura 25. Tal abordagem é válida para vigas esbeltas, a qual contempla apenas os modos de vibrar de flexão e foi aplicada apenas para o corpo de prova de referência (L01), já que este apresenta a área e o momento de inércia da seção transversal constantes ao longo do seu comprimento (para as demais vigas, tais parâmetros são variáveis).

Figura 25 – a) Representação do modelo de viga de Euler-Bernoulli e b) sua seção transversal



Fonte: Próprio autor

Por se tratar de uma viga de comprimento L e seção retangular de dimensões b e h constantes em todo o comprimento, utilizou-se a equação diferencial parcial de Euler-Bernoulli para a modelagem, a qual é escrita em sua forma completa como:

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}(x, t) + c_a \frac{\partial u}{\partial t}(x, t) + c_s I \frac{\partial^5 u}{\partial x^4 \partial t}(x, t) + Y I \frac{\partial^4 u}{\partial x^4}(x, t) = f(x, t) \quad (6)$$

onde:

- ρ é a densidade do material da viga;
- A é a área da seção transversal da viga;
- c_a é o coeficiente de amortecimento viscoso, causado pela resistência do ar;
- c_s é o coeficiente de amortecimento estrutural da viga;
- Y é o módulo de Young do material da viga;

- I é o momento de inércia da seção transversal da viga;
- $u(x,t)$ é o deslocamento transversal da viga, dependente da coordenada espacial x e do tempo;
- $f(x,t)$ é a força de excitação distribuída, dependente da coordenada espacial x e do tempo.

Para se obter a solução desta equação, foram necessárias quatro condições de contorno (as duas condições iniciais, indispensáveis para a solução da parcela temporal, não foram utilizadas nesta análise, pois esta visa a obtenção dos modos de vibração, dependentes apenas da parcela espacial). Por se tratar de uma viga *cantilever*, em que uma extremidade está engastada e a outra está livre (ou acoplada a uma massa, quando o acelerômetro está presente), as condições de contorno são o deslocamento transversal nulo na extremidade engastada,

$$u(0, t) = 0 \quad (7)$$

a curvatura nula na extremidade engastada,

$$\frac{\partial u}{\partial x}(0, t) = 0 \quad (8)$$

o momento fletor nulo na extremidade livre,

$$YI \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(L, t) = 0 \quad (9)$$

e a força de cisalhamento nula na extremidade livre (Equação 10) ou a força de cisalhamento igual à força de inércia causada por m_a , a massa do acelerômetro, quando esta está presente (Equação 11).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(YI \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(L, t) \right) = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(YI \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(L, t) \right) = m_a \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}(L, t) \quad (11)$$

A solução para vibração livre e não amortecida (força de excitação e constantes de amortecimento nulas) se deu pelo método da separação de variáveis, em que a função deslocamento pode ser escrita como uma função dependente apenas da variável espacial, multiplicada por uma função dependente apenas do tempo:

$$u(x, t) = U(x)T(t) \quad (12)$$

o que implica em:

$$\frac{c^2}{U(x)} \frac{\partial^4 U}{\partial x^4}(x) = \frac{-1}{T(t)} \frac{\partial^2 T}{\partial t^2}(t) = \omega^2 \quad (13)$$

$$c = \sqrt{\frac{YI}{\rho A}} \quad (14)$$

Nota-se que cada parcela deve necessariamente ser igual a um valor constante (ω^2) para que a igualdade seja mantida, assim, a equação diferencial parcial se torna duas equações diferenciais ordinárias, sendo uma de quarta ordem, dependente da coordenada espacial e de quatro condições de contorno, e outra de segunda ordem, dependente do tempo e de duas condições iniciais.

$$\begin{cases} \frac{d^4 U}{dx^4}(x) - \frac{\omega^2}{c^2} U(x) = \frac{d^4 U}{dx^4}(x) - \lambda^4 U(x) = 0 \\ \frac{d^2 T}{dt^2}(t) + \omega^2 T(t) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

A equação diferencial espacial é particularmente importante para a análise teórica proposta, pois suas soluções (autovetores), chamadas de funções características da viga, descrevem os modos de vibração da viga e estão relacionadas ao seu respectivo autovalor λ . Desta forma, os modos de vibrar são dados por:

$$U_n(x) = C_{n,1} \cos(\lambda_n x) + C_{n,2} \sen(\lambda_n x) + C_{n,3} \cosh(\lambda_n x) + C_{n,4} \sinh(\lambda_n x) \quad (16)$$

onde as constantes C_n são constantes de integração.

Os autovalores são dados pela equação característica² de frequências, a qual é uma equação transcendental e que, para o caso de uma viga engastada-livre, é:

$$1 + \cos(\lambda_n L) \cosh(\lambda_n L) = 0 \quad (17)$$

e, para o caso em que a massa do acelerômetro está presente, é:

$$1 + \cos(\lambda_n L) \cosh(\lambda_n L) + \frac{m_a}{\rho A L} \lambda_n L [\cos \lambda_n L \sinh \lambda_n L - \sin \lambda_n L \cosh \lambda_n L] = 0 \quad (18)$$

sendo as frequências naturais dadas, portanto, por:

$$\omega_n = \lambda_n L \sqrt{\frac{YI}{\rho A L^4}} \quad (19)$$

Desta forma, a resposta completa para o problema de vibração livre fica:

$$u_n(x, t) = U_n(x) q_n(t) \quad (20)$$

onde $q_n(t)$ é a n ésima solução da equação diferencial temporal (coordenada generalizada), dadas as condições iniciais.

Por se tratar de um problema linear, a solução geral é dada pela soma de todas as soluções.

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} u_n(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} U_n(x) q_n(t) \quad (21)$$

Para a vibração forçada não amortecida, substitui-se as Equações 15 e 20 na Equação 6, obtendo-se:

$$\sum_{n=1}^{\infty} \omega_n U_n(x) q_n(t) + \sum_{n=1}^{\infty} U_n(x) \frac{\partial^2 q_n}{\partial t^2}(t) = \frac{1}{\rho A} f(x, t) \quad (22)$$

² Tal equação é obtida através pela aplicação das condições de contorno na Equação 16.

Considerando a propriedade de ortogonalidade das funções características da viga, ou seja,

$$\begin{cases} \int_0^L U_m(x)U_n(x)dx = 0; & m \neq n \\ \int_0^L U_m(x)U_n(x)dx = \int_0^L U_n^2(x)dx = a; & m = n \end{cases} \quad (23)$$

multiplica-se a Equação 22 por $U_m(x)$ e integra-se de 0 a L , obtendo-se

$$\frac{d^2 q_n}{dt^2}(t) + \omega_n q_n(t) = \frac{1}{\rho A a} Q_n(t) \quad (24)$$

onde

$$Q_n(t) = \int_0^L U_n(x)f(x,t)dx \quad (25)$$

é a força generalizada.

A equação diferencial parcial recai, portanto, em um problema de n equações diferenciais ordinárias desacopladas, com n tendendo ao infinito, cuja entrada é a n ésima força generalizada e a saída é a n ésima coordenada generalizada.

Cada equação individual se assemelha a um problema de um sistema discreto de um grau de liberdade por se tratarem de equações desacopladas, o que implica em escrever a Equação 24, já considerando amortecimento, na forma:

$$m_n \ddot{q}_n(t) + c_n \dot{q}_n + k_n q_n(t) = Q_n(t) \quad (26)$$

em que:

$$m_n = \int_0^L \rho A U_n^2(x)dx \quad (27)$$

$$k_n = \int_0^L \rho A \omega_n U_n^2(x) dx = \int_0^L YI \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2}(x) \right)^2 dx \quad (28)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_n}{m_n}} \quad (29)$$

$$\zeta_n = \frac{c_n}{2m_n \omega_n} \quad (30)$$

Sendo:

- m_n a n ésima massa modal;
- c_n o n ésimo coeficiente de amortecimento modal;
- k_n a n ésima rigidez modal;
- ζ_n o n ésimo fator de amortecimento modal.

Vale ressaltar que a hipótese de amortecimento modal foi considerada, ou seja, o parâmetro c_n respeita a propriedade de ortogonalidade das funções características da viga e é calculado através da Equação 30, a partir da determinação experimental dos fatores de amortecimento ζ_n , os quais levam em conta as parcelas viscosa e estrutural simultaneamente.

Em posse das equações desacopladas, foi possível determinar as FRFs modais de aceleração e de tensão elétrica, sendo este último tipo obtido através das FRFs modais de receptância e convertidas para tensão elétrica por um ganho constante K_{volt} . Assim, as FRFs modais são dadas, respectivamente, por:

$$H_{n,aceleração}(\omega) = \frac{-\omega^2 Q_n}{k_n - m_n \omega^2 + i c_n \omega} \quad (31)$$

$$H_{n,tensão\ elétrica}(\omega) = \frac{K_{volt} Q_n}{k_n - m_n \omega^2 + i c_n \omega} \quad (32)$$

O ganho K_{volt} foi obtido para cada corpo de prova através da comparação entre as FRFs de tensão elétrica experimentais e teóricas, após o ajuste dos fatores de amortecimento modais nas FRFs de aceleração. Para isso, foi assumida a hipótese de que o *buzzer* piezoelétrico apresenta comportamento linear entre deslocamento transversal da viga e tensão elétrica gerada,

já que há, segundo Timoshenko (1971), uma correlação linear entre deslocamento transversal e deformação na direção x , além de uma correlação linear entre deformação e tensão elétrica (IEEE, 1988). Neste ponto, fica evidente a necessidade do acelerômetro nesta análise, pois este, tendo seus dados de calibração fornecidos pelo fabricante, possibilita o ajuste da Equação 31 aos dados de aceleração obtidos na etapa experimental, proporcionando, conseqüentemente, a obtenção de um fator de correlação (K_{volt}) entre a Equação 32 e os resultados medidos pelo *buzzer* piezoelétrico em termos de amplitudes de vibração. As deformações provocadas por este sensor sobre viga, causadas pelo efeito piezoelétrico inverso (tensão elétrica nos polos do *buzzer* que induz deformação mecânica), foram desprezadas por simplificação, mesmo havendo a condição de contorno de circuito elétrico aberto aplicada aos experimentos (IEEE, 1988).

Considerando uma excitação na forma de impulso, de modo a se aproximar do pulso de força da análise experimental, utiliza-se o Delta de Dirac no domínio do tempo, em $t=t_0$:

$$f(x, t) = P(x)F(t) = P_0U_n(x)f_0\delta(t - t_0) \quad (33)$$

obtendo-se:

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} U_n(x)q_n(t) = \sum_{n=1}^{\infty} U_n(x)H_n(\omega)f_0\delta(t - t_0) \quad (34)$$

Levando em conta que a força de excitação do sistema está concentrada em um único ponto sobre a viga ($x=x_0$), representando o ponto de impacto do martelo, tem-se que:

$$P(x) = P_0\delta(x - x_0) \quad (35)$$

sendo o Delta de Dirac no domínio do espaço utilizado para localizar a posição em que a força foi aplicada. Assim, pela propriedade de integração deste objeto matemático:

$$Q_n = \int_0^L U_n(x)P(x)dx = \int_0^L U_n(x)P_0\delta(x - x_0)dx = P_0U_n(x_0) \quad (36)$$

Se a aceleração e a tensão elétrica proveniente da deformação na direção x forem medidas nas posições da viga $x=x_1$ e $x=x_2$, respectivamente, a Equação 34 fica:

$$\ddot{u}(x_1, t) = \sum_{n=1}^{\infty} U_n(x_1) \frac{-\omega^2 U_n(x_0)}{k_n - m_n \omega^2 + i c_n \omega} P_0 f_0 \delta(t - t_0) \quad (37)$$

$$v(x_2, t) = K_{volt} u(x_2, t) = \sum_{n=1}^{\infty} U_n(x_2) \frac{K_{volt} U_n(x_0)}{k_n - m_n \omega^2 + i c_n \omega} P_0 f_0 \delta(t - t_0) \quad (38)$$

Assim, obtém-se as funções resposta em frequência de aceleração de transferência e de tensão elétrica de transferência, dadas, respectivamente, por:

$$H_{x_1, x_0}(\omega) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{-\omega^2 U_n(x_1) U_n(x_0)}{k_n - m_n \omega^2 + i c_n \omega} \quad (39)$$

$$H_{x_2, x_0}(\omega) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{K_{volt} U_n(x_2) U_n(x_0)}{k_n - m_n \omega^2 + i c_n \omega} \quad (40)$$

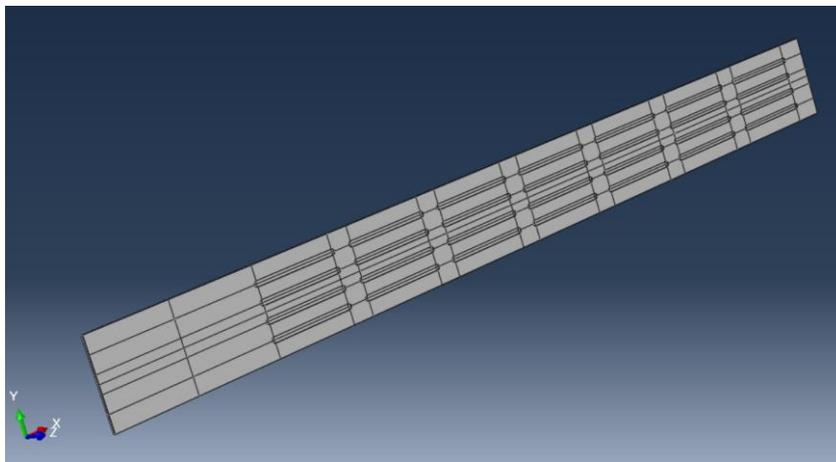
Estas FRFs descritas pelas Equações 39 e 40 foram utilizadas tanto pela análise analítica, quanto pela numérica, via método dos elementos finitos, pois dependem das formas modais (modos de vibrar) e frequências naturais, bem como dos parâmetros modais de massa, rigidez e amortecimento. Uma vez determinados, portanto, os resultados analíticos para o corpo de prova L01, partiu-se para a obtenção dos resultados numéricos relacionados aos demais corpos de prova. Para tanto, foi escolhido o método dos elementos finitos (MEF) para se obter as frequências naturais e os modos de vibrar das vigas com entalhes superficiais.

O MEF caracteriza-se por fornecer resultados numéricos aproximados para as formas modais da viga, descritas pela Equação 16, quando aplicado à análise modal, especificamente. O número de funções características calculadas é finito e depende do número de frequências naturais encontradas. Assim, os resultados são aproximações finitas da série infinita descrita pela Equação 21. Vale ressaltar que, além dos modos de flexão transversal, compatíveis com a análise analítica apresentada, o MEF também fornece os modos de torção e flexão lateral. Porém, estes dois últimos não foram necessários à análise, pois não foram excitados no teste de impacto e apresentaram baixa densidade de potência nos ensaios com vento, em comparação com os primeiros modos de flexão transversal, como será visto no capítulo de resultados.

Para a aplicação do MEF, foram utilizados como modelos geométricos os modelos CAD descritos na subseção de preparação dos corpos de prova. Em posse das geometrias dos corpos de prova, utilizou-se o *software* Abaqus CAE® para a obtenção dos resultados numéricos. Todos os corpos de prova foram analisados via método dos elementos finitos, inclusive o de referência (L01), de modo a se comparar a resposta analítica com a numérica, para os casos com e sem a presença da massa do acelerômetro.

Neste *software*, a primeira etapa foi particionar a geometria CAD importada do SolidWorks®, como mostrado na Figura 26, de modo a facilitar a geração de uma malha de elementos finitos.

Figura 26 - Geometria CAD particionada



Fonte: Próprio autor

Em seguida, foram aplicadas as propriedades do material dos corpos de prova, no caso, o alumínio 1100-H14, o mesmo utilizado na fabricação dos CPs físicos. O modelo de material utilizado foi o linear elástico isotrópico e os valores inseridos no *software* estão apresentados na Tabela 5. Nos modelos em que a presença do acelerômetro foi levada em conta, foi acrescentada uma massa concentrada na extremidade livre da viga com o valor de 4,5 g. Este valor é referente à massa total do acelerômetro PCB 333B30 (4 g) acrescida de uma estimativa da massa do cabo que conecta o acelerômetro ao módulo de aquisição.

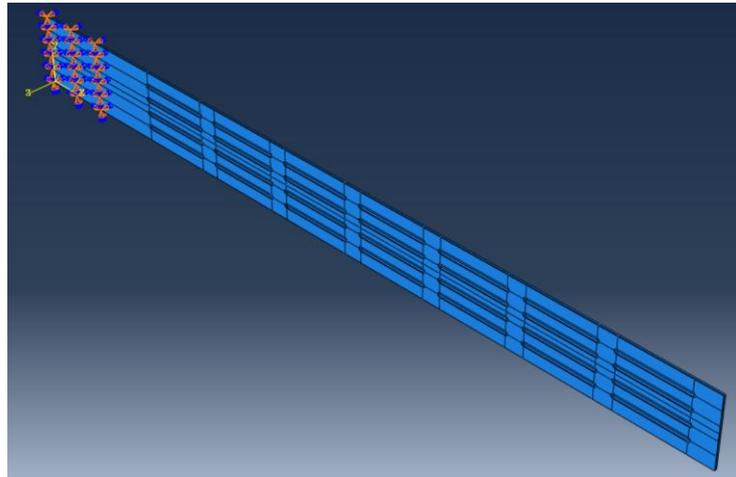
Tabela 5 - Propriedades do alumínio 1100-H14

Densidade (ρ)	2705 kg/m ³
Modulo de Young (Y)	68,9 GPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0,33

Fonte: Próprio autor

Assim como nas condições de contorno do modelo analítico, foi aplicado um engaste em uma das extremidades do corpo de prova, como mostrado na Figura 27, de modo que o comprimento útil da viga fosse de 300 mm.

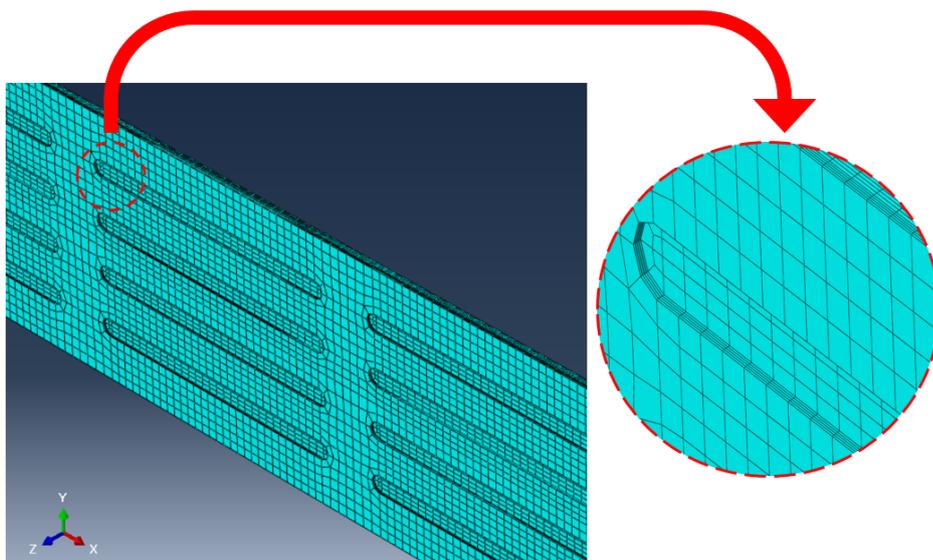
Figura 27 - Condição de contorno de engaste



Fonte: Próprio autor

Para a criação da malha, foi utilizado o elemento hexaédrico linear sólido, com três graus de liberdade de translação por nó, em conjunto com os algoritmos de varredura e refinamentos locais disponíveis no *software*, de modo que os elementos representassem suficientemente bem a geometria dos entalhes, como mostrado na Figura 28.

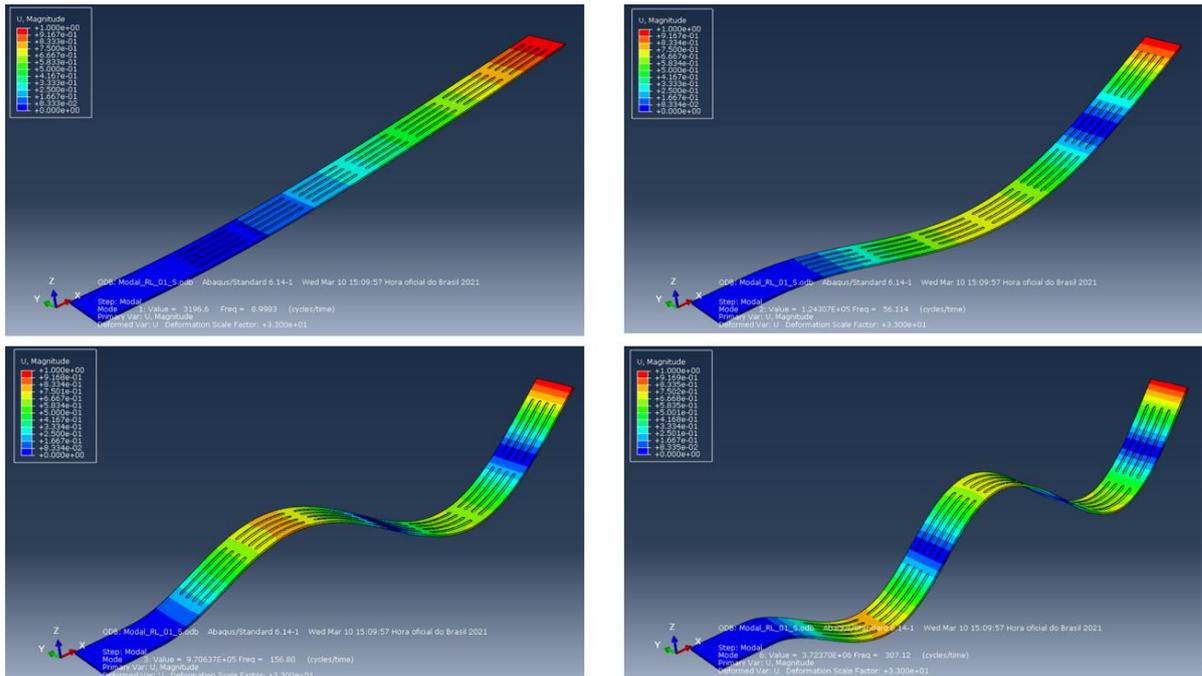
Figura 28 - Malha aplicada ao modelo MEF dos corpos de prova



Fonte: Próprio autor

Para a obtenção dos resultados, foi realizada uma análise modal, pelo método de Lanczos implementado no *software*, obtendo-se os modos de vibrar com suas respectivas frequências naturais. As funções características da viga, apresentadas na forma gráfica pela Figura 29, foram mapeadas em termos do deslocamento transversal pela posição x e os valores obtidos foram exportados, na forma de tabela, para o *software* MatLab®.

Figura 29 - Representação gráfica dos modos de vibrar de flexão da viga

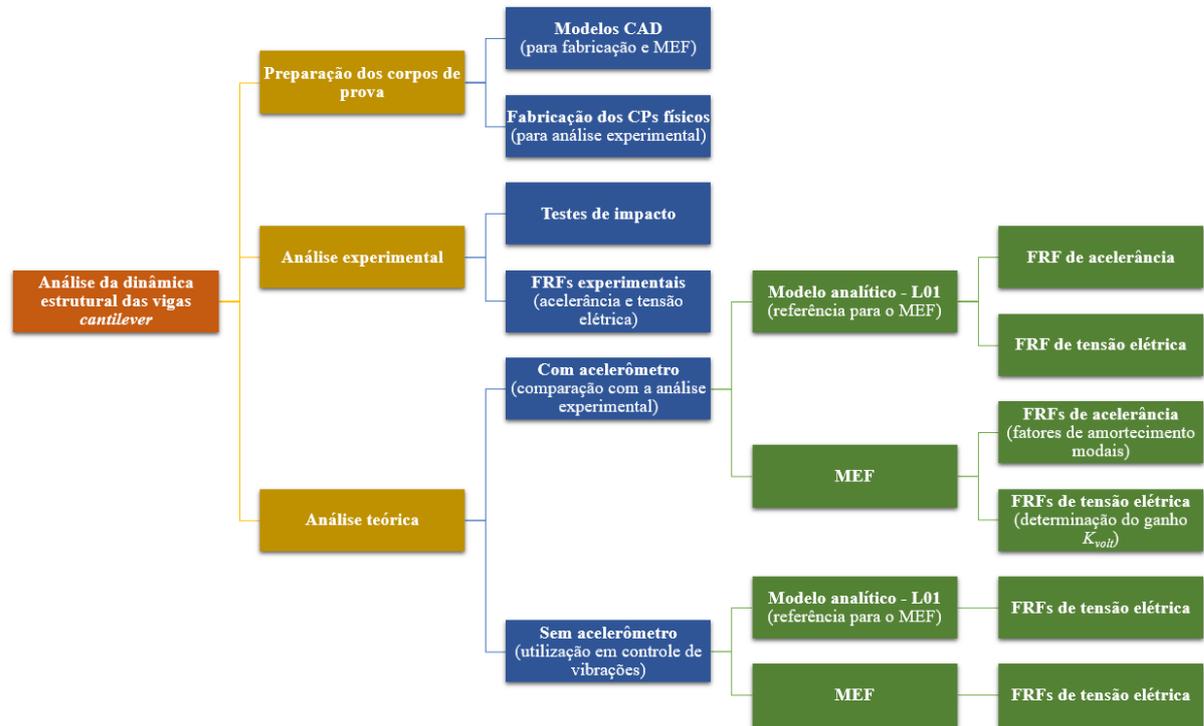


Fonte: Próprio autor

Em posse das formas modais e das suas respectivas frequências naturais para cada corpo de prova proposto, foi possível a obtenção dos parâmetros modais de massa, rigidez e amortecimento (este último, via comparação com o experimento). Com isso, calculou-se as FRFs de aceleração e de tensão elétrica, de acordo com as Equações 39 e 40, para o caso em que há a presença do acelerômetro. Para o caso em que este sensor está ausente, apenas as FRFs de tensão elétrica foram calculadas. Vale ressaltar que o cálculo dos parâmetros modais e das FRFs foram todos realizados no MatLab®, independente da origem das formas modais obtidas (analíticas ou numéricas), devido à facilidade em se manipular os dados e em se comparar com os resultados experimentais.

Em suma, a metodologia desenvolvida nesta seção de análise da dinâmica estrutural das vigas *cantilever* está apresentada na Figura 30.

Figura 30 – Organograma de síntese da metodologia aplicada à análise da dinâmica estrutural



Fonte: Próprio autor

Os resultados obtidos nesta etapa do trabalho, concernentes aos dados dos experimentos e determinação das funções resposta em frequência experimentais e teóricas, serão apresentados no capítulo 4, na seção referente à análise da dinâmica estrutural das vigas cantilever. A continuação deste trabalho se deu pela análise dos corpos de prova em ensaios que envolvem excitação pelo vento, ou seja, dada uma excitação aerodinâmica, o problema de vibrações torna-se aeroelástico. A metodologia para a realização desta análise está apresentada na seção seguinte.

3.2 ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS VIGAS SUBMETIDAS À EXCITAÇÃO AERODINÂMICA

Com a conclusão da análise da dinâmica estrutural das vigas *cantilever* com entalhes superficiais, obteve-se as respostas dinâmicas ao impulso (experimentais e teóricas) para cada viga, sendo possível identificar o quanto a presença de cada tipo de entalhe superficial usinado influenciou, em termos estruturais, quando as respostas dinâmicas foram comparadas.

Assim sendo, a sequência do estudo se deu ao se compreender como a ação do vento interagindo com os entalhes superficiais altera a resposta vibratória das vigas pela alteração

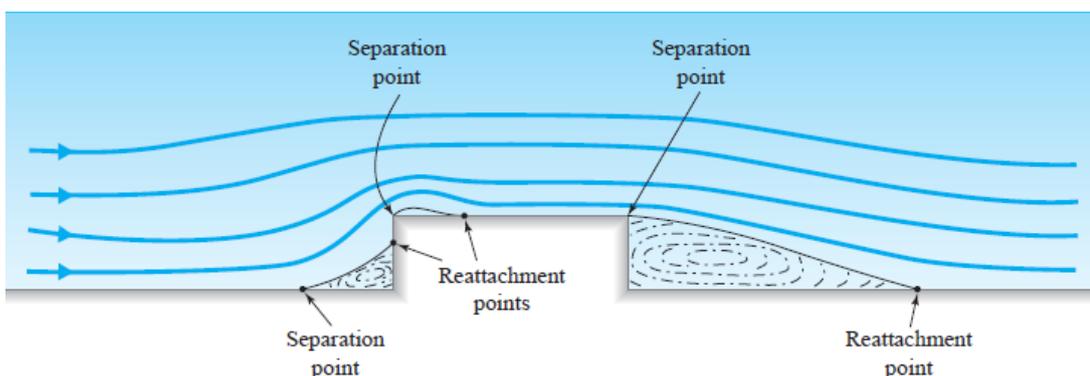
força de excitação aerodinâmica. Para tanto, foram propostos dois estudos experimentais: a análise da resposta vibratória decorrente da exposição dos entalhes superficiais ao vento e a análise da resposta vibratória decorrente da exposição gradual da superfície com entalhes da viga selecionada. No primeiro, todas as vigas foram expostas ao vento sob as mesmas condições e as diferenças entre as respostas dinâmicas foram observadas. Já no segundo, foi selecionada uma viga com entalhes e sua superfície foi sendo parcialmente ocultada por um anteparo, de modo que as diferenças entre as respostas dinâmicas fossem observadas para cada posição do anteparo.

Vale ressaltar que, nesta etapa, apenas análises de caráter experimental foram realizadas, sendo que nenhum modelo analítico ou numérico para a descrição do escoamento de ar e de sua interação com os entalhes foi proposto, ou seja, não foi foco deste trabalho a determinação do carregamento aerodinâmico teórico.

3.2.1 Análise da resposta vibratória decorrente da exposição dos entalhes superficiais ao vento

Inspirado no trabalhos de Hobeck e Inman (2012) e Hobeck e Inman (2014), em que vigas *cantilever* lisas foram submetidas a um escoamento turbulento para indução de vibrações pelo fenômeno descrito na literatura como Vibrações Induzidas por Turbulência (TIV), este experimento visou investigar a influência dos entalhes superficiais usinados em vigas nas vibrações excitadas por um escoamento de ar. Segundo Potter, Wiggert e Ramadan (2010), alterações abruptas em geometrias de corpos, como exemplificado na Figura 31, provocam zonas de separação do escoamento, com formação de turbulências locais, logo, provocam variações no carregamento aerodinâmico que excita as vigas.

Figura 31 - Escoamento atuando sob mudanças abruptas de geometria



Fonte: Potter, Wiggert e Ramadan (2010)

O carregamento aerodinâmico pode ser descrito em termos da força de arrasto (F_D) e da força de sustentação (F_L), em inglês, *drag force* e *lift force*, respectivamente. A primeira delas atua na mesma direção, porém, em sentido contrário ao escoamento. Já a segunda atua perpendicularmente ao escoamento. Estas forças podem ser calculadas pelas Equações 41 e 42, sendo dependentes dos coeficientes de arrasto e sustentação, os quais são, segundo Fox, McDonald e Pritchard (2006), parâmetros adimensionais relacionados à geometria do corpo pelo qual há escoamento externo e pelas próprias condições de escoamento (laminar ou turbulento). Tais forças também são dependentes da velocidade do escoamento (V), da densidade do ar (ρ_{ar}) e da área característica ao escoamento (S_C).

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho_{ar} S_C V^2 \quad (41)$$

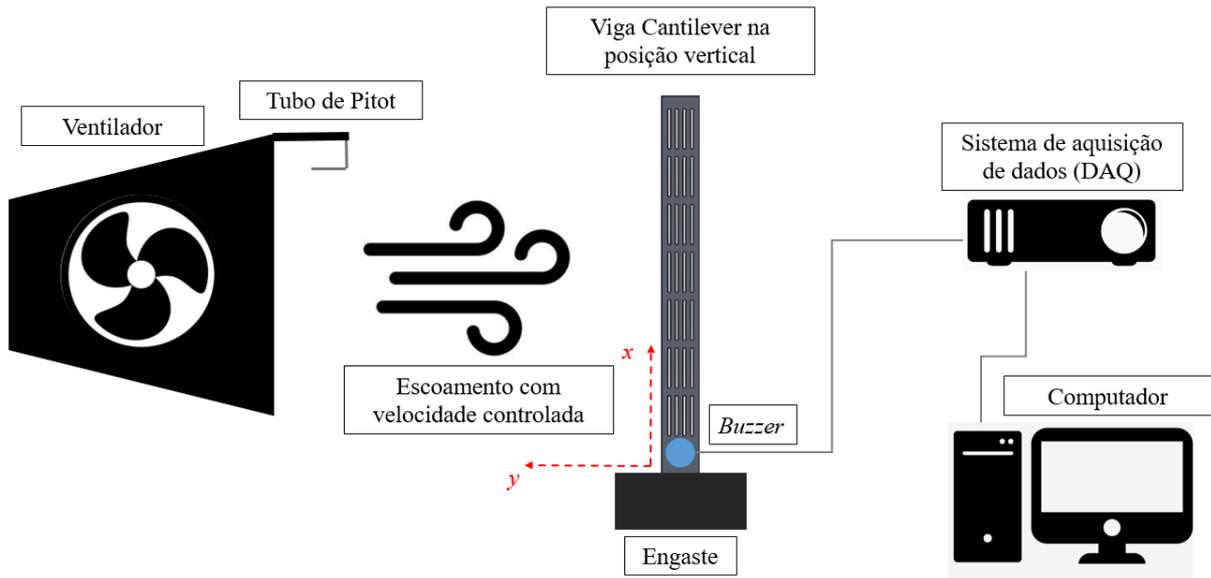
$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho_{ar} S_C V^2 \quad (42)$$

No fenômeno vibratório estudado, as forças de arrasto e sustentação apresentam flutuações em suas magnitudes, induzidas pela própria vibração da viga, ou seja, a posição instantânea da viga provoca uma mudança no carregamento aerodinâmico instantâneo, que, por sua vez, provoca um novo movimento na viga, e assim por diante. Tal interação entre carga aerodinâmica e dinâmica estrutural (inércia e rigidez da estrutura) caracteriza um problema de aeroelasticidade, no sentido de que uma parte é dependente da outra para que o fenômeno vibratório, denominado de autoinduzido, ocorra (WRIGHT; COOPER, 2007). Deste modo, percebe-se a importância de se conhecer a resposta dinâmica sem carregamento aerodinâmico, como foi proposto na seção anterior.

Para que as magnitudes das forças sejam alteradas, os coeficientes aerodinâmicos precisam sofrer alterações, já que os outros parâmetros se mantêm constantes. Assim, tais coeficientes são dependentes das posições instantâneas da viga, como será visto mais adiante, na discussão do modelo matemático da planta para o sistema de controle. Por outro lado, os entalhes propostos também influenciam diretamente nos coeficientes aerodinâmicos, já que estes são dependentes da geometria externa pela qual o ar escoar, além de induzirem turbulência local (mesmo que o escoamento não seja necessariamente turbulento). Desta forma, esperou-se respostas vibratórias diferentes para cada corpo de prova.

Realizada a discussão a respeito do mecanismo de indução de vibrações pela ação do vento, foi proposto um experimento que submete, individualmente, os 17 corpos de prova fabricados a um carregamento aerodinâmico, como esquematizado na Figura 32, a fim de se verificar diferenças nas respostas vibratórias entre os corpos de prova.

Figura 32- Representação esquemática do experimento proposto para indução de vibrações pela ação do vento nos corpos de prova com entalhes superficiais



Fonte: Próprio autor

Neste ensaio, o corpo de prova foi engastado e posicionado na vertical por uma morsa de bancada e suportes para engaste em uma estrutura de aço, de modo que a velocidade do vento fosse paralela à sua largura, ou seja, na direção y , para que fossem induzidas vibrações transversais na direção z , perpendicular à figura. Para a medição das vibrações, foram utilizados *buzzers* piezoelétricos (os mesmos utilizados nos ensaios de impacto), de forma que as deformações da viga na direção x , relacionadas aos deslocamentos transversais, fossem convertidas em um sinal de tensão elétrica. O posicionamento do sensor foi o mesmo do teste de impacto, sendo que, uma vez colados em sua posição, não foram mais removidos. A aquisição dos sinais de saída dos *buzzers* foi realizada por um módulo de aquisição de tensão elétrica e um computador para armazenamento dos dados, através do software LabVIEW®.

Este experimento não contou com a utilização do acelerômetro, o qual foi utilizado no experimento anterior, pois este sensor interfere bastante, devido a sua geometria e posicionamento, no escoamento de ar, podendo suprimir os efeitos dos entalhes superficiais nas vibrações medidas. Assim, optou-se pela utilização de *buzzers* piezoelétricos apenas, por

interferirem muito menos nas condições de escoamento, já que possuem uma fina espessura e estão localizados muito próximos do engaste.

Os carregamentos aerodinâmicos (entrada), os quais seriam sinais de pressão atuando sobre as superfícies das vigas, não puderam ser mensurados, pois não haviam equipamentos adequados disponíveis para tal medição. Entretanto, a velocidade do escoamento gerado por um ventilador centrífugo pôde ser controlada de acordo com o desejado. O controle se deu pela regulagem da velocidade de rotação do motor do ventilador, a qual foi aumentada linearmente ao longo do tempo de medição, iniciando-se em um valor mínimo maior que zero. Com a rotação do motor, produziu-se um escoamento de ar com variação linear de velocidade, sendo que esta pôde ser medida a cada instante por um tubo de Pitot, o qual foi posicionado na saída do ventilador e conectado a um manômetro digital.

Os equipamentos utilizados para a execução do experimento de indução de vibrações nas vigas com entalhes superficiais pela ação do vento estão listados na Tabela 6.

Tabela 6 - Equipamentos utilizados no experimento de indução de vibrações nas vigas com entalhes superficiais pela ação do vento

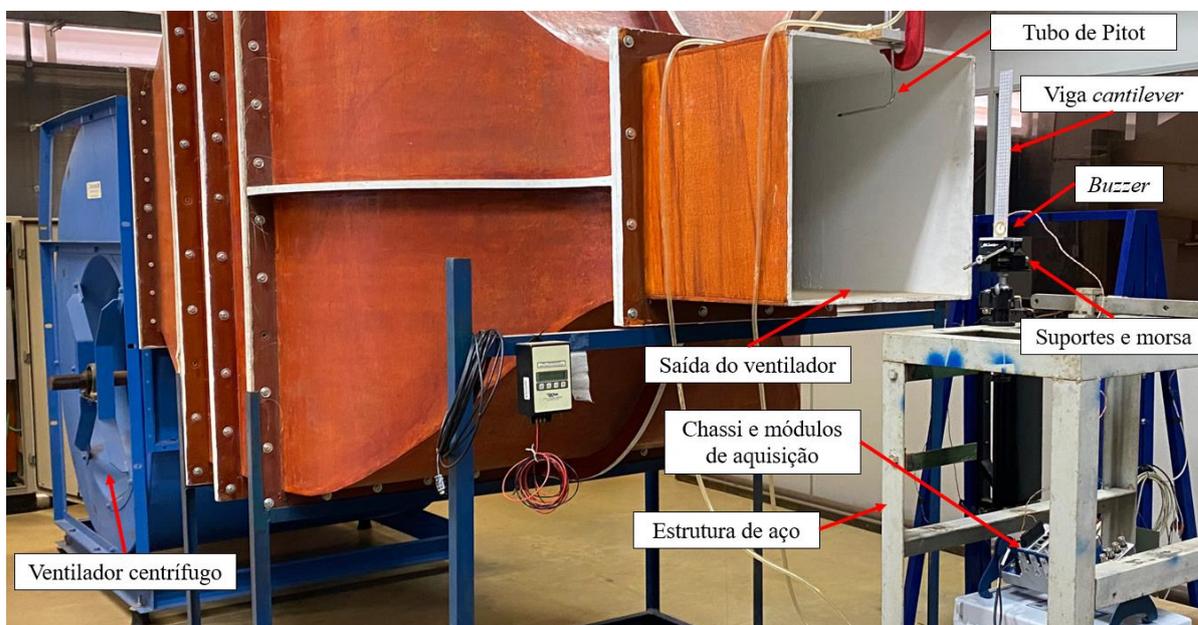
Equipamentos	Descrição
Pastilha piezoelétrica (<i>Buzzer</i>)	7BB27-4 PZT transducer
Chassi de aquisição de dados	National Instruments cDAQ-9178
Módulo de aquisição de tensão elétrica	National Instruments NI-9201
Morsa de bancada	MTX-185089
Suportes para engaste	Alumínio
Estrutura para fixação da morsa	Aço
Computador	DELL
Ventilador centrífugo	Berliner Luft BSS
Motor elétrico	Weg W22 Plus
Manômetro digital	DP-Calc TSI 8704
Tubo de Pitot	Marca e modelo desconhecidos

Fonte: Próprio autor

Para a viabilização do experimento, uma parceria com o Departamento de Engenharia Aeronáutica da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP), localizado na Universidade de São Paulo (USP), foi realizada. Tal parceria foi proposta, pois o departamento, onde o experimento foi realizado, dispõe dos equipamentos necessários para a produção do escoamento desejado. Os demais equipamentos utilizados pertencem ao Departamento de

Engenharia Mecânica (DEMec) da Universidade Federal de São Carlos (UFSCar) ou foram adquiridos de maneira particular. A Figura 33 apresenta a montagem do experimento proposto.

Figura 33 – Montagem do experimento de indução de vibrações nas vigas com entalhes superficiais pela ação do vento



Fonte: Próprio autor

O procedimento experimental foi, então, submeter cada corpo de prova a um escoamento de ar durante o período de 30 s. Para o instante inicial, a velocidade inicial do vento foi de 2,35 m/s (ou 100 RPM do motor), sendo aumentada linearmente até a velocidade máxima de 23,2 m/s (ou 800 RPM do motor), no instante final. Neste período de tempo, o sinal de tensão elétrica gerado pelo *buzzer*, devido às vibrações no corpo de prova, foi adquirido. Assim sendo, cada corpo de prova foi submetido ao mesmo procedimento três vezes, totalizando 51 testes, de modo a se garantir a repetibilidade do ensaio.

Em posse dos sinais de saída referentes aos *buzzers* piezoelétricos, foi possível realizar o tratamento dos dados no *software* MatLab®, a fim de se obter mais informações a respeito do que foi medido, bem como comparar os resultados entre si.

Assim sendo, a primeira análise foi feita no domínio do tempo, a qual converte, primeiramente, os sinais de tensão elétrica mensurados em sinais de deslocamento vertical, através dos ganhos K_{volt} , determinados nos testes de impacto. Este processo de conversão nada mais é do que uma normalização dos sinais de tensão elétrica, a qual mostrou-se necessária, pois os ganhos K_{volt} calculados apresentaram desvios entre si, devido ao baixo controle de qualidade dos *buzzers*, em termos de suas propriedades piezoelétricas (o que foi discutido no

capítulo de resultados, na seção referente ao teste de impacto). Em seguida, os sinais no domínio do tempo foram comparados entre si, sendo calculado o envelope RMS de cada um e o envelope RMS médio entre os três sinais referentes a cada corpo de prova, já que cada um apresentou um comportamento diferente em termos da amplificação de suas amplitudes de vibração, conforme a velocidade de escoamento foi sendo aumentada.

O próximo passo foi o cálculo das densidades espectrais de potência da autocorrelação dos sinais de deslocamento transversal (P_{yy}) para cada repetição do experimento em cada corpo de prova. Para se obter as PSDs, utilizou-se a estimativa via periodograma de Welch, a qual dividiu os sinais experimentais em 32 janelas e utilizou a função uniforme para janelamento. Com as PSDs para cada repetição calculada, obteve-se a PSD média para cada corpo de prova, de forma análoga ao que foi feito para as funções resposta em frequência experimentais médias calculadas no teste de impacto e para os envelopes RMS médios citados anteriormente.

Em posse das PSDs médias, foi possível analisar as diferenças entre a distribuição de potência ao longo da banda analisada para cada corpo de prova. Deve-se ressaltar que o termo potência utilizado não se refere a “potência física” armazenada no fenômeno vibratório, pois esta não foi medida diretamente (através de um resistor de prova, por exemplo), e sim, refere-se à “potência de um sinal”, cujo valor médio para um intervalo de tempo $[t_1 t_2]$ é definido pela Equação 43, onde $u(x_2, t)$ é o sinal de deslocamento transversal analisado, medido na posição x_2 (OPPENHEIM; WILLISKY, 2010). Desta forma, a unidade de medida para a potência é m^2 , e não W.

$$P_{CP,média} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} |u(x_2, t)|^2 dt \quad (43)$$

A potência média pode ser calculada diretamente através da integração da densidade espectral de potência, como dado pela Equação 44, com largura de banda definida no intervalo $[0 \omega_f]$, optando-se por calculá-la deste modo neste trabalho.

$$P_{CP,média} = \int_0^{\omega_f} P_{yy}(\omega) d\omega \quad (44)$$

Por fim, a potência média se relaciona ao valor RMS do sinal para o intervalo $[t_1 t_2]$ através da Equação 45:

$$u_{CP,RMS} = \sqrt{P_{CP,média}} \quad (45)$$

Assim sendo, cada corpo de prova teve seu valor RMS calculado e comparado, de modo a se identificar diferenças entre a resposta vibratória de cada um e correlaciona-las com os tipos de entalhe presentes.

Os resultados obtidos, dada a aplicação desta metodologia na análise dos dados aquisitados pelo experimento proposto, estão apresentados no capítulo de resultados, na seção referente à análise da resposta vibratória decorrente da exposição dos entalhes superficiais ao vento. Com este estudo concluído, o estudo seguinte foi a compreensão de como um padrão de entalhes superficiais influencia na resposta vibratória da viga, caso ele seja gradualmente encoberto por um anteparo, dada a exposição ao vento.

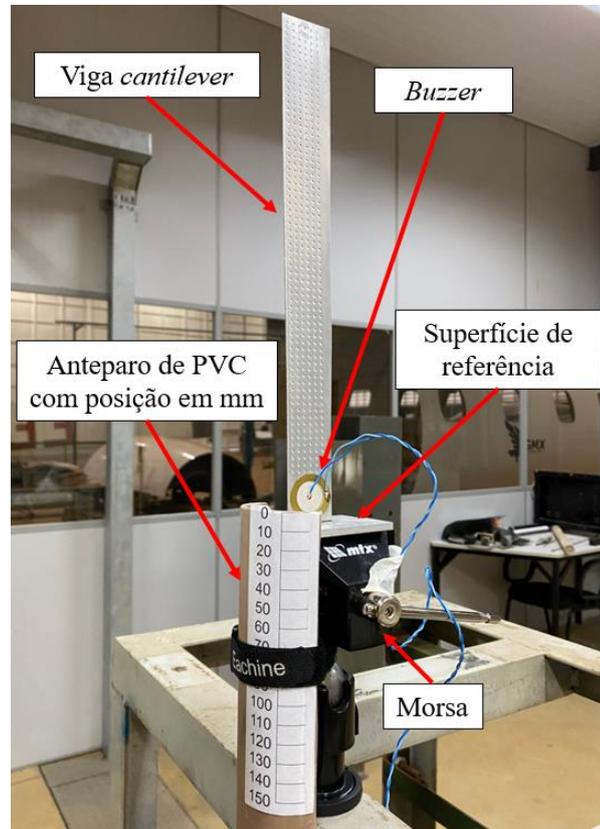
3.2.2 Análise da resposta vibratória decorrente da exposição gradual da superfície com entalhes da viga selecionada

A partir da análise da resposta vibratória de cada viga com entalhes superficiais expostos ao vento, foi possível identificar diferenças entre os tipos de entalhe tanto no domínio do tempo, em termos da amplificação das amplitudes de vibração, quanto no domínio da frequência, em termos das distribuições de potência ao longo da banda de frequências e, também, das potências médias (associadas ao valor RMS) no intervalo de tempo analisado. Nesta análise, todas as superfícies foram integralmente expostas ao escoamento. Logo, surge o questionamento de como a resposta dinâmica se altera se a superfície da viga for parcial e gradualmente encoberta, já que haveria mudança na interação do vento com os entalhes.

Para tanto, foi proposto um novo experimento em que um anteparo com formato de meio cilindro, fabricado a partir de um tubo de PVC cortado ao meio, na direção axial, fosse posicionado junto a viga e a encobrisse parcialmente, como mostrado na Figura 34. A fixação do anteparo, o qual tem liberdade para transladar na vertical, de modo a encobrir a viga, se deu por uma braçadeira de tecido, suficientemente rígida para restringir movimentos do anteparo em outras direções, dada a força aplicada nele pelo vento. Uma escala, com graduação de 0 a 170 mm, espaçados de 10 em 10 mm, foi colada ao anteparo, sendo a superfície do suporte para engaste a referência para a medição. O corpo de prova utilizado nesta análise foi o F01S, o qual foi escolhido por apresentar maior potência média (ou maior valor RMS) relacionada à sua

resposta vibratória, em comparação com os demais corpos de prova com entalhes superficiais, os quais não foram utilizados nesta análise.

Figura 34– Montagem do anteparo ao experimento de exposição dos entalhes ao vento



Fonte: Próprio autor

A preparação do experimento se deu de forma muito semelhante ao experimento apresentado na subseção anterior, utilizando os mesmos equipamentos descritos na Tabela 6 e a mesma montagem, à exceção do anteparo. Sua execução se baseou na geração do mesmo escoamento de ar, aumentando linearmente num período de 30 s. Para cada posição fixa do anteparo (de 0 a 50 mm, aumentando em passos de 10 mm, e de 50 a 170, aumentando em passos de 20 mm), foram realizadas três repetições, ou seja, três exposições de 30 s ao escoamento para cada posição fixa, de modo a se garantir repetibilidade do ensaio. Este experimento também ocorreu no Departamento de Engenharia Aeronáutica da Escola de Engenharia de São Carlos (EESC-USP).

O tratamento dos sinais de tensão elétrica aquisitados também se deu no *software* MatLab®, sendo tais sinais também foram normalizados pelo ganho K_{volt} referente ao CP F01S, de modo a se manter o mesmo padrão dos resultados anteriores. A análise no domínio da

frequência foi análoga à realizada no experimento anterior, levando em conta as mesmas ideias de densidade espectral de potência, potência média e valor RMS. No entanto, as análises foram referentes a cada posição fixa do anteparo e a cada velocidade média contida em intervalos de 5 s, dentro do período de 30 s para posições fixas do anteparo. A observação dos resultados no domínio do tempo, contudo, não se mostrou relevante, como foi para o experimento anterior.

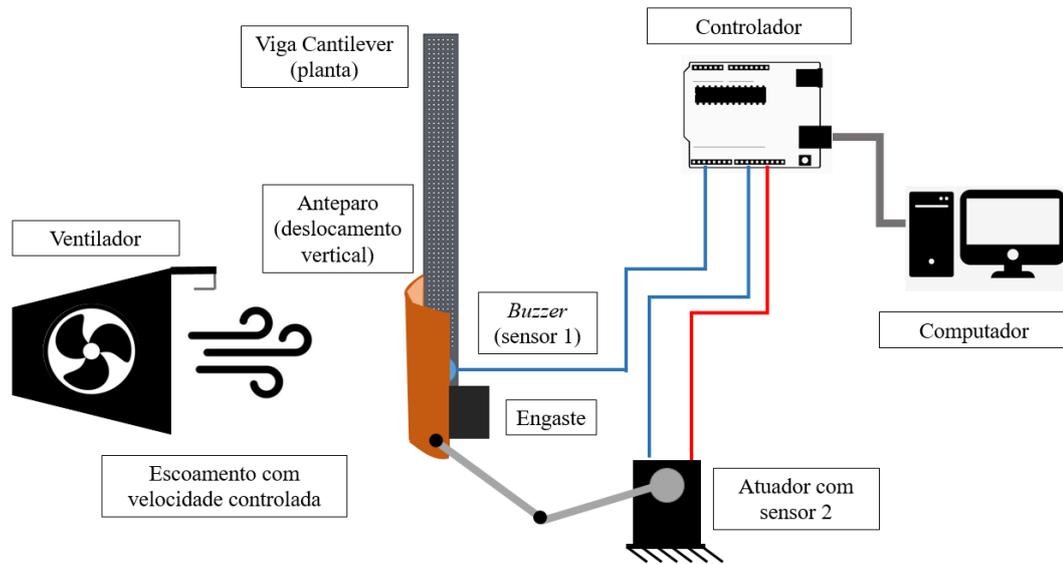
Com as duas análises de exposição ao vento e a análise da dinâmica estrutural concluídas, se encerram as etapas de compreensão do fenômeno aeroelástico relacionado às vigas *cantilever* com padrões de entalhes superficiais expostos ao vento. A etapa seguinte, referente ao controle das vibrações pela exposição dos entalhes ao vento, é uma etapa de aplicação dos conceitos até então estudados, cuja metodologia será apresentada na seção a seguir.

3.3 CONTROLE DA EXPOSIÇÃO DOS ENTALHES SUPERFICIAIS DE UMA VIGA CANTILEVER AO VENTO

A partir das análises realizadas nas duas etapas anteriores, foi possível obter informações suficientes para a aplicação de um sistema de controle de exposição da superfície de uma viga com entalhes à ação do vento. Este sistema de controle proposto tem como objetivo manter um nível de vibração desejado a partir de variações na velocidade do vento, controlando-se a excitação aerodinâmica através da atuação na posição de um anteparo que encobre uma parcela da superfície da viga, baseando-se nos resultados obtidos nos experimentos cujas superfícies com entalhes foram expostas a uma excitação aerodinâmica.

O emprego do sistema de controle no problema aeroelástico proposto neste trabalho foi inspirado na revisão bibliográfica sobre geometria ativa e teve o fim de servir como uma aplicação dos conceitos estudados, unindo-os com a teoria de controle clássico. Esta aplicação de conceitos é uma etapa que precede a aplicação prática de engenharia (não abordada neste trabalho), sendo, portanto, de grande interesse, pois estabelece os limites físicos e práticos para que uma futura aplicação de engenharia seja imaginada e elaborada. A aplicação do sistema de controle desenvolvida neste trabalho se limitou, por conseguinte, à simulação computacional, não sendo proposto um experimento para validar os resultados numéricos obtidos, o qual necessitaria de um sistema de controle físico para tanto. Porém, como já dito anteriormente, os resultados experimentais anteriores são a base desta aplicação de conceitos, servindo de parâmetros de comparação para os resultados obtidos nas simulações numéricas. Assim sendo, a representação esquemática do sistema de controle proposto está apresentada na Figura 35.

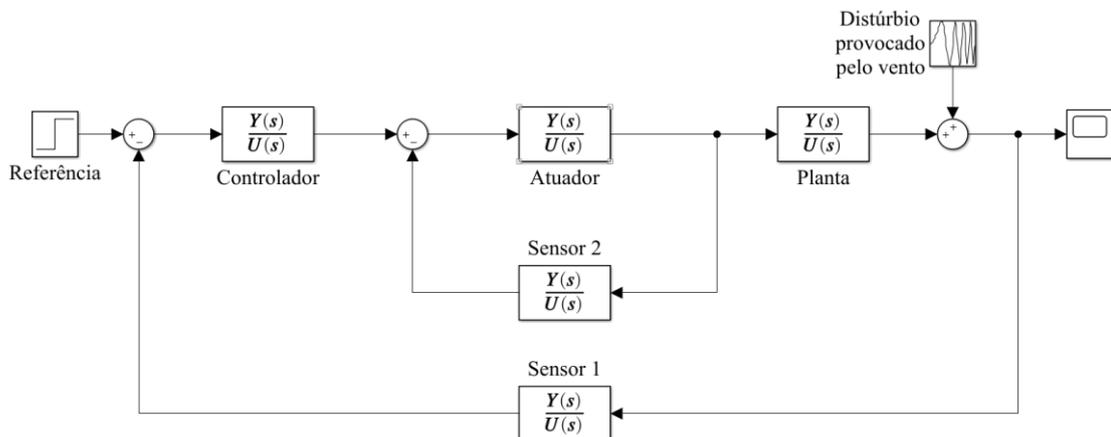
Figura 35 – Representação esquemática do sistema de controle proposto



Fonte: Próprio autor

Pela representação apresentada, foi proposto um sistema de controle em malha fechada em que o *buzzer* piezoelétrico (sensor primário) tem a função de medir as vibrações da viga (planta), excitadas pelo vento. Logo, tal medição é enviada ao controlador e convertida em um valor RMS, dado um período de tempo. Caso este valor se desvie de um valor de referência pré-estabelecido pela mudança na velocidade do vento, o controlador envia um sinal para o atuador, que movimenta o anteparo para a posição desejada, alterando a excitação do vento. Esta posição, por sua vez, é medida pelo sensor secundário e enviada ao controlador para possíveis correções. Conseqüentemente, o sistema de controle proposto se caracteriza por ter duas malhas de controle fechadas (malhas em cascata) como ilustrado na Figura 36.

Figura 36 – Malha de controle simplificada para o sistema proposto



Fonte: Próprio autor

Vale ressaltar que a malha de controle apresentada foi simplificada para fins de exemplificação da ideia de funcionamento do sistema de controle. Na malha real, que será apresentada numa subseção posterior, dificuldades relacionadas à presença de não-linearidades na planta e à presença da ação do vento como distúrbio serão analisadas e incluídas no sistema de controle. A atuação do controlador, no âmbito de controlar as duas malhas simultaneamente, também será estudada e modificações serão propostas, seja na arquitetura da malha, seja no tipo e quantidade de controladores.

O primeiro passo para a execução do sistema de controle proposto se deu, então, pela obtenção do modelo matemático da planta, o qual se baseou nos modelos obtidos no ensaio de impacto, para o caso “sem acelerômetro” e na observação dos resultados obtidos no experimento de análise da resposta vibratória decorrente da exposição gradual da superfície com entalhes da viga selecionada.

3.3.1 Modelagem da planta do sistema de controle proposto

O projeto do sistema de controle para o problema aeroelástico proposto se iniciou com a obtenção do modelo matemático da planta. Para isso, a metodologia aplicada para modelagem foi baseada na ideia de *white box*, ou seja, o modelo foi plenamente determinado (dadas algumas hipóteses simplificadoras) através de leis físicas adequadas e do conhecimento dos parâmetros físicos necessários (massa, rigidez, amortecimento e amplitudes de vibração, para este caso), partindo-se do pressuposto de que é possível aplicar tais leis e determinar tais parâmetros. A ideia oposta a este método é chamada de *black box*, a qual parte do pressuposto de que não há informações suficientes para a aplicação de leis físicas e, para suprir tal deficiência, se vale de algoritmos de identificação de sistemas para se determinar um modelo matemático através do tratamento de resultados experimentais para entradas e saídas mensuradas e, portanto, conhecidas (SUBRAMANIAN; CHIDHAMBARAM; DHANDAPANI, 2021). Logo, o método de *black box*, o qual eliminaria algumas etapas deste trabalho, não foi adotado, pois a entrada aplicada, a pressão aerodinâmica na superfície da viga, não pôde ser mensurada.

A análise da dinâmica estrutural das vigas *cantilever* foi, conseqüentemente, a etapa de aplicação das leis físicas e forneceu os parâmetros necessários para um modelo de até três graus de liberdade para as vigas analisadas. Tal modelo é considerado uma representação inicial do problema, pois levou em conta apenas a dinâmica advinda da parcela estrutural das vigas, sem

carregamento aerodinâmico, o que implica que frequências naturais e fatores de amortecimento se mantêm constantes.

Já a etapa de análise experimental das vigas submetidas à excitação aerodinâmica possibilitou a identificação da viga com entalhes com maior valor RMS associado à resposta vibratória, sendo esta escolhida para a aplicação de controle. Ademais, foi apontado o modo de vibração com maior potência associada, bem como as variações nos valores dos fatores de amortecimento e frequências naturais para os três modos de vibrar analisados desta viga, dados os posicionamentos do anteparo. Os valores obtidos, referentes a essas observações, estão apresentados e discutidos no capítulo de resultados, na seção de análise dos experimentos com carregamento aerodinâmico.

Assim sendo, o modelo da planta partiu das seguintes considerações:

- A viga adotada para o sistema de controle foi a F01S, pois esta apresentou o maior valor RMS associado à resposta vibratória, dentre as vigas com entalhes superficiais;
- Os três primeiros modos de vibrar foram suficientes para representar a resposta vibratória da viga, pois contiveram praticamente toda a potência associada ao fenômeno vibratório, indicada pelo valor RMS;
- A parcela do valor RMS associada ao primeiro modo de vibrar se mostrou variável e dependente tanto da velocidade do vento (pressão aerodinâmica) quanto da posição do anteparo;
- As parcelas do valor RMS associadas ao segundo e terceiro modos se mostraram inferiores à parcela do primeiro modo, sendo consideradas constantes com a variação da velocidade do vento e posição do anteparo;
- As variações do valor RMS observadas no experimento englobam efeitos associados à magnitude da pressão aerodinâmica (associada a intensidade do vento) e à variação dos fatores de amortecimento observada nos picos das PSDs (associadas à posição do anteparo e à velocidade do vento), decorrentes do acoplamento aeroelástico entre estrutura e excitação aerodinâmica;
- As frequências naturais associadas aos modos de vibrar analisados se mantiveram aproximadamente constantes, dada a variação da velocidade de escoamento, o que desfavoreceu a aplicação da teoria de *Flutter* na modelagem da planta, já que esta pressupõe frequências naturais variáveis, pela variação da matriz de rigidez modal com a velocidade do vento (WRIGHT; COOPER, 2007).

Feitas as considerações, o modelo foi obtido, então, a partir da Equação 21, a qual pôde ser escrita da seguinte forma:

$$u(x_2, t) = \sum_{n=1}^3 U_n(x_2)q_n(t) \quad (46)$$

sendo x_2 a posição do *buzzer* piezoelétrico e q_n a n ésima coordenada generalizada. Esta última é dada, segundo Rao (2009), por:

$$q_n(t) = A_n \text{sen}(\omega_n t + \varphi_n) \quad (47)$$

onde A_n são as amplitudes de vibração relacionadas a cada modo de vibrar, ω_n são as frequências naturais obtidas pelas massas e rigidezes modais calculadas na etapa de análise estrutural (Equação 29) e φ_n são os ângulos de defasagem para cada senóide, considerados zero por hipótese simplificadora. As coordenadas generalizadas podem ser compreendidas como funções seno equivalentes, no sentido de possuir o mesmo valor RMS do sinal medido, para se representar o comportamento dinâmico da viga, pois, como será visto nas PSDs apresentadas no capítulo de resultados, os picos de potência estão diretamente relacionados com os modos de vibrar da viga.

Como dito nas considerações para o modelo da planta, o primeiro modo tem sua amplitude variável correlacionada ao valor RMS instantâneo (X_{RMS}) através de uma constante K_I (levando em conta a ideia de função seno equivalente), assim:

$$A_1 = K_I X_{RMS} \quad (48)$$

sendo que o valor RMS é função da velocidade do vento (V) e da posição do anteparo (p) instantâneos, como mostrado:

$$X_{RMS} = f(V, p) \quad (49)$$

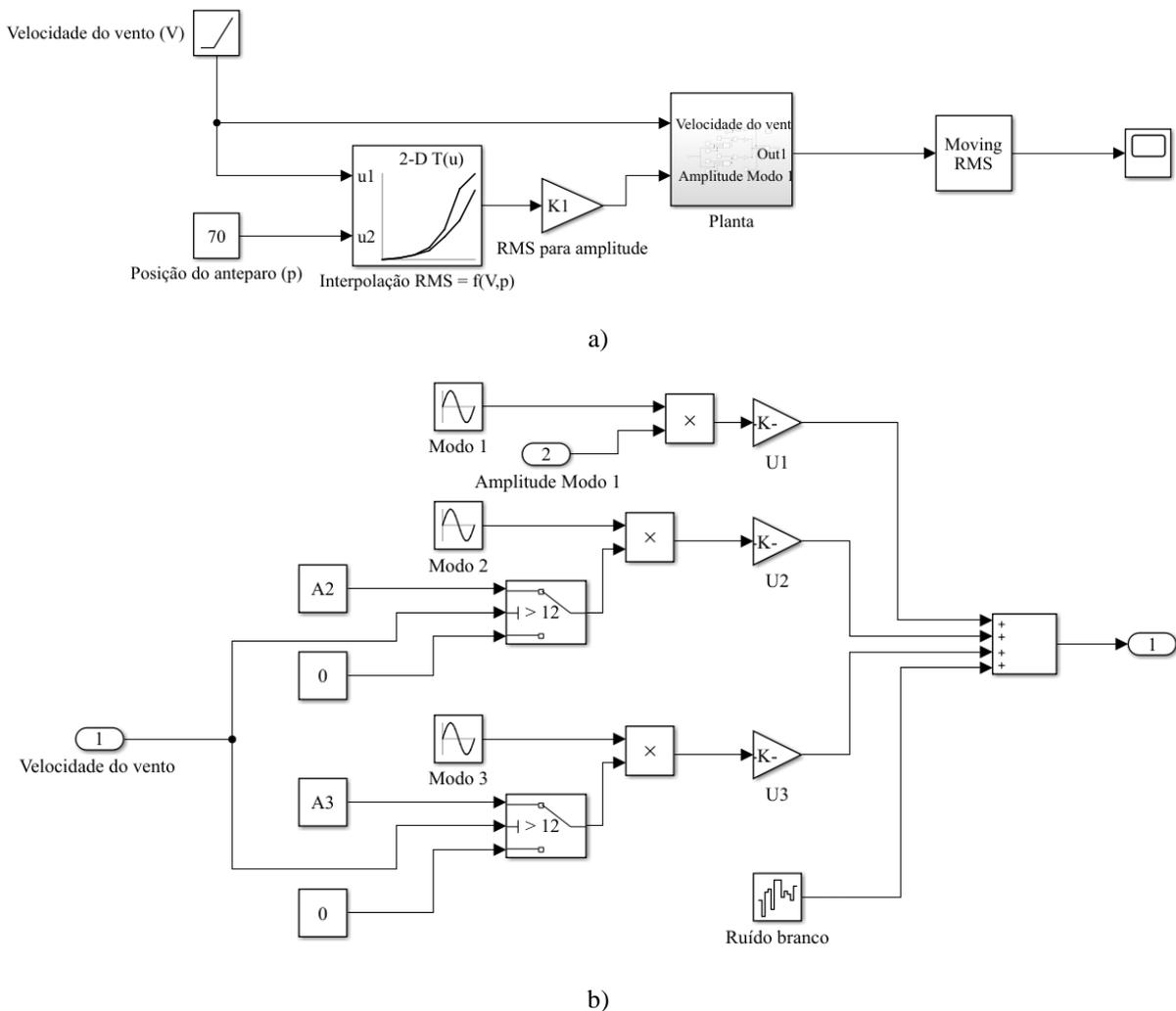
A função X_{RMS} e, conseqüentemente, o ganho K_I foram determinados a partir da combinação dos resultados experimentais obtidos para os valores RMS de variação da posição do anteparo e da variação da velocidade do vento para posições fixas. Tal combinação se deu

pela interpolação dos valores obtidos em duas dimensões (V e p) através da aplicação de um bloco de interpolação de dados no Simulink® (*lookup table 2D*). Logo, este recurso computacional realizou a interpolação linear entre os valores RMS vizinhos, gerando então a função que correlaciona valor RMS com velocidade do vento e posição do anteparo.

As amplitudes A_2 e A_3 são constantes e puderam ser correlacionadas com seus respectivos valores RMS referentes ao seu modo de vibrar. Os valores RMS do segundo e terceiro modos foram obtidos via integração em torno de seus respectivos picos na PSD e, em seguida funções seno equivalentes (mesmo valor RMS) foram obtidas e suas amplitudes, A_2 e A_3 , determinadas.

A implementação do modelo da planta se deu em digrama de blocos no Simulink®, já visando a sua implementação no sistema de controle em malha fechada e está apresentado na Figura 37.

Figura 37 – a) Diagrama de blocos para a modelagem da planta e b) conteúdo do bloco “planta”



Nota-se, pela análise da figura que a coordenada generalizada correspondente ao Modo 1 é ponderada pelo ganho K_I , dado o valor RMS referente à velocidade do vento e posição do anteparo instantâneos. As demais coordenadas generalizadas são ativadas quando a velocidade do vento é superior a 12 m/s, velocidade a qual os Modos 2 e 3 têm efeitos mais proeminentes, além de serem ponderadas pelas suas respectivas amplitudes constantes. O bloco de ruído branco foi incluído para compensar a perda da parcela de potência associada aos modos superiores ao terceiro, que não foram incluídos na modelagem. O bloco “*Moving RMS*” foi utilizado para se obter o envelope RMS do sinal de saída da planta, de modo a compará-lo com o envelope experimental para as posições fixas do anteparo analisadas. Assim sendo, as entradas da planta são a velocidade do vento, que tem a capacidade de variar livremente, e a posição do anteparo, a qual será controlada para compensar as variações do vento.

O curso do anteparo foi delimitado entre as posições de 70 e 170, pois os valores RMS associados a essas posições tem variação decrescente apenas e comportamento aproximadamente linear, como será visto no capítulo de resultados. A velocidade do vento, cuja variação pode ser compreendida como uma perturbação do sistema (como apresentado na malha simplificada), foi delimitada em 23,2 m/s, a qual foi a velocidade máxima analisada experimentalmente.

Assim, a modelagem da planta foi concluída e passa-se à modelagem do atuador do sistema de controle, o qual tem a função de mover o anteparo à posição desejada, de modo a se obter um valor RMS desejado para correlaciona-lo com a planta.

3.3.2 Modelagem do atuador e controle de sua malha fechada

O atuador para o posicionamento do anteparo foi idealizado como sendo um conjunto que inclui um motor elétrico e um mecanismo genérico de translação, podendo ser um sistema de guias e fuso de potência, pinhão e cremalheira ou biela-manivela, por exemplo.

No caso do mecanismo de translação, este pode ser representado matematicamente como um ganho que correlaciona a posição angular do motor (θ_m) com a posição do anteparo (p), de acordo com a Equação 50 (NORTON, 2013).

$$p = K_a \theta_m + p_0 \quad (50)$$

O motor elétrico, por sua vez, pode ser modelado, segundo Dorf (2001), com base em um motor de corrente contínua controlado pela corrente de campo, ou seja, a tensão elétrica de

entrada (V_f) é aplicada aos terminais de campo do motor. Desta forma, sua função de transferência no domínio de Laplace é dada por:

$$\frac{\theta_m(s)}{V_f(s)} = \frac{K_m}{s(J_m s + c_m)(L_f s + R_f)} \quad (51)$$

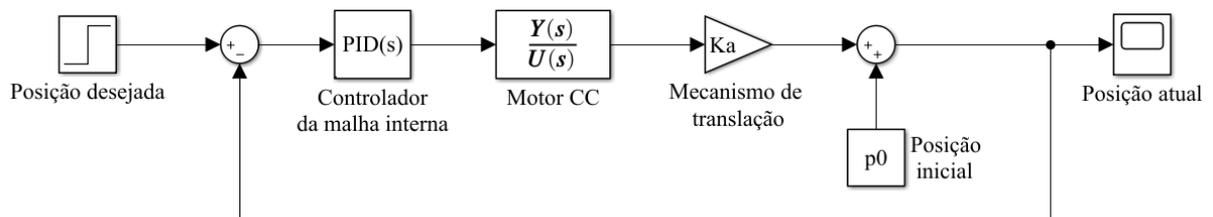
onde K_m é a constante do motor, J_m é a soma do momento de inércia do rotor e da carga, c_m é a constante de amortecimento viscoso e L_f e R_f são a indutância e a resistência de campo, respectivamente. As constantes de tempo referentes ao carregamento e ao campo são dadas por:

$$\tau_L = \frac{J_m}{c_m} \quad (52)$$

$$\tau_f = \frac{L_f}{R_f} \quad (53)$$

Com o modelo do sistema de atuação definido, nota-se que a variável de saída, a posição do anteparo, está livre para assumir qualquer valor, dada a relação linear com a posição angular do motor. Deste modo, faz-se necessário a aplicação de um controle em malha fechada para o sistema de atuação, fazendo com que as posições de saída estejam contidas dentro do intervalo de operação do anteparo e que a posição instantânea seja comparada com a posição desejada. Esta malha de controle, baseada no trabalho de Garrido e Díaz (2016) e apresentada na Figura 38, caracteriza-se por ser uma malha interna a uma malha maior (malhas em cascata), o que é necessário nesta aplicação, pois, na malha externa, o sinal de referência é o nível de vibração da planta, sendo convertido pelo controlador a um sinal de posição, o qual ficaria livre para assumir qualquer valor e faria com que o atuador operasse, mesmo já estando na posição correta, caso a malha interna não fosse implementada.

Figura 38– Malha de controle do sistema de atuação (malha interna)



Fonte: Próprio autor

A malha fechada interna para controle do sistema de atuação, conta com um novo controlador (já se diferenciando da malha simplificada apresentada anteriormente) e uma retroação do sinal de posição do anteparo. A entrada do controlador é, portanto, o sinal de erro entre a posição desejada e a posição atual, sendo convertido em um sinal de tensão elétrica (entrada do motor). O controlador utilizado é do tipo PID (proporcional, integral e derivativo), cuja função de transferência no domínio de Laplace é dada por (MOHAMED *et al.*, 2022):

$$\frac{V_f(s)}{E(s)} = K_P + K_I \frac{1}{s} + K_D \frac{Ns}{s + N} \quad (54)$$

onde K_P , K_I e K_D são os ganhos proporcional, integral e derivativo, respectivamente. A entrada $E(s)$ é o sinal de erro de posição e a constante N é a frequência de corte de um filtro passa baixas de primeira ordem associado à parcela derivativa do controlador (filtro de ruídos, cujas amplitudes são amplificadas pela operação de derivação do sinal de erro).

A escolha do tipo PID se deu pelo fato deste ser um controlador consolidado em aplicações que envolvem motores elétricos de corrente contínua. Ademais, o controlador PID possibilita grande facilidade em se posicionar o lugar das raízes do sistema, pois, através do ajuste dos três ganhos, os zeros de malha aberta e, conseqüentemente, os polos de malha fechada podem ser posicionados de acordo com a resposta desejada (ŠEKARA; RAPAIC, 2015).

A sintonia dos ganhos (*gain tuning*) foi, pois, realizado no aplicativo de projeto de sistemas de controle do MatLab® (*Control System Designer App*), com o auxílio do método do lugar das raízes em conjunto com as especificações de desempenho desejadas para a resposta a uma entrada degrau. As especificações de desempenho propostas, bem como o procedimento de ajuste estão apresentados no capítulo de resultados.

Para se manter o projeto do sistema de controle mais próximo de uma aplicação real, foi proposto que o controlador do sistema de atuação sature em uma tensão de 30 V. Para isso a saturação foi inserida no próprio bloco PID do Simulink®. Outro ponto que merece destaque no âmbito de se projetar o sistema mais próximo da realidade é que foi proposto que a posição do anteparo permita pequenos valores de sobressinal, ou seja, permita posições levemente inferiores e superiores a 70 mm e 170 mm, respectivamente, desde que sejam posições relacionadas à resposta transiente.

Descrita a modelagem do sistema de atuação e o projeto da malha fechada interna, parte-se então para o projeto do sistema de controle completo, o qual compreende a interação do

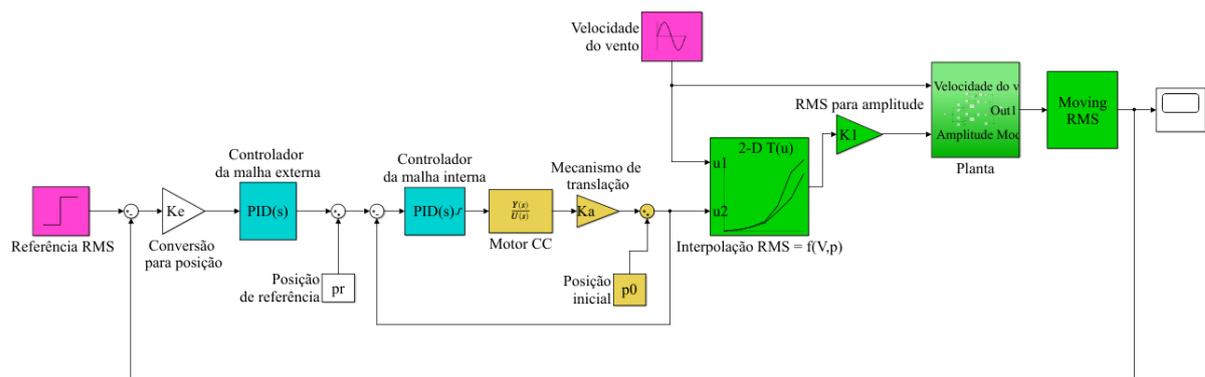
sistema de atuação com a planta e o controle retroalimentado dos níveis de vibração instantâneos em relação ao nível desejado, dada a perturbação relacionada à variação do vento.

3.3.3 Projeto do sistema de controle completo

Com a determinação dos modelos da planta e do atuador, bem como da malha interna para controle de posicionamento deste último, tornou-se possível o desenvolvimento do sistema de controle completo, o qual teve como objetivo o controle dos níveis de vibração da planta, em termos dos valores RMS, dada a variação de velocidade do vento e uma referência RMS desejada.

A malha completa, mostrada na Figura 39, foi construída a partir da junção direta da planta (em verde) e do sistema de atuação (em amarelo) com seu controlador particular (em azul), caracterizando uma malha interna. A malha externa, por sua vez, foi construída a partir da retroação do sinal do envelope RMS da planta (única saída), o qual foi comparado com um valor RMS de referência fixo e processado por um novo controlador, de modo a estabilizar as vibrações na planta pela ação do anteparo, dada a variação da velocidade do vento. Nota-se que a malha completa depende de duas entradas (em rosa), o valor RMS de referência e a velocidade do vento, caracterizando um sistema MISO (*multiple inputs and single output*).

Figura 39 – Malha fechada para o sistema de controle completo



Fonte: Próprio autor

Como descrito na modelagem da planta a saída do sistema foi baseada em uma função de interpolação das variáveis posição do anteparo, advinda do ramo cuja entrada RMS atua, e da velocidade do vento, interpretada anteriormente como um distúrbio na planta da malha simplificada. Assim sendo, os possíveis valores RMS de entrada devem condizer com a faixa

de velocidade do vento atuante e com as posições do anteparo permitidas. Logo, foi determinado que o sistema de controle deve operar somente em velocidades acima de 14 m/s, as quais fornecem valores RMS na ordem de grandeza de 10^{-7} m, altos o suficiente para serem influenciados pelo anteparo de forma considerável, como será visto no capítulo de resultados, na seção referente à modelagem da planta.

Com a malha completa do sistema de controle definida, partiu-se para a sintonia do controlador PID da malha externa, lembrando que o controlador da malha interna foi sintonizado previamente. Para se efetuar a sintonia, optou-se pelo método de Ziegler-Nichols baseado em ganho crítico (K_{cr}) e período crítico (T_{cr}). Este método, segundo Muresan e De Keyser (2022), tem como vantagem a sua simplicidade e pode ser aplicado em casos em que há interação de muitos subsistemas na planta e seu modelo torna-se difícil de ser obtido com precisão ou, como é o caso deste trabalho, existe a dependência de uma função de interpolação bidimensional, o que torna o modelo da planta mais complexo.

Para se implementar o método na sua forma clássica, Ogata (2010) fornece alguns passos para a determinação dos ganhos do controlador, as quais são: obter oscilações harmônicas na saída do sistema, dada uma entrada degrau (de ambas as variáveis de entrada, neste caso) através do aumento do ganho K_P até um valor crítico K_{cr} , mantendo os tempos de integral e derivada, T_I e T_D , iguais a infinito e zero, respectivamente; obter o período crítico T_{cr} relacionado às oscilações harmônicas da saída; aplicar as relações apresentadas nas Equações 55, 56 e 57. Vale ressaltar que a função de transferência do controlador PID deve ser escrita na sua forma ideal, como mostrada pela Equação 58.

$$K_P = 0.6K_{cr} \quad (55)$$

$$T_I = 0.5T_{cr} \quad (56)$$

$$T_D = 0.125T_{cr} \quad (57)$$

$$\frac{P(s)}{E(s)} = K_P \left(1 + \frac{1}{T_I s} + T_D \frac{Ns}{s + N} \right) \quad (58)$$

Vale ressaltar que impor oscilações harmônicas a um sistema real com controlador ajustável talvez não seja possível, pois podem ocorrer fenômenos não-lineares como saturação do controlador e do sistema de atuação, causando possíveis danos ao sistema, por exemplo.

Entretanto, o método é válido e realizável em simulações computacionais para se obter os ganhos iniciais do controlador, já que essas limitações citadas não estão inclusas na simulação e o sistema pode ser levado a condições extremas de operação, mesmo que irreais na prática.

Com os parâmetros do controlador calculados, fez-se, então, o ajuste fino destes manualmente, de modo a melhorar o desempenho do sistema de controle em vista das especificações fornecidas, as quais serão apresentadas no capítulo de resultados.

Após a realização da sintonia do sistema de controle completo, foram propostos três sinais de entrada de teste para que o desempenho das respostas fosse analisado. Tais sinais são referentes à entrada de velocidade de vento (a entrada RMS foi mantida fixa) e possuem a forma de senóide, de modo a promover uma variação suave de velocidade. Foi determinado, portanto, que os três sinais possuíssem o mesmo valor médio e a mesma amplitude de oscilação, contudo, cada um deles deveria variar em termos do período de oscilação, de forma que fosse possível identificar a capacidade de adaptação do sistema de controle quando a variação da velocidade do vento ocorre de forma mais rápida ou mais lenta.

Ao se estudar as respostas do sistema de controle a todas as entradas teste, finaliza-se a etapa de controle da exposição dos entalhes superficiais de uma viga cantilever ao vento, bem como se encerra a metodologia proposta para o desenvolvimento deste trabalho, já que foram apresentadas todas as suas três etapas de elaboração (as duas primeiras visando a análise do problema aeroelástico proposto e a última, a aplicação dos conceitos estudados). O capítulo seguinte, refere-se à apresentação e discussão dos resultados obtidos pela aplicação da metodologia aqui apresentada.

4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos na execução das três etapas descritas no capítulo de metodologia, sendo elas a análise da dinâmica estrutural das vigas *cantilever*, a análise experimental das vigas submetidas à excitação aerodinâmica e o controle da exposição dos entalhes superficiais de uma viga *cantilever* ao vento.

4.1 ANÁLISE DA DINÂMICA ESTRUTURAL DAS VIGAS *CANTILEVER*

Como descrito na metodologia, esta etapa teve a finalidade de avaliar a resposta dinâmica das vigas levando em conta apenas a influência da parcela estrutural, de modo a identificar possíveis diferenças causadas pelos tipos distintos de entalhe superficial. Desta forma, os resultados apresentados se devem à análise experimental e o tratamento dos dados mensurados, bem como à análise teórica, com seus modelos ajustados de acordo com os resultados experimentais.

4.1.1 Análise experimental

A análise experimental para a avaliação da dinâmica estrutural das vigas *cantilever* se deu através da realização de testes de impacto. Cada corpo de prova foi submetido a cinco repetições do teste, sendo que cada repetição gerou um sinal de força, referente ao martelo de impacto, um sinal de aceleração da extremidade livre da viga, referente ao acelerômetro, e um sinal de tensão elétrica, referente às deformações da viga próximas ao engaste e convertidas em eletricidade pelo *buzzer* piezoelétrico. Todos os sinais foram medidos no domínio de tempo discreto, com os parâmetros de amostragem apresentados na Tabela 7.

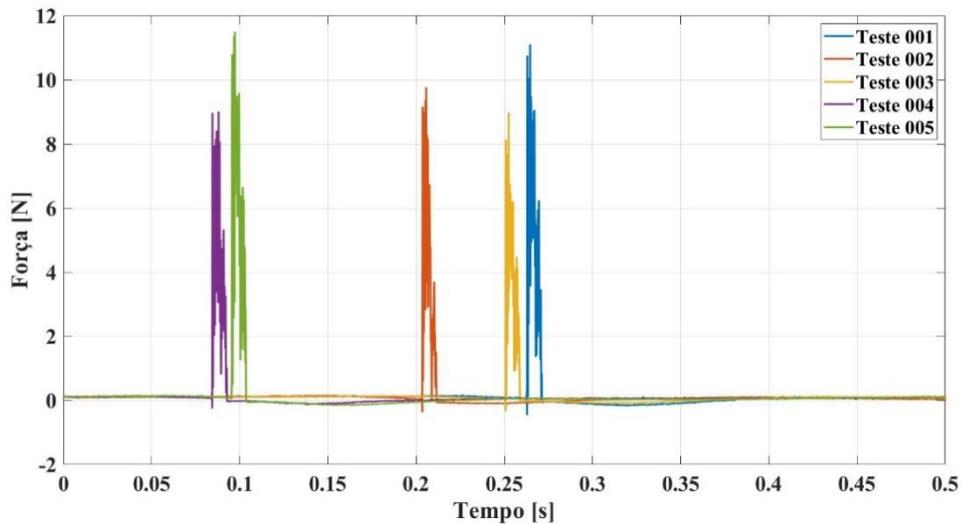
Tabela 7 - Parâmetros de amostragem utilizados nos testes de impacto

Frequência de amostragem (f_s)	12800 Hz
Tempo de amostragem ($t_s=1/f_s$)	$7,8125 \times 10^{-5}$ s
Tempo de experimento (t_{teste})	8 s
Número de pontos coletados (n_p)	102400

Fonte: Próprio autor

Cada repetição apresentou pequenas diferenças entre si, devido a não se ter controle da entrada de impacto, pois houve variações no tempo de aplicação do pulso de força e em sua intensidade, como mostrado na Figura 40. Tais variações ocorreram pelas imprecisões relacionadas à ação humana no manuseio do martelo de impacto.

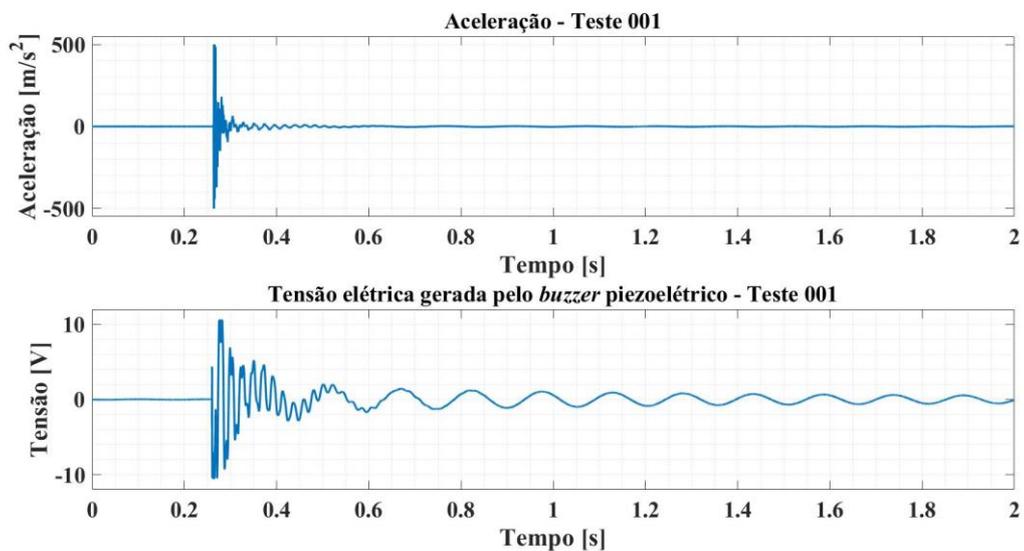
Figura 40 – Comparação entre os sinais de força aplicados nas repetições dos testes de impacto para o CP F01S



Fonte: Próprio autor

As saídas obtidas pelo impacto, referentes à primeira repetição do experimento no corpo de prova F01S, estão apresentadas na Figura 41.

Figura 41 – Sinais de saída obtidos pela aplicação do pulso de força no CP F01S

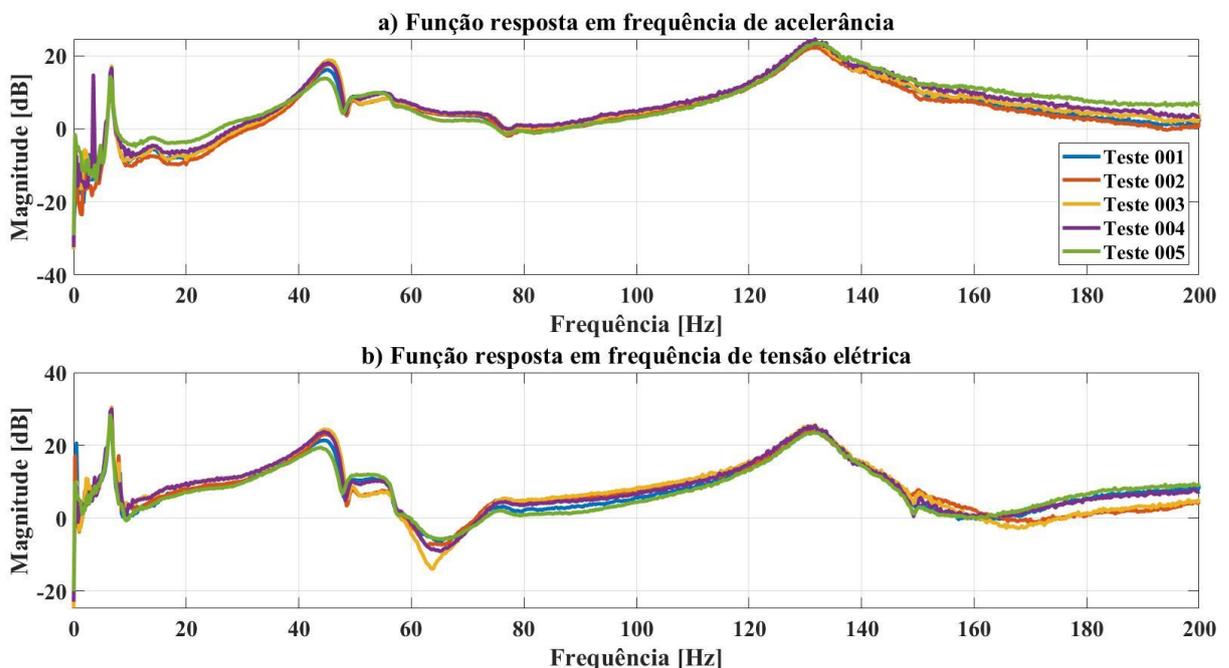


Fonte: Próprio autor

Os sinais no domínio do tempo, obtidos por medição direta, não apresentaram grandes informações que puderam ser aferidas diretamente. As diferenças entre os sinais tampouco puderam ser observadas entre as repetições para o mesmo corpo de prova, bem como entre a comparação com os demais corpos de prova e suas respectivas repetições do ensaio. Vale ressaltar, então, que os sinais no domínio do tempo para os demais corpos de prova não foram apresentados neste trabalho, devido à enorme similaridade visual entre eles e baixa capacidade de se extrair informações relevantes a partir de uma análise neste domínio.

A solução para o problema da análise da dinâmica estrutural entre os corpos de prova foi, portanto, a mudança para o domínio da frequência. Em particular, a obtenção das magnitudes das funções resposta em frequência de aceleração e de tensão elétrica experimentais para cada corpo de prova. Para tanto, as FRFs referentes a cada repetição do experimento em cada corpo de prova foram determinadas pelo estimador espectral H_2 , dado pela Equação 2. Os resultados obtidos, referentes ao corpo de prova F01S, estão apresentados na Figura 42.

Figura 42– Funções resposta em frequência experimentais os sinais obtidos pelas repetições dos ensaios para o CP F01S



Fonte: Próprio autor

Nota-se diferenças entre as magnitudes referentes a cada repetição do ensaio. Essas diferenças ocorreram devido às diferentes intensidades do pulso aplicado. Outro fator que

implicou em variações nas magnitudes foi o tempo de atraso na aplicação de cada pulso. Tal fator não foi corrigido na execução do experimento, dada à ausência de um acionador automático do cronômetro implementado no software LabVIEW® (*trigger*), e tampouco corrigido no tratamento dos dados, devido à necessidade de se manter o mesmo número de pontos aquisitados em cada repetição para a realização das médias entre as FRFs experimentais.

As médias entre as FRFs foram calculadas de acordo com a Equação 3, utilizando-se as repetições do ensaio para cada corpo de prova. Em seguida, calculou-se o valor médio de amplitude do pulso de força, através da média aritmética das integrais dos sinais de força pelo tempo, de acordo com a Equação 5. Os valores obtidos estão apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 - Valores médios da amplitude do pulso de força para cada corpo de prova

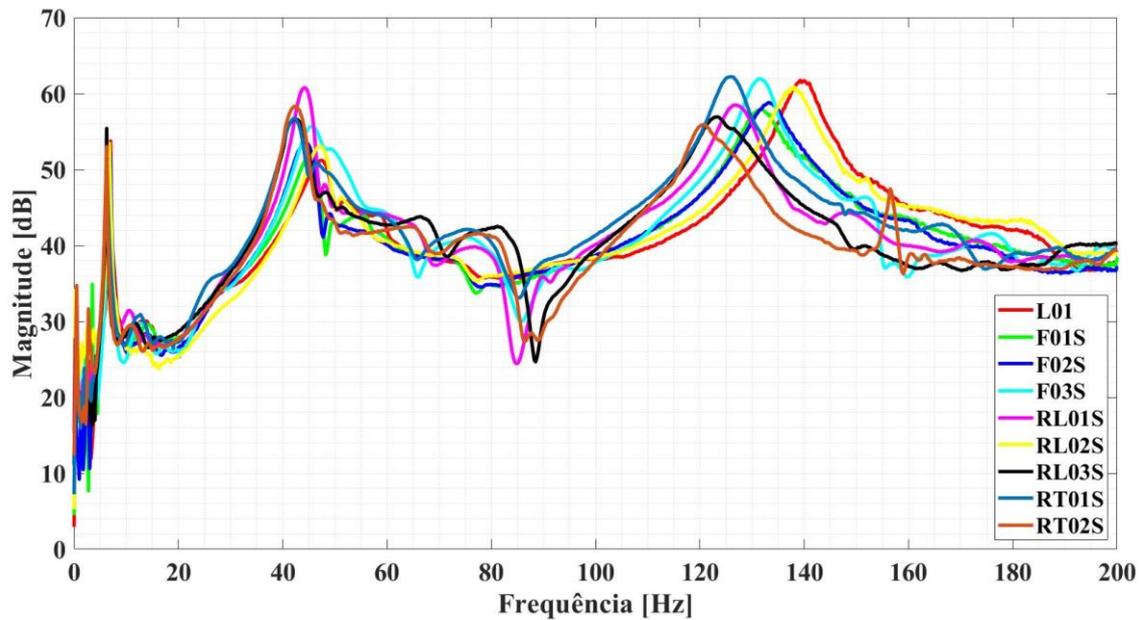
Corpo de prova	$Ap,médio$ [N]
L01	0,21
F01S	0,18
F02S	0,15
F03S	0,10
RL01S	0,07
RL02S	0,20
RL03S	0,07
RT01S	0,10
RT02S	0,07
F01V	0,20
F02V	0,15
F03V	0,15
RL01V	0,14
RL02V	0,17
RL03V	0,20
RT01V	0,13
RT02V	0,13

Fonte: Próprio autor

Em posse dos valores médios da amplitude dos pulsos de força aplicados e das FRFs médias para cada corpo de prova, foi possível calcular as FRFs normalizadas, de acordo com a Equação 4. Tal procedimento foi de grande importância pois permitiu que as magnitudes das FRFs fossem equiparáveis, já que não dependem mais das amplitudes dos pulsos de força. Assim, todas as diferenças detectadas entre as FRFs normalizadas para cada corpo de prova são advindas da variação entre as respostas dinâmicas, devido à presença dos entalhes superficiais.

A Figura 43 apresenta as diferenças entre as respostas dinâmicas no domínio da frequência para os corpos de prova sólidos, em termos dos sinais de aceleração.

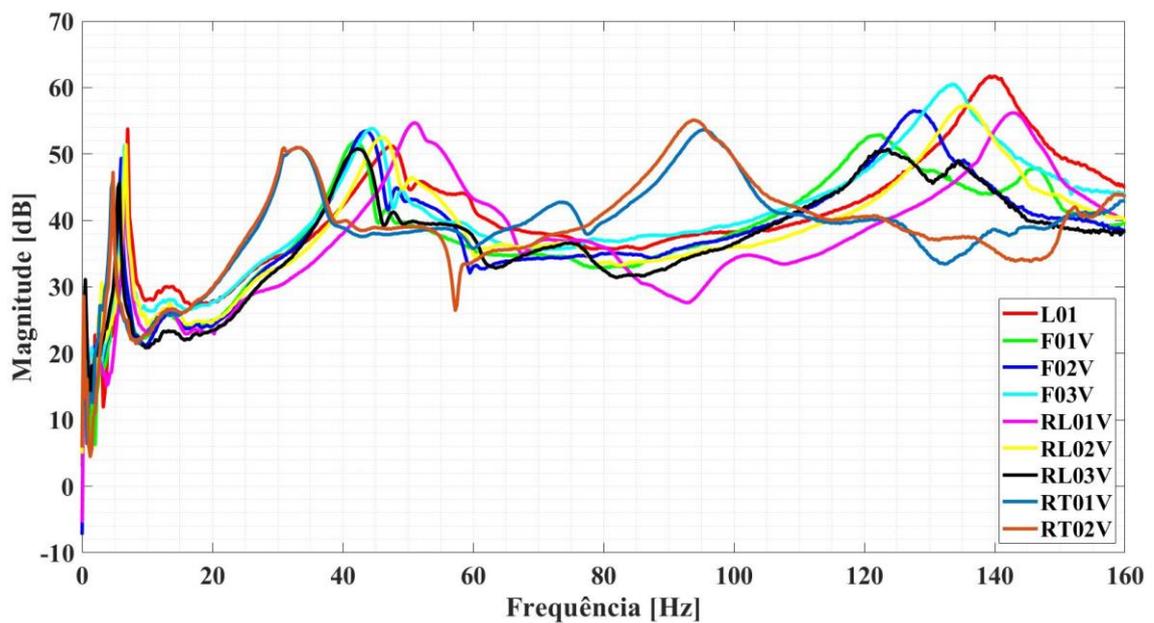
Figura 43 – FRFs experimentais de aceleração normalizadas para os CPs sólidos



Fonte: Próprio autor

As FRFs de aceleração para os CPs vazados estão apresentadas na Figura 44.

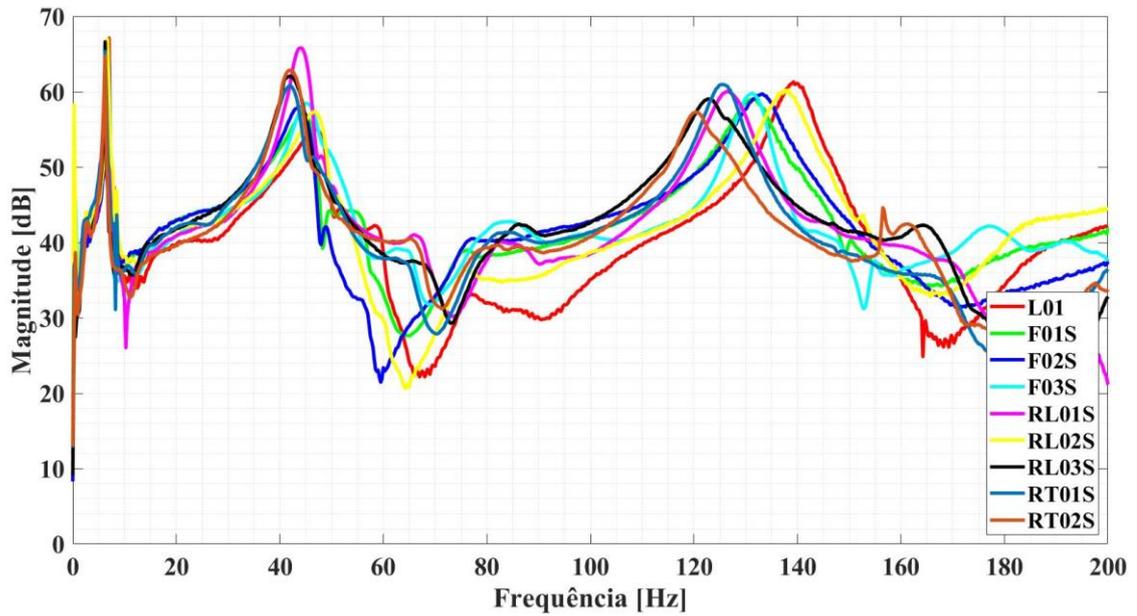
Figura 44 – FRFs experimentais de aceleração normalizadas para os CPs vazados



Fonte: Próprio autor

As FRFs de tensão elétrica para os CPs sólidos estão apresentadas na Figura 45.

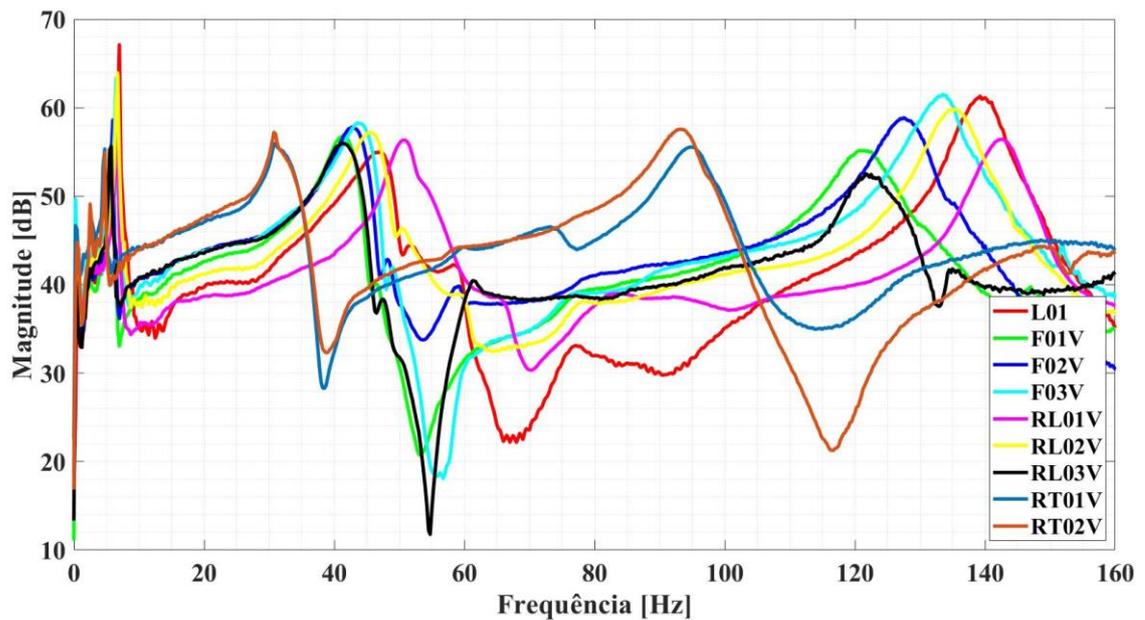
Figura 45– FRFs experimentais de tensão elétrica normalizadas para os CPs sólidos



Fonte: Próprio autor

As FRFs de tensão elétrica para os CPs vazados estão apresentadas na Figura 46.

Figura 46– FRFs experimentais de tensão elétrica normalizadas para os CPs vazados



Fonte: Próprio autor

A partir da análise das Figuras 38 a 41, foi possível notar a presença de três picos relacionados ao fenômeno de ressonância nos gráficos. Desta forma, identificou-se que as vigas sólidas apresentaram menores variações nas frequências de ressonância relacionadas a esses picos, ou seja, os picos se apresentaram deslocados no eixo horizontal, quando comparadas com o corpo de prova de referência L01. As vigas vazadas, por sua vez, apresentaram variação maior nas frequências de ressonância em relação à referência. Este comportamento se deu pela maior variação do momento de inércia e da área da seção transversal locais para os corpos de prova vazados, já que os entalhes os atravessam em toda a sua espessura.

No contexto das vigas vazadas, notou-se dois casos especiais, os corpos de prova RT01V e RT02V. Por possuírem ranhuras no sentido transversal, houve redução considerável em seus momentos de inércia e em suas áreas de seção transversal locais, o que implicou em frequências de ressonância bem inferiores às frequências dos demais corpos de prova, os quais não apresentam entalhes tão proeminentes nesta direção. Para as versões sólidas destas duas vigas, o impacto das ranhuras transversais não foi tão aparente.

Em termos dos deslocamentos dos picos de ressonância no eixo horizontal para todos os CPs analisados, o primeiro pico se mostrou menos sensível aos deslocamentos, enquanto o segundo pico apresentou comportamento intermediário e o terceiro, maior deslocamento. O segundo pico referente às vigas sólidas se apresentou mais sensível à variação de magnitude (com menor magnitude para o L01), enquanto que, para demais os picos, as variações não foram tão significativas. Já para as vigas vazadas, a variação de magnitude ocorreu com maior visibilidade no terceiro pico.

Vale ressaltar que, apesar das diferenças entre as formas dos gráficos de magnitude das FRFs de aceleração e de tensão elétrica, as quais foram obtidas através da medição por sensores diferentes e em posições diferentes, as mesmas variações citadas nos parágrafos anteriores, referentes aos picos de ressonância, foram identificadas em ambas as situações. Isso se deve ao fato de que os dois sensores mediram o mesmo fenômeno vibratório simultaneamente, como foi descrito no capítulo de metodologia.

Outro ponto que merece discussão são os limites dos eixos de frequência apresentados. Como será visto na seção seguinte, a qual contempla os resultados dos ensaios com excitação aerodinâmica, praticamente toda a potência advinda do fenômeno de vibração se concentra nos três primeiros modos de vibrar das vigas, os quais são de flexão e de baixa frequência. Assim, optou-se por desconsiderar os modos mais elevados nas análises realizadas neste trabalho. Além disso, um segundo ponto reforça esta consideração: o cálculo de coerência entre os sinais de entrada e de saída. Este cálculo tem o intuito de identificar o quão bem o sinal de entrada

mensurado está correlacionado ao sinal de saída mensurado, para cada valor de frequência. Deste modo, foi utilizado o método de estimativa de coerência pela magnitude ao quadrado, dado pela Equação 59 (STOICA; MOSES, 2005),

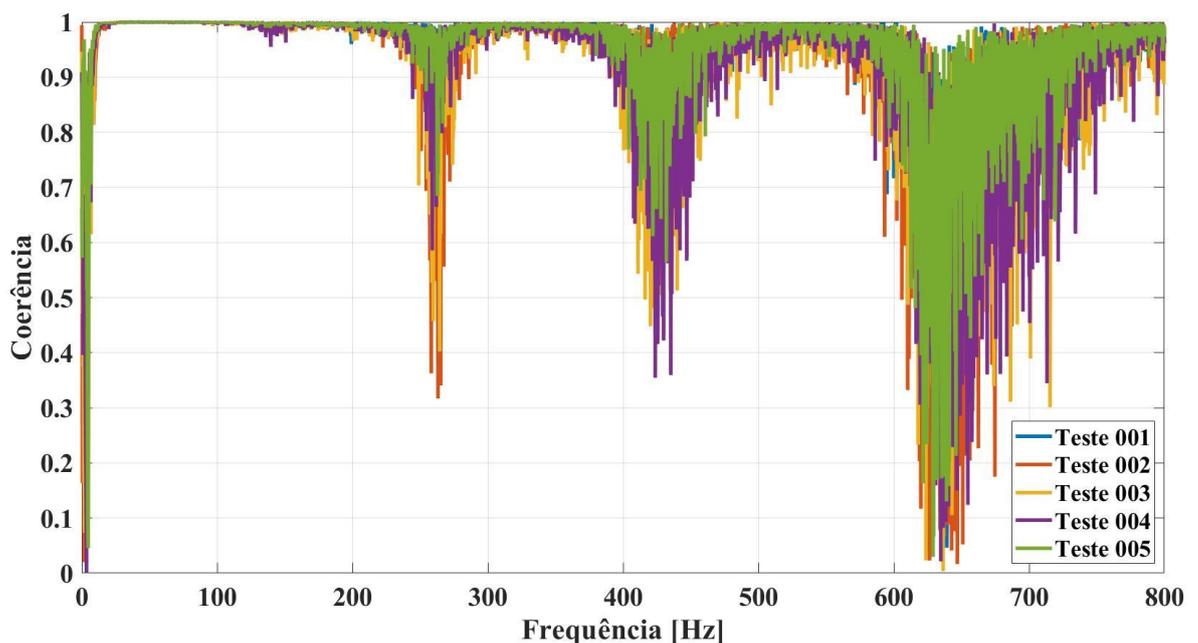
$$C_{xy}(\omega) = \frac{|P_{xy}(\omega)|^2}{P_{xx}(\omega)P_{yy}(\omega)} \quad (59)$$

onde:

- $C_{xy}(\omega)$ é a coerência pela magnitude ao quadrado entre os sinais de entrada e de saída no domínio da frequência;
- $P_{xy}(\omega)$ é a densidade espectral de potência da correlação cruzada entre entrada e saída;
- $P_{xx}(\omega)$ é a densidade espectral de potência da autocorrelação entre o sinal de entrada;
- $P_{yy}(\omega)$ é a densidade espectral de potência da autocorrelação entre o sinal de saída;

Os valores de $C_{xy}(\omega)$ são adimensionais e variam entre 0 e 1, com o primeiro extremo indicando correlação inexistente e o segundo extremo indicando correlação perfeita entre entrada e saída experimentais. Assim sendo, a coerência entre os sinais de força e aceleração para o corpo de prova F01S está apresentada na Figura 47.

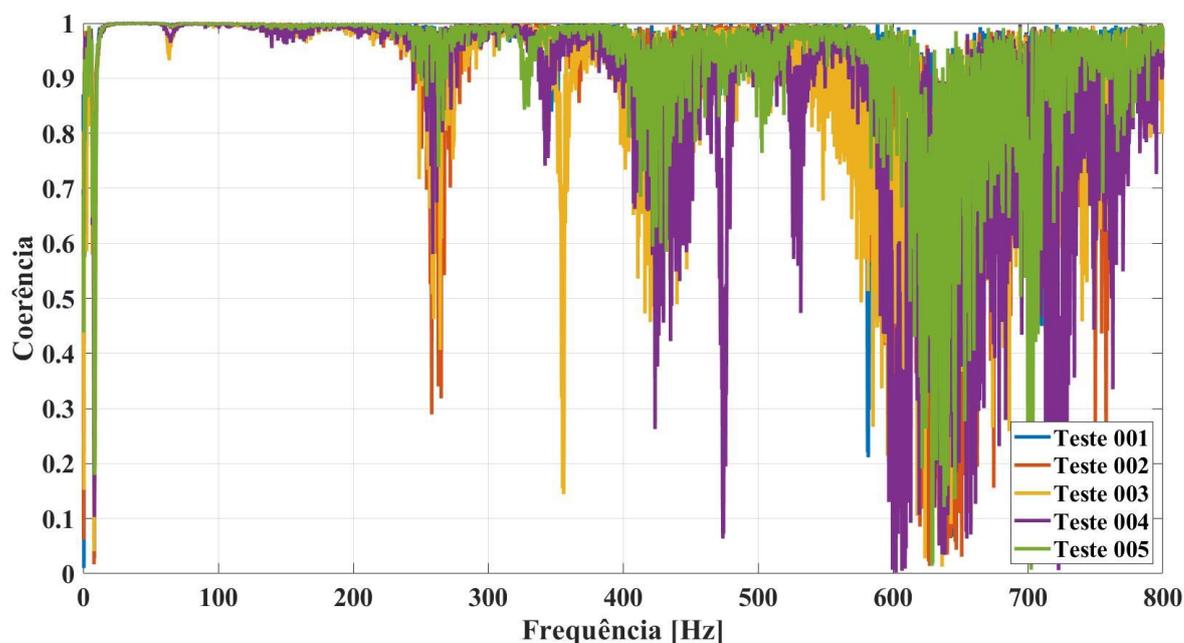
Figura 47 - Coerência entre os sinais de força e aceleração para os ensaios realizados com o CP F01S



Fonte: Próprio autor

A Figura 48, por sua vez, apresenta a coerência entre os sinais de força e tensão elétrica para o mesmo corpo de prova.

Figura 48- Coerência entre os sinais de força e tensão elétrica para os ensaios realizados com o CP F01S



Fonte: Próprio autor

Nota-se que, tanto para a aceleração, quanto para a tensão elétrica medidas, a coerência se mantém muito próxima de 1 no intervalo de 0 a 200 Hz, o qual contém os três primeiros modos de vibrar de flexão. Para frequências acima deste intervalo (mostradas até 800 Hz) a coerência entre os sinais cai, o que implica no fato de que a estimativa das FRFs experimentais não apresenta grande confiabilidade em altas frequências. Vale ressaltar que o cálculo de coerência foi apresentado apenas para o corpo de prova F01S, mas foi realizado para os demais corpos de prova individualmente. Os resultados destes cálculos, no entanto, não serão apresentados neste trabalho, pois os gráficos possuem enorme semelhança com o que foi exibido anteriormente, contendo, inclusive, o intervalo de 0 a 200 Hz com coerência de aproximadamente 1.

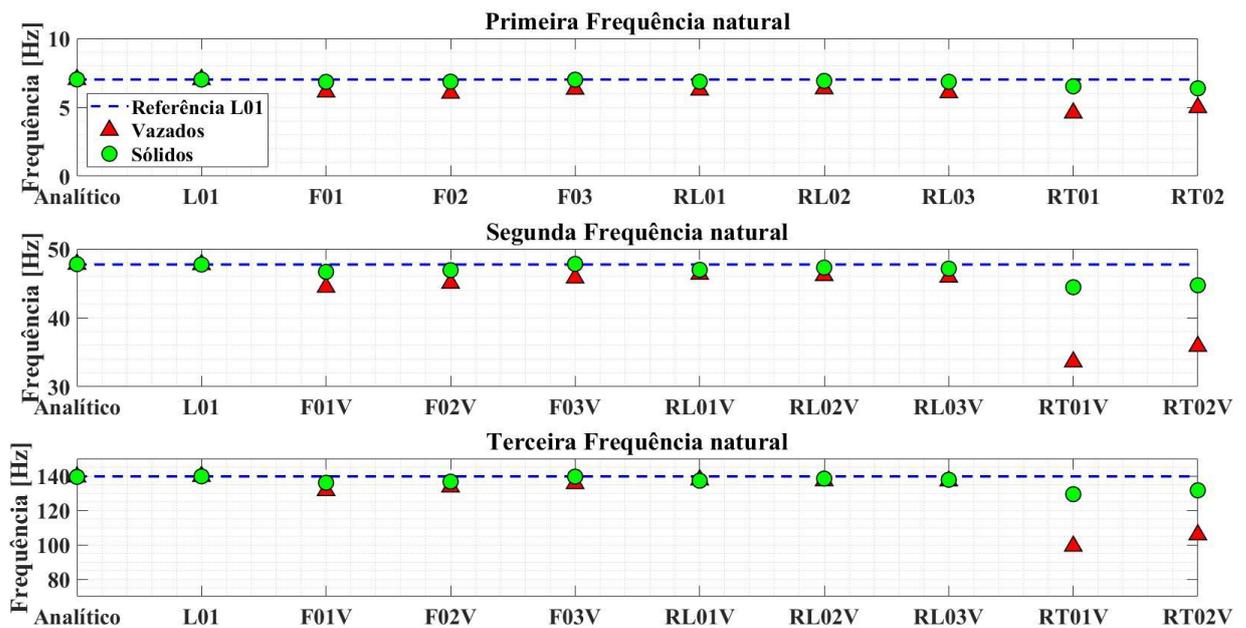
Logo, a análise experimental da dinâmica estrutural das vigas foi concluída, sendo exibido o tratamento dos dados adquiridos e as diferenças encontradas devido à presença dos entalhes superficiais através dos ensaios realizados. A subseção seguinte apresenta os resultados da análise teórica, a qual utiliza dos resultados aqui apresentados para a calibração de modelos matemáticos que descrevem a dinâmica estrutural.

4.1.2 Análise teórica

A análise teórica da dinâmica estrutural das vigas *cantilever* se deu através da criação de modelos para o caso em que o acelerômetro esteve presente e para o caso em que este sensor esteve ausente. Como descrito no capítulo de metodologia, o primeiro caso teve como objetivo a obtenção dos fatores de amortecimento, bem como dos ganhos k_{volt} , os quais correlacionam os deslocamentos transversais das vigas com a tensão elétrica gerada pelos seus respectivos *buzzers* piezoelétricos, de tal forma que as FRFs geradas pelos modelos correspondessem às FRFs experimentais. Já o segundo caso teve como objetivo fornecer modelos matemáticos das vigas, calibrados de acordo com os parâmetros obtidos no caso anterior (fatores de amortecimento e ganhos K_{volt}), para a etapa de controle da exposição dos entalhes superficiais de uma viga *cantilever* ao vento.

Assim sendo, o primeiro passo foi a obtenção das frequências naturais e dos modos de vibração teóricos para cada viga com acelerômetro. Para isso, a equação característica de frequências (Equação 18) foi solucionada para o modelo analítico, bem como a análise modal foi realizada pelo método dos elementos finitos. Os resultados obtidos são os autovalores relacionados às frequências naturais (pela Equação 19), sendo estas apresentadas na Figura 49.

Figura 49 - Frequências naturais obtidas pela solução da equação característica de frequências e pela análise modal pelo MEF para o caso “com acelerômetro”



Fonte: Próprio autor

Foi possível notar que os valores das frequências naturais de cada viga variaram em torno do valor de referência, devido à presença dos entalhes superficiais, com grande variação para as vigas RT01V e RT02V, o que também foi identificado experimentalmente, como visto na subseção anterior. Vale lembrar que foram calculadas três frequências naturais teóricas apenas, pois estas estão relacionadas aos três primeiros modos de vibrar de flexão que estão contidos no intervalo de 0 a 200 Hz, para o qual a coerência entre os sinais de entrada e saída experimentais foi alta.

Em posse das frequências naturais (e seus autovalores correspondentes), calculou-se as funções características das vigas (modos de vibrar), dadas pela Equação 16, para o caso analítico. Para o MEF, os deslocamentos nodais dos elementos dispostos na direção longitudinal (direção x) foram mapeados e, desta forma, obteve-se as funções características para as demais vigas. Com as funções características, calculou-se os parâmetros modais (massa e rigidez) através das Equações 27 e 28, os quais estão apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Parâmetros modais para os modelos das vigas cantilever com acelerômetro

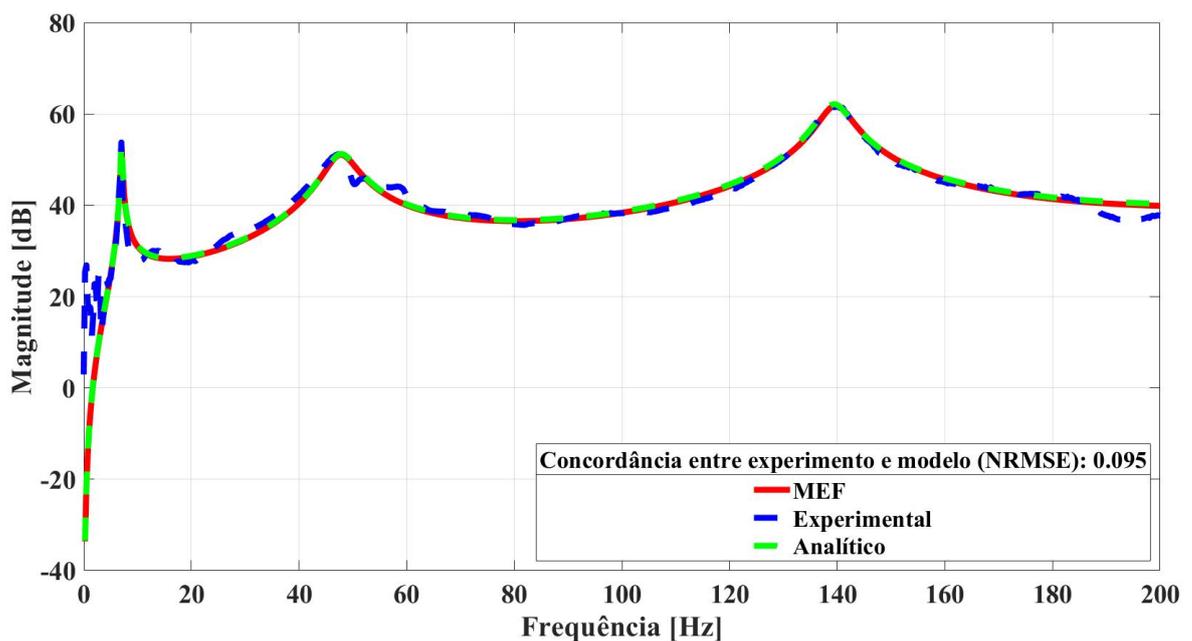
	Massa modal (m_n) [x10-3 kg]			Rigidez modal (k_n) [N/m]			Fator de amortecimento modal (ζ_n)		
	1° modo	2° modo	3° modo	1° modo	2° modo	3° modo	1° modo	2° modo	3° modo
Analítico	5,94	9,11	9,79	11,57	821,4	7514	0,018	0,057	0,020
L01	5,90	9,85	9,81	11,48	886,3	7557	0,018	0,057	0,020
F01S	5,86	9,77	9,74	10,84	840,3	7117	0,022	0,051	0,030
F02S	5,82	9,73	9,76	10,83	845,2	7194	0,020	0,045	0,025
F03S	5,92	9,78	9,85	11,49	882,4	7575	0,020	0,035	0,018
RL01S	5,89	9,75	9,76	10,95	849,2	7251	0,025	0,018	0,028
RL02S	5,91	9,76	9,76	11,16	861,6	7379	0,020	0,045	0,018
RL03S	5,88	9,75	9,66	10,92	855,0	7235	0,020	0,030	0,035
RT01S	5,82	9,72	9,71	9,77	757,7	6414	0,020	0,028	0,018
RT02S	5,85	9,75	9,75	9,39	770,1	6667	0,020	0,022	0,032
F01V	5,75	9,67	9,80	8,49	754,0	6688	0,035	0,038	0,036
F02V	5,68	9,61	9,74	8,16	769,3	6861	0,025	0,027	0,023
F03V	5,78	9,70	9,94	9,13	802,9	7209	0,020	0,029	0,016
RL01V	5,79	9,66	9,87	8,94	818,6	7388	0,030	0,025	0,025
RL02V	5,82	9,72	9,77	9,27	817,0	7262	0,017	0,034	0,022
RL03V	5,77	9,66	9,71	8,38	803,8	7201	0,036	0,035	0,037
RT01V	5,58	9,41	9,56	4,64	419,8	3716	0,025	0,035	0,032
RT02V	5,70	9,46	9,62	5,60	480,1	4254	0,034	0,037	0,032

Fonte: Próprio autor

Pela análise da tabela, percebe-se que a presença dos entalhes afetou o parâmetro da rigidez modal de forma mais acentuada, o que provocou as variações nas frequências naturais das vigas em relação à referência, já que as massas modais se mantiveram aproximadamente constantes.

Os fatores de amortecimento modais apresentados foram ajustados individualmente através da comparação entre as FRFs de aceleração teóricas e experimentais. Desta forma, nota-se que cada tipo de entalhe afetou cada fator de amortecimento modal de uma forma bastante particular. Vale lembrar que os fatores de amortecimento modais são dependentes das constantes de amortecimento c_s (parcela estrutural) e c_a (parcela viscosa). Logo, ambas as constantes podem ter sofrido influência dos entalhes, pois houve variação estrutural nas vigas, devido à variação das áreas e momentos de inércia das seções transversais, e houve, também, variação na interação das vigas com o ar, já que ocorreram mudanças geométricas nas superfícies expostas. Assim sendo, calculou-se as funções resposta em frequência de aceleração teóricas, considerando os ajustes feitos para os fatores de amortecimento, as quais foram apresentadas em conjunto com as FRFs de aceleração experimentais médias. A Figura 50 apresenta, então, a comparação entre as FRFs de aceleração obtidas através dos modelos determinados via método dos elementos finitos e via cálculos analíticos com a FRF experimental média para o corpo de prova de referência (L01).

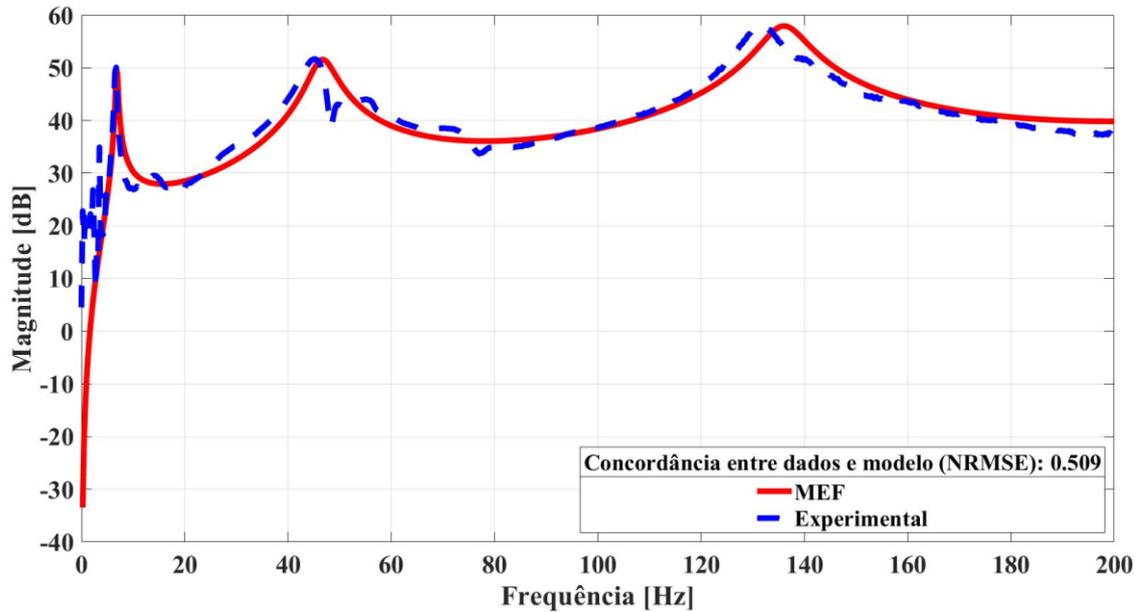
Figura 50 – Comparação entre as FRFs de aceleração teóricas (MEF e analítica) e experimental média para o CP L01



Fonte: Próprio autor

A Figura 51 apresenta a comparação entre a FRF de aceleração obtida através do modelo MEF com a FRF experimental média para o corpo de prova F01S.

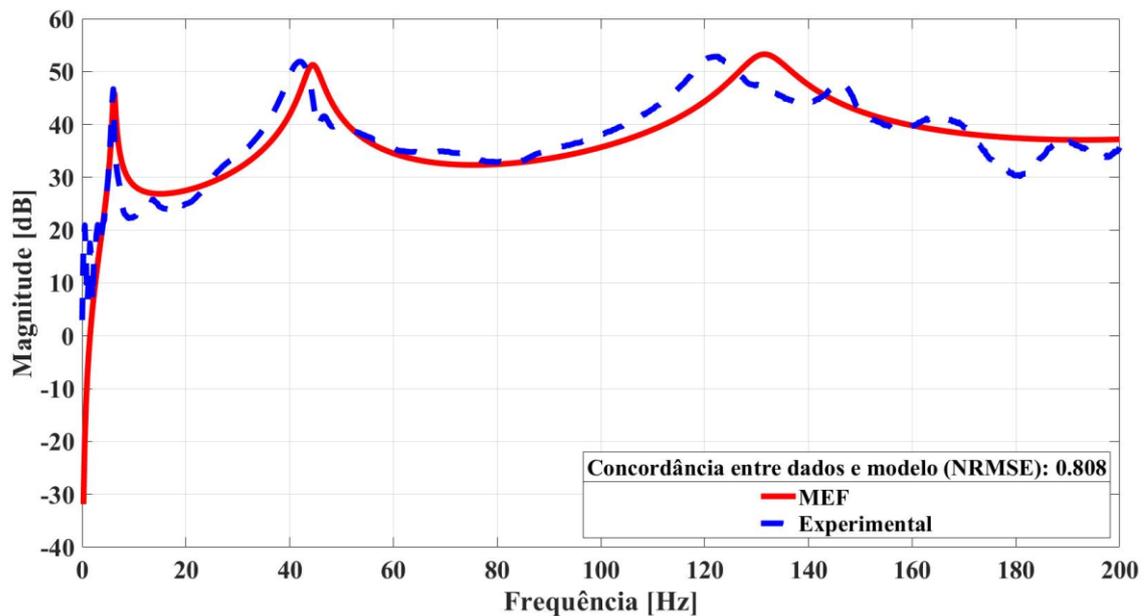
Figura 51 - Comparação entre as FRFs de aceleração teórica e experimental média para o CP F01S



Fonte: Próprio autor

A Figura 52 apresenta a mesma comparação para o corpo de prova F01V.

Figura 52 - Comparação entre as FRFs de aceleração teórica e experimental média para o CP F01V



Fonte: Próprio autor

Os resultados das comparações entre as funções resposta em frequência de aceleração experimentais e teóricas para os demais corpos de prova estão apresentados no Apêndice B.

Como as FRFs experimentais foram todas normalizadas pela amplitude do pulso de força aplicado, foi considerado no cálculo das FRFs teóricas que as amplitudes do impulso de força são unitárias para todos os corpos de prova (lembrando que o pulso de força foi modelado por um impulso, ou Delta de Dirac).

Nos gráficos apresentados, foi possível perceber que as curvas comparadas entre teoria e experimento não são exatamente iguais, havendo variações na posição e forma dos picos de ressonância. As variações ocorridas se devem a erros provenientes tanto da parcela experimental, quanto à modelagem matemática, como:

- Imprecisão na fabricação dos corpos de prova;
- Erros associados à medição, como a massa do conjunto acelerômetro e cabo variando levemente;
- Erros associados ao tratamento dos dados experimentais;
- Hipóteses simplificadoras equivocadas;
- Erros numéricos associados ao método dos elementos finitos (quantidade e tipo de elemento utilizados e problemas com as condições de contorno, por exemplo).

Com as variações ocorridas, fez-se necessário quantificar a proximidade entre os resultados teóricos obtidos através dos modelos MEF e os resultados experimentais, ou seja, quantificar a concordância entre os dois tipos de resultados. Logo, optou-se por se calcular a concordância entre as funções resposta em frequência através da média da raiz quadrada dos erros quadráticos normalizada (em inglês, *normalized root mean squared error*, ou NRMSE), a qual é dada pela Equação 60 (YADAV *et al.*, 2021),

$$NRMSE = \frac{\|H_{experimental} - H_{teórico}\|}{\|H_{experimental} - \bar{H}_{experimental}\|} \quad (60)$$

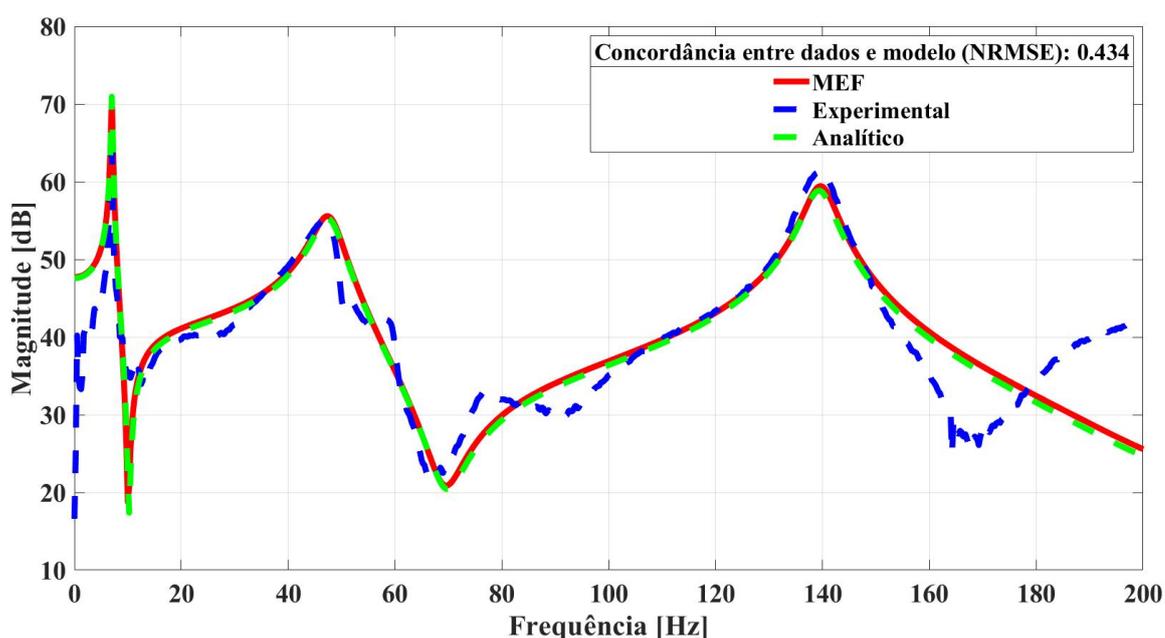
onde:

- $H_{experimental}$ é o vetor discreto que contém os pontos da FRF experimental média de um corpo de prova;
- $H_{teórico}$ é o vetor discreto que contém os pontos da FRF teórica de um corpo de prova;
- $\bar{H}_{experimental}$ é a média do vetor discreto que contém os pontos da FRF experimental de um corpo de prova.

Deste modo, os possíveis valores para a NRMSE variam de 0 ao infinito, sendo que a concordância é perfeita, caso o resultado seja igual ao primeiro extremo do intervalo, ou a concordância é péssima, caso o valor seja muito distante de zero. Para este trabalho, foi considerado arbitrariamente que valores NRMSE de até 2 são considerados bons, o que significa que o modelo representa bem os dados experimentais. Para valores acima de 2, os modelos teóricos já não são considerados adequados. Vale ressaltar, também, que o cálculo da NRMSE foi realizado para os pontos contidos no intervalo de 0 a 200 Hz. Assim, este método quantitativo serve de apoio à análise visual qualitativa dos gráficos apresentados.

Para a criação dos modelos que contemplam a tensão elétrica gerada nos *buzzers* piezoelétricos, considerou-se os mesmos parâmetros modais determinados para a aceleração, já que o acelerômetro e o *buzzer* piezoelétrico mediram o mesmo fenômeno vibratório para cada corpo de prova. Deste modo, o único parâmetro faltante (que não pôde ser ajustado pelas FRFs de aceleração) foi o ganho K_{volt} , o qual converte os valores de deslocamento transversal da viga para valores de tensão elétrica. Para determiná-lo, comparou-se as FRFs experimentais de tensão elétrica com as FRFs teóricas, dadas pela Equação 40 e, desta forma, seu valor foi ajustado de modo que as curvas das FRFs ficassem sobrepostas e o valor de NRMSE ficasse o mais próximo possível de zero. A Figura 53 apresenta, então, a comparação entre as FRFs obtidas analiticamente e via MEF com a FRF experimental média para o corpo de prova L01.

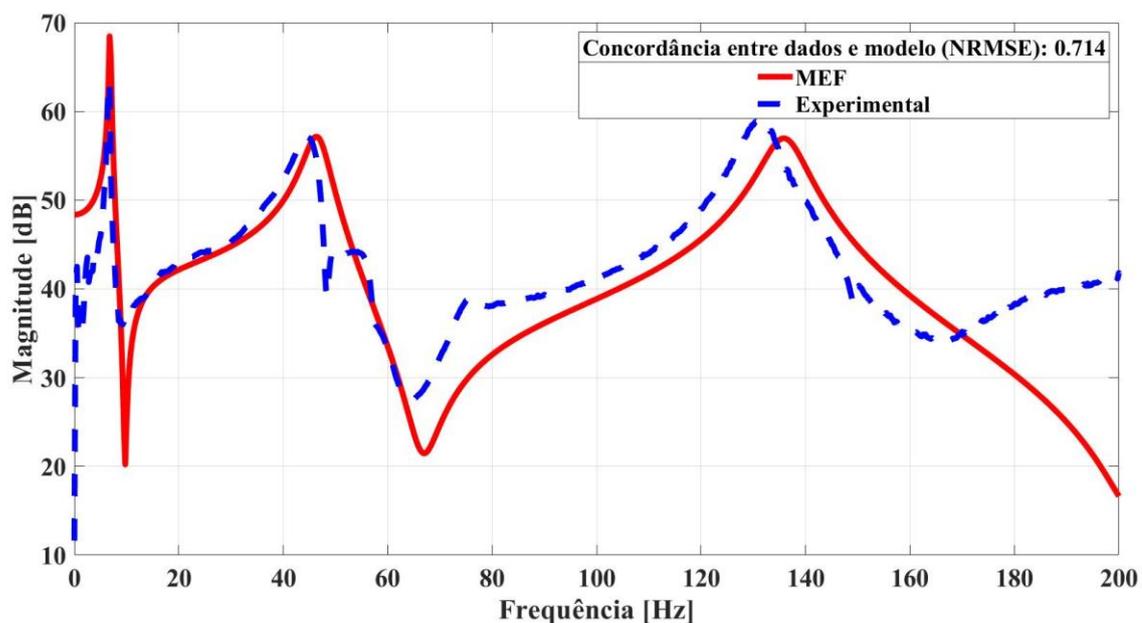
Figura 53 - Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teóricas (MEF e analítica) e experimental média para o CPL01



Fonte: Próprio autor

A Figura 54 apresenta a comparação entre a FRF de tensão elétrica obtida através do modelo MEF com a FRF experimental média para o corpo de prova F01S.

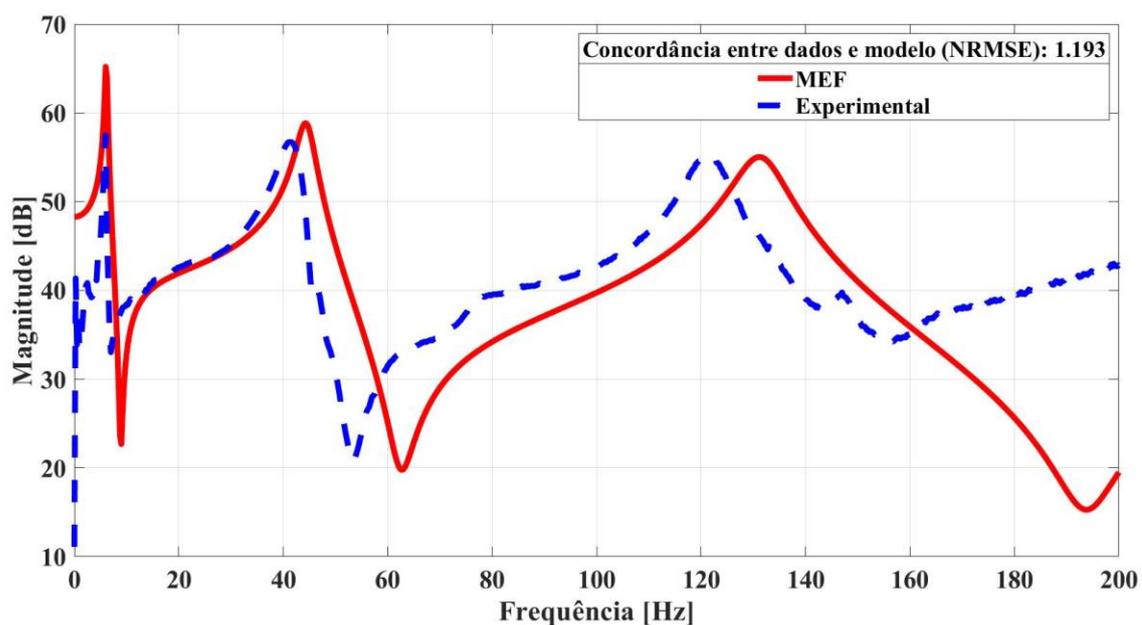
Figura 54 - Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP F01S



Fonte: Próprio autor

A Figura 55 apresenta a mesma comparação para o corpo de prova F01V.

Figura 55 - Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP F01S



Fonte: Próprio autor

Os resultados das comparações entre as funções resposta em frequência de tensão elétrica experimentais e teóricas para os demais corpos de prova estão apresentados no Apêndice B. Com as comparações entre modelo e experimento realizadas, cada corpo de prova teve seu ganho K_{volt} determinado, como mostrado na Tabela 10.

Tabela 10 – Valores de K_{volt} ajustados para cada corpo de prova

Corpo de prova	Valor de K_{volt} [x10 ⁶ V/m]
Analítico	3,50
L01	3,50
F01S	5,00
F02S	5,50
F03S	5,00
RL01S	5,00
RL02S	5,00
RL03S	5,20
RT01S	5,00
RT02S	5,00
F01V	5,20
F02V	5,20
F03V	5,20
RL01V	4,50
RL02V	4,50
RL03V	5,00
RT01V	5,00
RT02V	5,00
Média	4,93
Desvio Padrão	0,44

Fonte: Próprio autor

Como esperado, os desvios entre modelo e experimento para as FRFs de tensão elétrica seguiram o mesmo padrão das FRFs de aceleração, com os deslocamentos entre os picos de ressonância aparentes. A única diferença em relação ao estudo da aceleração foi a presença de FRFs de tensão elétrica experimentais com picos de ressonância levemente menores em amplitude, em relação às teóricas. Este fato se deu, porque a tensão elétrica medida foi saturada em ± 10 V pelo módulo de aquisição de tensão elétrica, o que leva a crer que a hipótese de fatores de amortecimento modais constantes para todos os pontos da viga foi bem adotada. Tal saturação ocorreu para algumas vigas pelo motivo de que o impacto (aplicado por ação humana) foi intenso o suficiente para atingir valores acima de 10 V.

Os ganhos K_{volt} obtidos apresentaram, em média, valores na faixa de $4,93 \times 10^6$ V/m, com desvio padrão de $0,44 \times 10^6$ V/m. Isto significa que um *buzzer* piezoelétrico selecionado ao acaso apresenta uma probabilidade de 68% de ter seu valor de K_{volt} contido no intervalo delimitado por duas vezes o desvio padrão, com o valor médio como ponto central deste intervalo, desde que o *buzzer* seja idêntico aos que foram utilizados neste trabalho. Vale lembrar que a amostra analisada foi de 17 *buzzers* (um para cada corpo de prova).

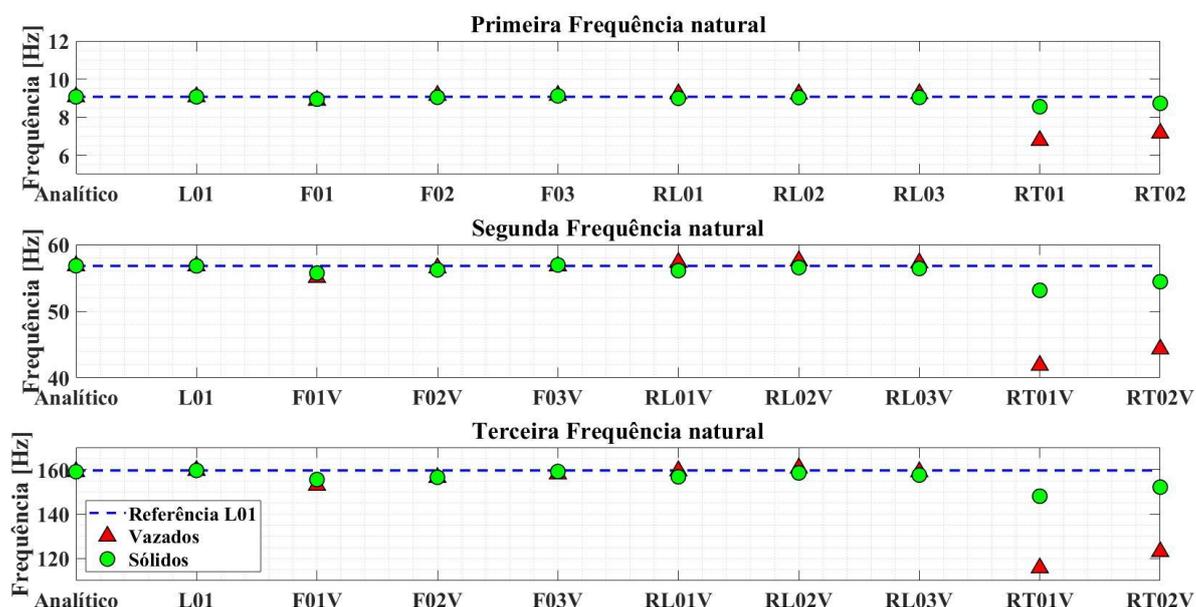
Os desvios nos valores observados se deram pelo motivo de que, por serem de baixo custo e não possuírem especificações técnicas fornecidas pelo fabricante, os *buzzers* provavelmente não possuem um controle de qualidade rigoroso em termos de suas propriedades piezoelétricas. Como consequência, as variações observadas precisaram ser consideradas no desenvolvimento deste estudo, no sentido de que cada ganho determinado foi utilizado para as análises de seu respectivo corpo de prova, não podendo ser feita a hipótese de ganho médio para todos os corpos de prova, principalmente pelo fato de que a comparação dos CPs com entalhes com o CP de referência foi feita de forma recorrente.

O único *buzzer* que apresentou valor fora do intervalo delimitado pelo desvio padrão foi o referente ao corpo de prova L01, sendo um *outlier* nesta análise. Vale argumentar que, tanto este valor, como os outros, foram obtidos após o ajuste dos parâmetros modais das FRFs de aceleração, as quais apresentaram alto grau de concordância com o que foi obtido experimentalmente e, desta forma, se mostraram confiáveis para se realizar o ajuste das FRFs de tensão elétrica. Assim, o ganho K_{volt} obtido para o corpo de prova de referência, mesmo se desviando dos outros valores, foi considerado válido e necessário para as comparações entre os níveis de vibração entre os corpos de prova mensurados nos experimentos subsequentes.

Com os valores dos fatores de amortecimento e dos ganhos K_{volt} determinados através da comparação entre as funções resposta e frequência experimentais e teóricas para o caso em que houve a presença do acelerômetro, foi possível obter-se os modelos para o caso “sem acelerômetro”.

Para tanto, a metodologia empregada foi praticamente idêntica ao que foi feito para o caso “com acelerômetro”. Ou seja, obteve-se as frequências naturais e os modos de vibração teóricos para cada viga sem acelerômetro. Para isso, a equação característica de frequências (Equação 17, desta vez) foi solucionada para o modelo analítico, bem como a análise modal foi realizada pelo método dos elementos finitos. Os resultados obtidos são os autovalores relacionados às frequências naturais (pela Equação 19), sendo estas apresentadas na Figura 56.

Figura 56 - Frequências naturais obtidas pela solução da equação característica de frequências e pela análise modal pelo MEF para o caso “sem acelerômetro”



Fonte: Próprio autor

Como pode-se notar, as três frequências naturais calculadas foram mais altas que suas correspondentes para o caso “com acelerômetro”, apresentadas na Figura 49. Este fato era esperado e ocorre pelo motivo de que a massa do acelerômetro (e do cabo que o conecta ao módulo de aquisição de dados) alteram a dinâmica estrutural da viga. As mesmas alterações, como pode ser visto, ocorreram para os corpos de prova RT01 e RT02, porém com frequências de valores distintos da outra análise.

Em posse das frequências naturais e funções características das vigas (modos de vibrar), obteve-se os parâmetros modais de massa e rigidez das vigas através do equacionamento descrito na metodologia a respeito da análise teórica da dinâmica estrutural das vigas. Assim, a massa modal foi calculada através da Equação 27 e a rigidez modal, pela Equação 28.

Os fatores de amortecimento modais utilizados na modelagem “sem acelerômetro” foram os mesmos obtidos pelo ajuste das funções resposta em frequência de aceleração para o caso “com acelerômetro”. Esta hipótese de que os fatores de amortecimento modais são iguais para os dois casos foi adotada pelo motivo de que se considerou que a parcela de amortecimento estrutural (c_s) não se altera com a presença de uma massa concentrada na extremidade livre da viga. A alteração na parcela viscosa (c_a), por sua vez, foi considerada negligenciável, já que a variação do escoamento em torno do acelerômetro é pequena, dada a vibração da viga, lembrando que esta consideração é válida apenas para o teste de impacto, pois, para os demais

testes em que há excitação pelo vento, a presença do acelerômetro foi considerada indesejada. Os parâmetros modais, portanto, estão apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 – Parâmetros modais para os modelos das vigas cantilever sem acelerômetro

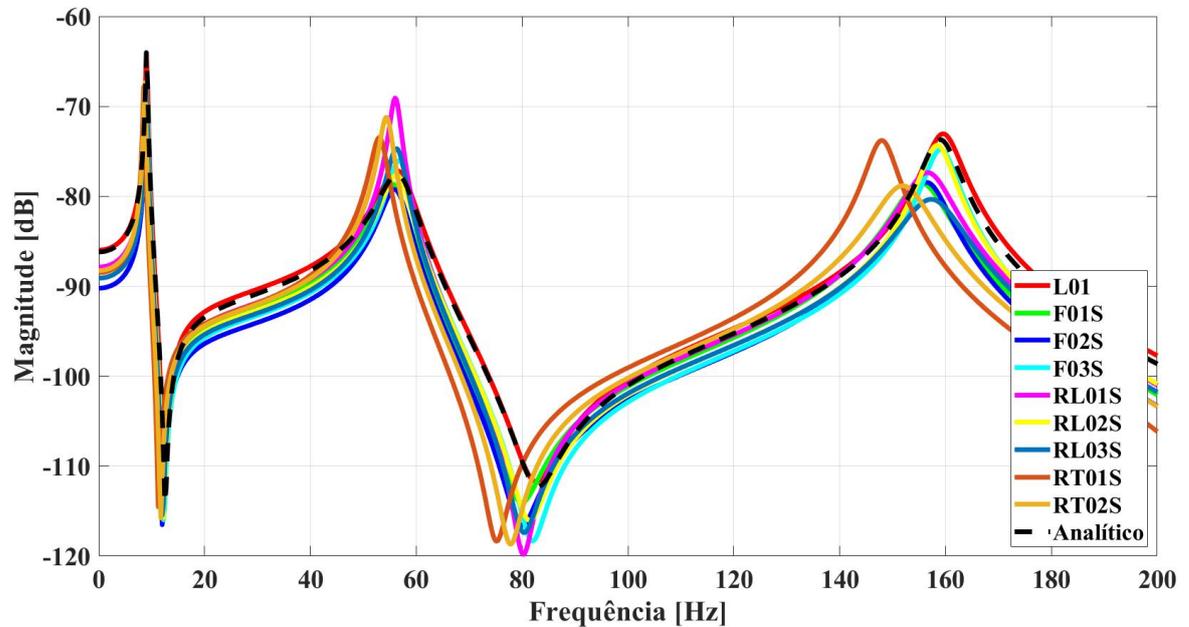
	Massa modal (m_n) [x10-3 kg]			Rigidez modal (k_n) [N/m]			Fator de amortecimento modal (ζ_n)		
	1° modo	2° modo	3° modo	1° modo	2° modo	3° modo	1° modo	2° modo	3° modo
Analítico	6,09	6,09	6,09	19,75	775,6	6081	0,018	0,057	0,020
L01	6,05	6,10	6,17	19,63	776,0	6204	0,018	0,057	0,020
F01S	6,01	6,10	6,24	18,97	748,2	5956	0,022	0,051	0,030
F02S	5,96	5,99	6,08	19,22	746,4	5882	0,020	0,045	0,025
F03S	6,01	6,08	6,25	19,72	777,6	6253	0,020	0,035	0,018
RL01S	6,04	6,16	6,35	19,27	764,9	6159	0,025	0,018	0,028
RL02S	6,06	6,03	6,16	19,49	761,1	6114	0,020	0,045	0,018
RL03S	6,04	6,16	6,30	19,45	774,2	6170	0,020	0,030	0,035
RT01S	5,97	6,06	6,18	17,21	675,2	5343	0,020	0,028	0,018
RT02S	6,01	6,09	6,13	18,07	711,6	5601	0,020	0,022	0,032
F01V	5,94	6,11	6,30	18,48	731,1	5815	0,035	0,038	0,036
F02V	5,87	6,04	6,12	19,39	760,6	5907	0,025	0,027	0,023
F03V	5,97	6,08	6,38	19,69	773,3	6291	0,020	0,029	0,016
RL01V	5,98	6,29	6,66	20,06	816,4	6686	0,030	0,025	0,025
RL02V	6,01	5,90	5,92	20,13	772,0	6038	0,017	0,034	0,022
RL03V	5,96	6,30	6,76	20,04	814,7	6751	0,036	0,035	0,037
RT01V	5,77	5,89	6,01	10,44	407,7	3181	0,025	0,035	0,032
RT02V	5,89	5,93	6,07	11,91	460,3	3629	0,034	0,037	0,032

Fonte: Próprio autor

Em posse de todos os parâmetros modais e dos ganhos K_{volt} , que são os mesmos, já que se tratam dos mesmos *buzzers* piezoelétricos da análise anterior, obteve-se as funções resposta em frequência de tensão elétrica para o caso “sem acelerômetro”. Para este caso, optou-se por normalizar os resultados pelas amplitudes do impacto e pelos ganhos K_{volt} , o que favorece a comparação entre os diferentes corpos de prova. Ao se normalizar estes resultados teóricos, as funções resposta em frequência, cujas magnitudes antes dependiam da amplitude do impacto e do valor do ganho K_{volt} , passam a ser independentes dessas variáveis, ou seja, a comparação entre as FRFs passa a ser feita sob as mesmas condições, sendo ressaltadas apenas as diferenças inerentes à estrutura física dos corpos de prova. As comparações entre as funções resposta em

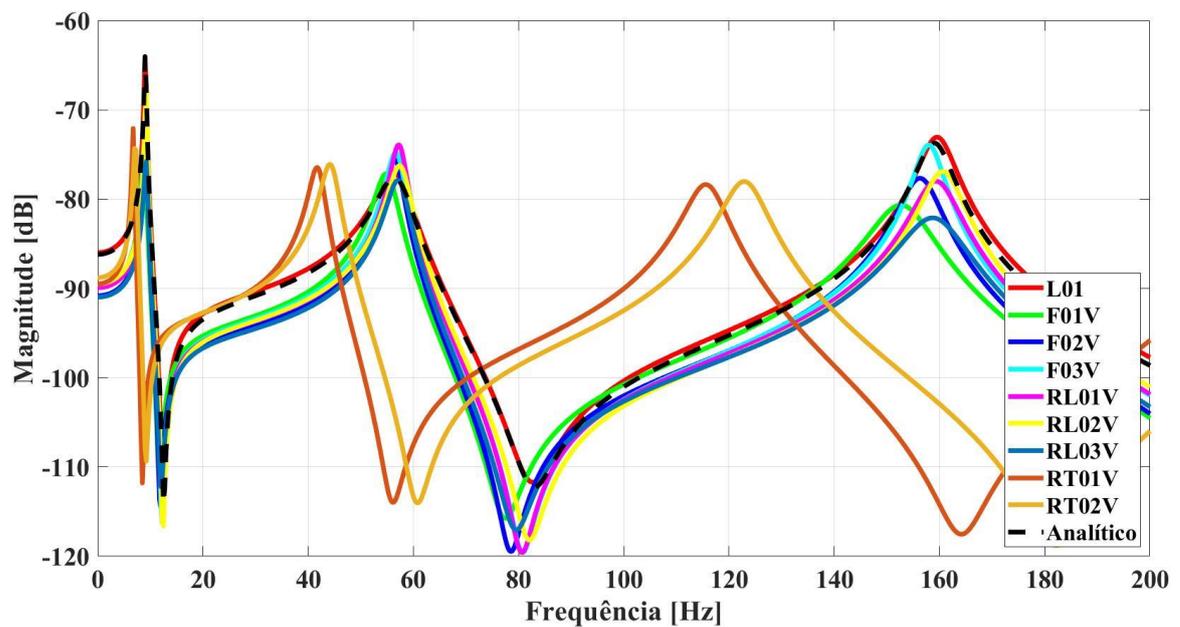
frequência de tensão elétrica normalizadas para os corpos de prova sólidos e vazados estão apresentadas nas Figura 57 e Figura 58, respectivamente.

Figura 57 – FRFs de tensão elétrica normalizadas para os CPs sólidos sem acelerômetro



Fonte: Próprio autor

Figura 58 – FRFs de tensão elétrica normalizadas para os CPs vazados sem acelerômetro



Fonte: Próprio autor

Nota-se, a partir das figuras, uma enorme similaridade com a análise feita para os resultados experimentais apresentados na Figura 45 e na Figura 46, a menos dos diferentes valores para as frequências de ressonância (mais altas nesta nova análise), já que o acelerômetro não está presente.

A análise da dinâmica estrutural das vigas *cantilever*, portanto, se completou, fornecendo informações para o problema aeroelástico como as diferenças na resposta dinâmica para cada corpo de prova, em termos dos parâmetros modais obtidos e funções resposta em frequência. Tais diferenças servem de base para a continuação deste estudo, o qual apresentará os resultados, na seção seguinte, da influência de uma excitação aerodinâmica atuando sobre os entalhes superficiais.

4.2 ANÁLISE EXPERIMENTAL DAS VIGAS SUBMETIDAS À EXCITAÇÃO AERODINÂMICA

Esta etapa teve a finalidade de avaliar a resposta dinâmica das vigas levando em conta a interação dos entalhes superficiais com um escoamento aerodinâmico, de modo a identificar possíveis diferenças causadas por tais entalhes na vibração excitada pelo vento. Logo, esta etapa tratou de investigar experimentalmente o problema aeroelástico completo, com os resultados do tratamento dos dados mensurados apresentados nesta seção.

A análise experimental para a avaliação da resposta vibratória das vigas cantilever expostas ao vento se dividiu, portanto, em duas partes, como descrito no capítulo de metodologia: a análise da resposta vibratória decorrente da exposição dos entalhes superficiais ao vento e a análise da resposta vibratória decorrente da exposição gradual da superfície com entalhes da viga selecionada. Na primeira parte, cada corpo de prova foi submetido a três repetições do teste, sendo que cada repetição gerou um sinal de tensão elétrica, referente às deformações da viga próximas ao engaste e convertidas em eletricidade pelo *buzzer* piezoelétrico. Na segunda parte, no entanto, o corpo de prova F01S foi submetido ao ensaio e, para cada posição fixa do anteparo, foram realizadas, também, três repetições, gerando sinais de tensão elétrica sob as mesmas condições do primeiro ensaio.

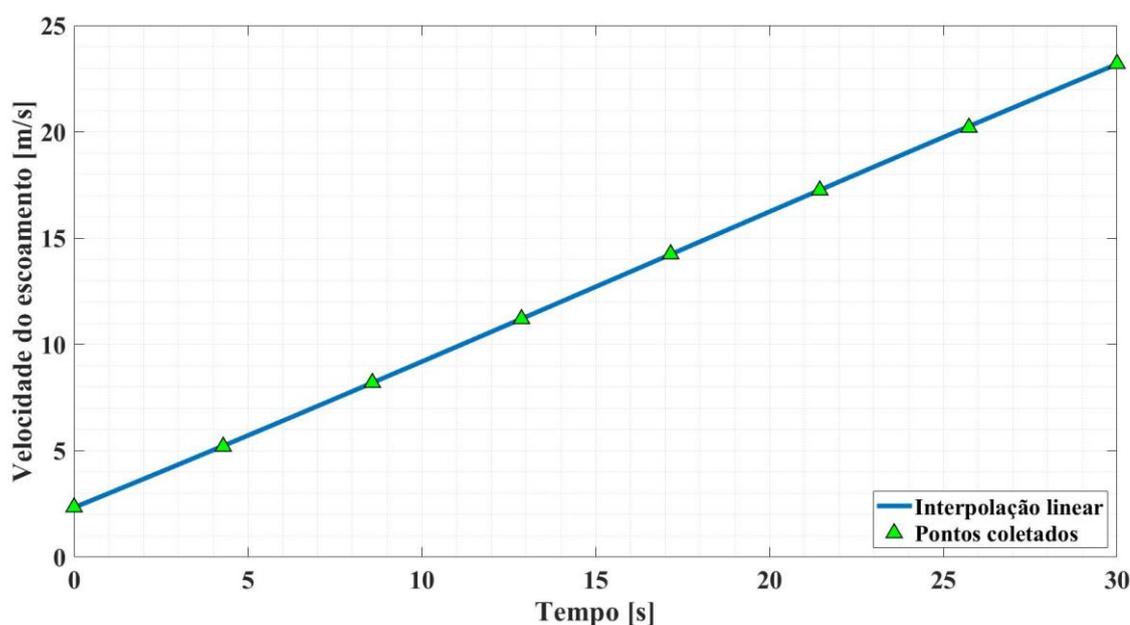
Todos os sinais foram medidos no domínio de tempo discreto, com os parâmetros de amostragem apresentados na Tabela 12. Para ambos os ensaios, as mesmas condições de escoamento aerodinâmico foram impostas, ou seja, cada repetição dos experimentos se iniciou com aumento linear e contínuo de velocidade durante 30 s, começando em uma velocidade do vento mínima, como mostrado na Figura 59.

Tabela 12 – Parâmetros de amostragem utilizados nos ensaios aerodinâmicos

Frequência de amostragem (f_s)	6410,3 Hz
Tempo de amostragem ($t_s=1/f_s$)	$1,56 \times 10^{-4}$ s
Tempo de experimento (t_{teste})	30 s
Número de pontos coletados (n_p)	192000
Velocidade inicial do vento [rotação do motor]	2,35 m/s [100 RPM]
Velocidade final do vento [rotação do motor]	23,2 m/s [800 RPM]
Número de pontos coletados pelo manômetro (N_{pv})	8

Fonte: Próprio autor

Figura 59 – Velocidade do perfil médio do escoamento de ar pelo tempo com dados experimentais coletados a cada 100 RPM



Fonte: Próprio autor

Nota-se que foram medidos 8 pontos de velocidades do vento com o auxílio do manômetro digital e do tubo de Pitot, sendo cada um deles coletado a cada 100 RPM (iniciando em 100 e terminando em 800 RPM para a rotação do motor do ventilador centrífugo utilizado). Em posse destes dados, uma regressão linear foi feita, de modo a se estimar os valores intermediários entre as medidas feitas.

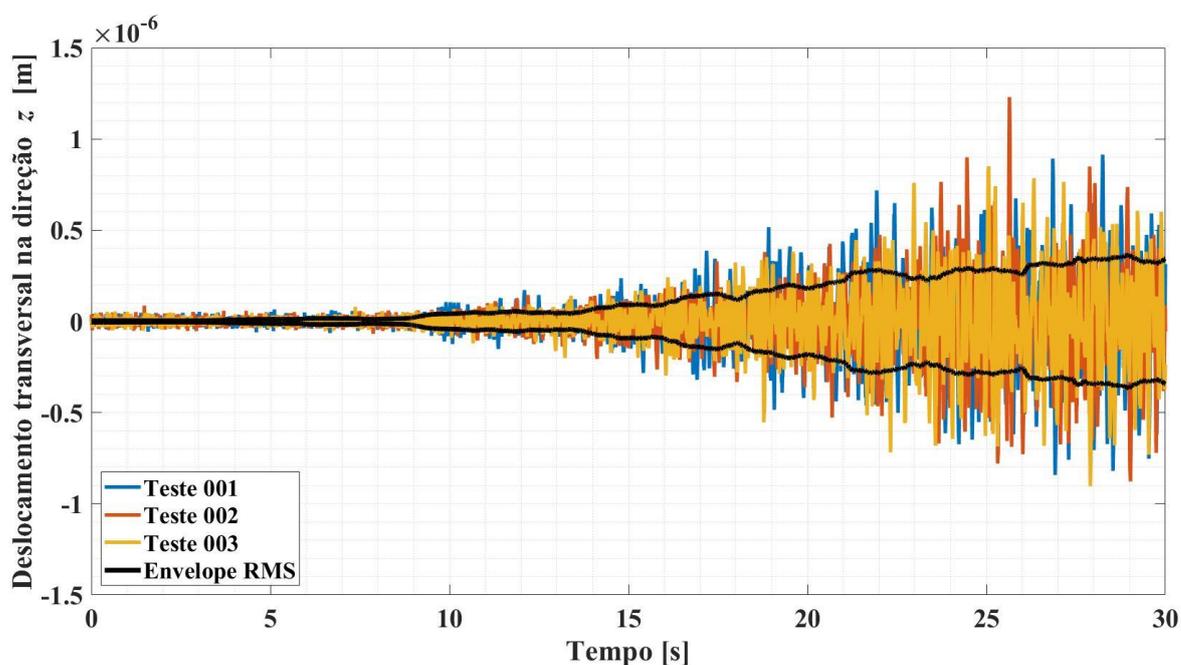
Descrita a parcela comum a ambos os experimentos, o tratamento dos dados de tensão elétrica normalizada foi realizado separadamente, como mostrado nas subseções seguintes. Vale lembrar que a normalização se deu pela divisão de cada sinal adquirido pelo ganho K_{volt}

referente ao corpo de prova em análise, de modo a eliminar o efeito de variabilidade das propriedades piezoelétricas para cada *buzzer*.

4.2.1 Análise da resposta vibratória decorrente da exposição dos entalhes superficiais ao vento

Como mencionado, este experimento tratou de abordar a comparação entre os diferentes entalhes usinados na superfície das vigas, logo, todos os corpos de prova foram submetidos ao teste descrito. Assim sendo, cada uma das três repetições para cada viga gerou um sinal de tensão elétrica normalizado (convertido de volt para metro), exemplificados na Figura 60.

Figura 60 – Sinais de tensão elétrica normalizada aqusitados para o corpo de prova F01S

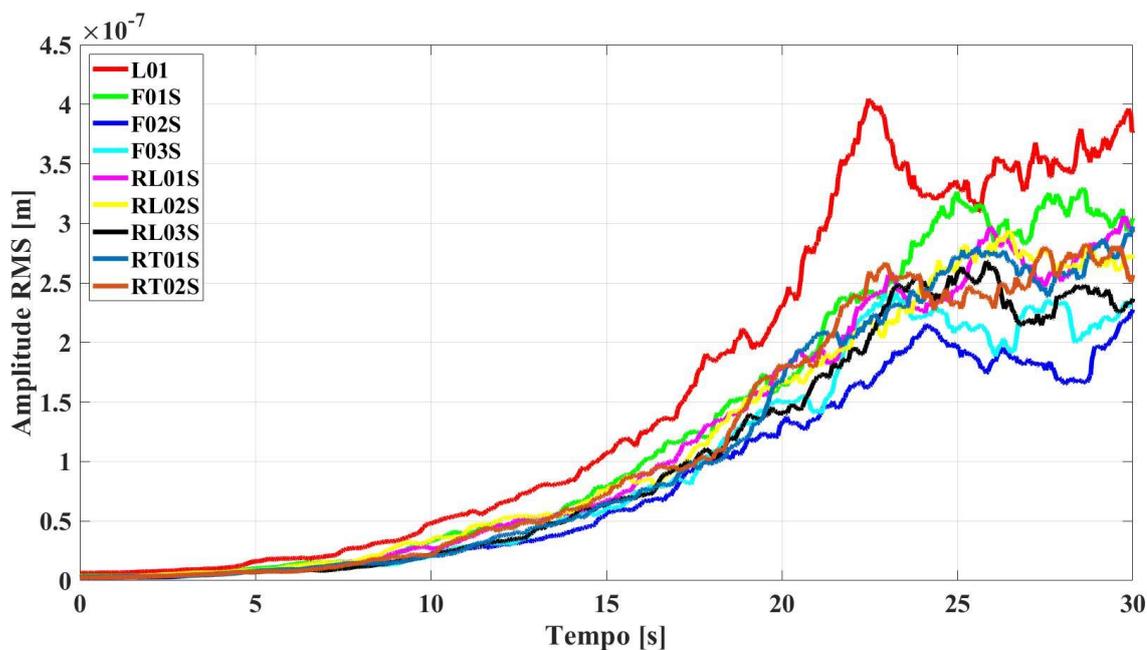


Fonte: Próprio autor

Com o passar do tempo de análise e, conseqüentemente, com o aumento linear da velocidade do vento, pôde-se observar que as amplitudes de vibração foram amplificadas devido ao aumento da intensidade do carregamento aerodinâmico (arrasto e sustentação), relacionado à intensidade da velocidade do vento. Um método para se quantificar o aumento na magnitude das amplitudes foi o cálculo do envelope RMS médio, o qual foi obtido pela média dos envelopes para cada repetição. O envelope de cada repetição foi, por sua vez, determinado pelo cálculo dos valores RMS obtidos por uma janela móvel de 10000 pontos aplicada a cada

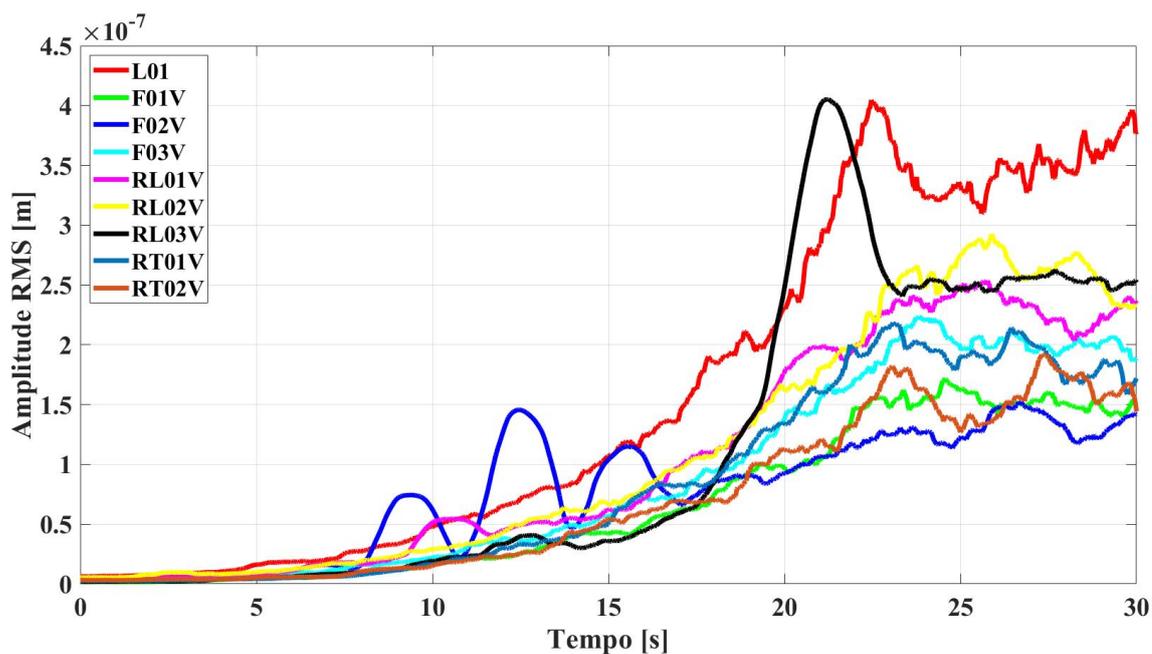
senal. Os sinais de tensão elétrica normalizada para os demais corpos de prova não serão apresentados neste trabalho. Entretanto, a comparação entre os envelopes RMS médios (parte superior) calculados para cada um deles está apresentada na Figura 61 e na Figura 62.

Figura 61 – Envelopes RMS médios para os corpos de prova sólidos



Fonte: Próprio autor

Figura 62 – Envelopes RMS médios para os corpos de prova vazados

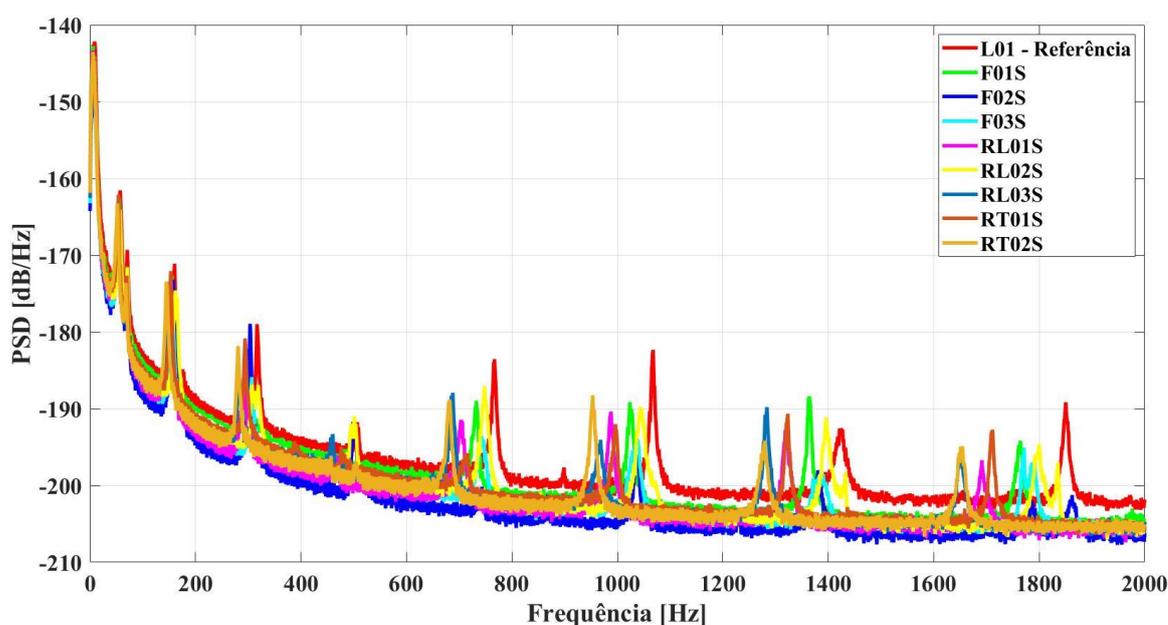


Fonte: Próprio autor

Com a análise dos envelopes RMS comparados, fica evidente que cada tipo de entalhe superficial causou uma interação diferente com o escoamento aerodinâmico, provocando, conseqüentemente, carregamentos aerodinâmicos e fenômenos vibratórios distintos. Neste ponto, uma observação a respeito da modelagem da planta do sistema de controle torna-se necessária: o aumento do carregamento aerodinâmico pode ser “convertido” em diminuição do coeficiente de amortecimento efetivo, de acordo com a teoria de *galloping* descrita na metodologia referente ao sistema de controle, provocando o mesmo efeito de amplificação de vibrações.

Os diferentes formatos e magnitudes de cada envelope RMS estão relacionados aos diferentes espectros de frequência associados a cada viga. Para se ter informação a respeito dos espectros, as densidades espectrais de potência³ (média das PSDs das repetições) foram determinadas, a fim de se diferenciar os corpos de prova em termos das frequências presentes nos sinais (relacionadas às frequências de ressonância e aos modos de vibrar obtidos na análise da dinâmica estrutural) e em suas respectivas distribuições de potência para cada frequência. Assim sendo, a Figura 63 e a Figura 64 apresentam as densidades espectrais de potência para os corpos de prova sólidos e vazados, respectivamente.

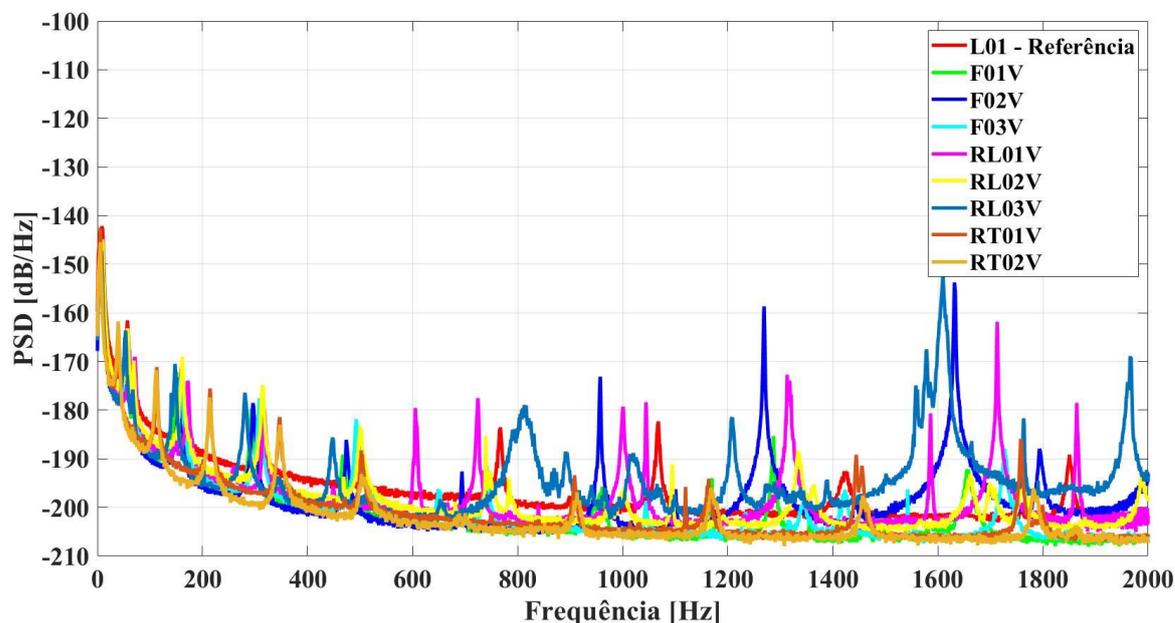
Figura 63 – Densidades espectrais de potência referentes aos sinais de tensão elétrica normalizada para os corpos de prova sólidos sob carregamento aerodinâmico



Fonte: Próprio autor

³ A magnitude (em dB/Hz) de todas as PSDs apresentadas têm como referência o valor de 1 m.

Figura 64 – Densidades espectrais de potência referentes aos sinais de tensão elétrica normalizada para os corpos de prova vazados sob carregamento aerodinâmico



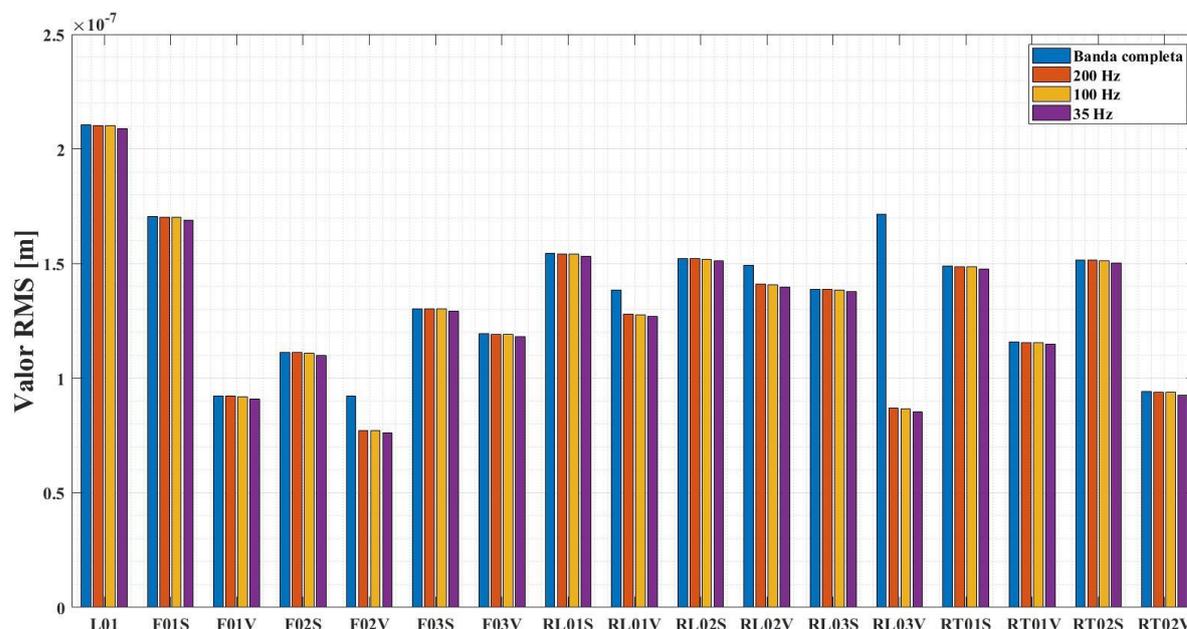
Fonte: Próprio autor

Nas PSDs apresentadas, foi considerada uma banda de frequências de 2000 Hz, de modo a ilustrar o fato de que as principais diferenças em termos do conteúdo harmônico para cada CP se deram em altas frequências, ou seja, acima de 200 Hz, limite considerado na análise da dinâmica estrutural pelo cálculo da correlação entre entrada e saída. Vale lembrar que as coerências entre entrada e saída calculadas são válidas apenas para os resultados da etapa anterior, sendo que uma coerência para os experimentos desta etapa não pôde ser calculada, já que a entrada (pressão aerodinâmica) não foi mensurada. A presença de tal conteúdo harmônico explica a grande variação de formato nos envelopes RMS calculados, principalmente no caso dos CPs vazados, os quais apresentaram mais picos em altas frequências. Estes picos estão associados tanto a modos de vibrar de flexão em alta frequência quanto a modos de torção, sendo estes últimos também excitados devido à direção de escoamento de ar em torno das vigas.

A maior parte da potência dos sinais, no entanto, se encontra abaixo do limite de 200 Hz, como pode ser observado pelos valores de magnitude mais altos em frequências mais baixas. As únicas exceções observáveis foram os CPs RL03V e F02V, os quais apresentaram picos de magnitude elevada na faixa de 1200 a 1700 Hz. Uma alternativa à visualização da distribuição de potências nos gráficos foi o cálculo da potência média do sinal através da integração das PSDs ao longo da banda de frequência, utilizando-se a Equação 44, a qual

considerou o limite superior da integral (ω_f) como 2000 Hz (banda completa). A Figura 65 apresenta os valores RMS associados, pela Equação 45, à potência média de cada CP.

Figura 65– Valores RMS associados à potência média calculada pela integral das PSDs médias para cada corpo de prova



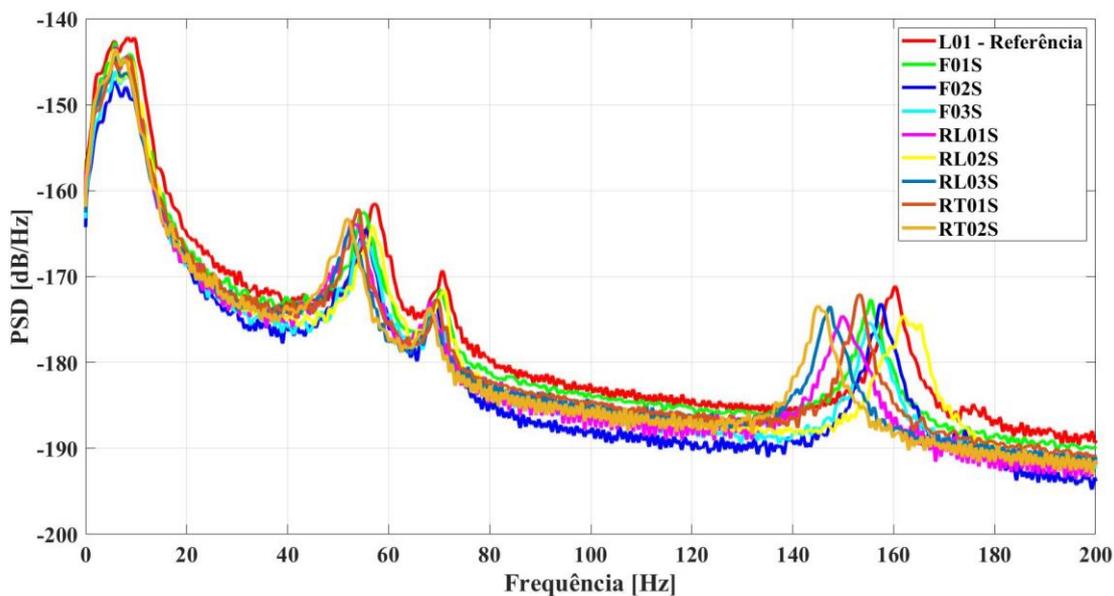
Fonte: Próprio autor

Para se identificar em que posição do espectro se encontra a maior parcela da potência média para cada viga, a Equação 44 foi aplicada novamente, porém, o limite superior da integral foi variado em 200, 100 e 35 Hz, ou seja, os valores de frequência acima destes limites foram desprezados. Com estes novos cálculos foi possível perceber que o primeiro pico da PSD, associado ao primeiro modo de vibrar, contém quase toda a potência associada ao sinal de tensão elétrica normalizada para todos os corpos de prova, à exceção do RL03V e do F02V, com seus picos de alta potência em torno de 1600 Hz. Assim sendo, a contribuição dos modos de vibrar superiores ao primeiro modo pôde ser desprezada na modelagem do fenômeno vibratório para a planta do sistema de controle, pois estes modos apresentam potências muito baixas associadas a eles.

A análise da dinâmica estrutural, cujos resultados foram apresentados na seção anterior deste capítulo, corroborou com os resultados aqui apresentados. A concordância se deu em termos da comparação entre a posição entre picos de ressonância das FRFs teóricas (sem acelerômetro) e os picos nas PSDs (relacionadas aos modos de vibrar das vigas) na banda de

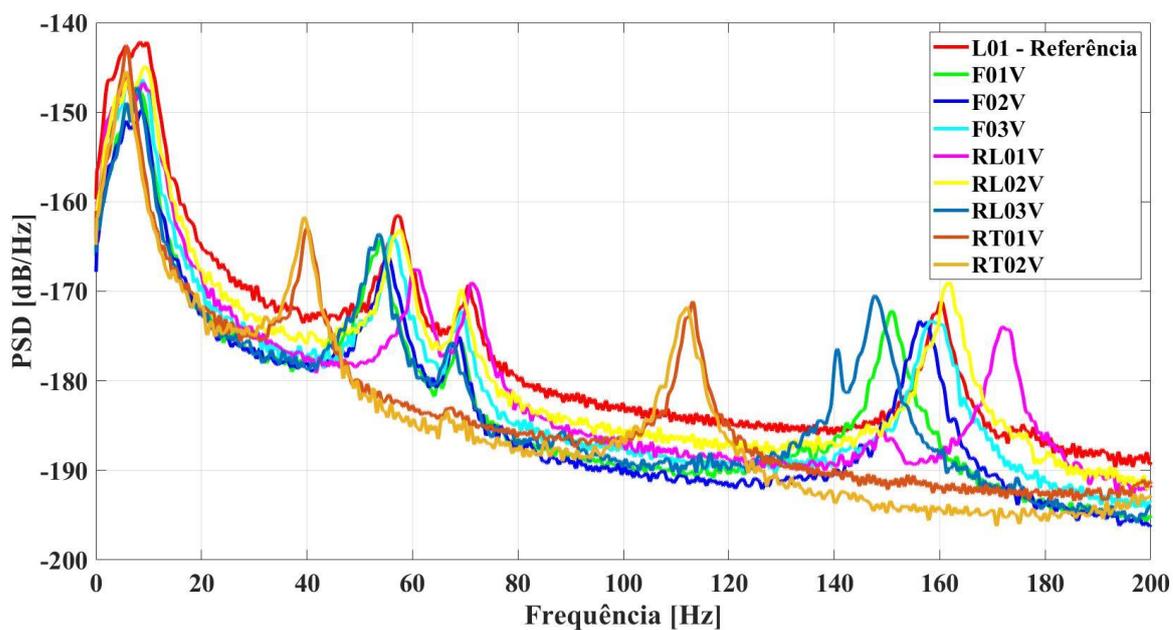
frequências analisada, ou seja, no intervalo de zero a 200 Hz, o qual contém os três primeiros modos de vibração e a maior distribuição de potência. A Figura 66 e a Figura 67 apresentam as mesmas PSDs já apresentadas, porém, levando em conta a banda de 200 Hz apenas.

Figura 66 – Densidades espectrais de potência dos corpos de prova sólidos para a banda de frequências de até 200 Hz



Fonte: Próprio autor

Figura 67 – Densidades espectrais de potência dos corpos de prova vazados para a banda de frequências de até 200 Hz



Fonte: Próprio autor

Com base nos gráficos apresentados, nota-se que as mesmas posições dos picos e os mesmos deslocamentos destes no eixo horizontal, em relação à referência, ocorreram nas PSDs, como foi identificado na análise das FRFs obtidas anteriormente. Houve, inclusive, a repetição da grande discrepância na posição entre os picos dos corpos de prova RT01V e RT02V em relação ao L01. Tais fatos levaram a crer que todas as variações entre as vigas, relacionadas às frequências naturais e modos de vibrar estão associadas apenas à parcela estrutural do problema aeroelástico, não havendo correlação aparente com o carregamento aerodinâmico, o qual influenciou apenas nas magnitudes e potências relacionadas a cada modo de vibrar. Vale ressaltar, no entanto, que o carregamento aerodinâmico poderia sim influenciar nas frequências naturais e modos de vibrar, dada a variação na velocidade do vento, caso o fenômeno aeroelástico de *flutter* estivesse se manifestando, o que não ocorreu.

Como foi possível observar em todos os resultados apresentados nesta subseção, o corpo de prova L01 apresentou maior valor RMS associado à sua resposta vibratória (ou maior potência média), bem como maiores amplitudes de vibração (envelope RMS). Tal comportamento ocorreu devido ao fato de que a superfície lisa forma menos pontos de turbulência localizados, o que aumenta o coeficiente de arrasto e sustentação com o aumento da velocidade, comparado com as superfícies com entalhes, pois a camada limite sobre a superfície lisa tende a ficar laminar até atingir números de Reynolds elevados (altas velocidades de escoamento). Este comportamento se assemelha ao que foi exposto por Fox, McDonald e Pritchard (2006) sobre a interação entre superfícies esféricas e escoamentos aerodinâmicos externos, como foi descrito no capítulo de introdução deste trabalho. Estes autores apresentaram uma correlação entre os coeficientes de arrasto para superfícies esféricas quando submetidas a escoamentos laminares e turbulentos e mostraram que uma bola de golfe, cuja superfície apresenta entalhes superficiais na forma de furos, possui uma transição de camada limite laminar para turbulenta em velocidades mais baixas (o que reduz o coeficiente de arrasto após a transição), quando comparada a uma bola lisa, cuja camada limite só se altera em altas velocidades (número de Reynolds elevado).

Há casos, no entanto, como o de fuselagens de aviões, as quais são projetadas para serem lisas (com cabeças de rebites embutidas nas chapas) para a reduzirem o arrasto aerodinâmico. Esta pode ser considerada uma aplicação em que o coeficiente de arrasto seria aumentado, caso as cabeças dos rebites estivessem expostas e pontos de turbulência locais se formassem, atuando analogamente aos entalhes superficiais (alto coeficiente de arrasto em camadas limite turbulentas). Porém, esta situação parece não se aplicar ao problema estudado neste trabalho, o qual se assemelhou mais à bola de golfe, como discutido. Isto se deve, porque as vigas, que em

posição estática seriam altamente aerodinâmicas (e a viga lisa teria o menor arrasto possível), mudam de posição a todo o tempo, devido às vibrações. Assim, o ângulo de ataque e as condições instantâneas de escoamento se alteram a todo instante, levando a camadas limite de comportamento complexo, o que não ocorre tão intensamente nas fuselagens de aviões, as quais se mantêm mais ou menos estáticas em relação ao escoamento, em situações normais.

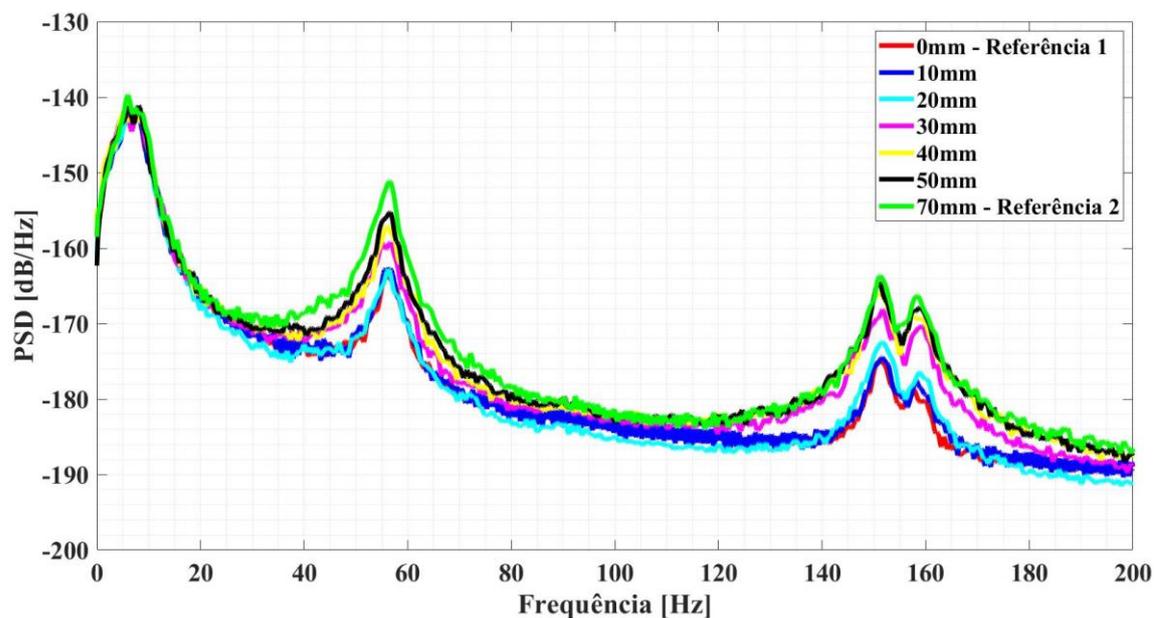
Com os resultados a respeito do experimento de exposição dos diferentes tipos de entalhes à ação do vento apresentados e discutidos, parte-se para a análise dos resultados do experimento de exposição gradual de uma superfície com entalhes. Para isso, foi escolhido o corpo de prova F01S para a realização de tal experimento. Este corpo de prova foi escolhido, porque apresentou maior valor RMS na banda completa e no primeiro modo, de forma que pudesse ser modelado como planta do sistema de controle, o que não ocorreu com o RL03V e o F02V, cujas potências estavam em parte concentradas em modos de alta frequência. Ademais, este corpo de prova apresentou um padrão de entalhes superficiais que pudesse interagir com o anteparo que oculta parte da superfície, já que possui a capacidade de formar camadas limite turbulentas com maior facilidade, ao contrário da viga lisa.

4.2.2 Análise da resposta vibratória decorrente da exposição gradual da superfície com entalhes da viga selecionada

Neste novo experimento, o corpo de prova F01S foi então submetido às mesmas condições de escoamento do experimento anterior e sua superfície foi sendo ocultada gradualmente por um anteparo, como descrito na metodologia. A posição inicial do anteparo foi de 0 mm (superfície totalmente exposta) e foi sendo aumentada em passos de 10 mm, até chegar em 50 mm. Desta posição em diante, aumentou-se o passo para 20 mm, até chegar em 170 mm. Para cada posição do anteparo, quem se mantiveram fixas durante o escoamento linear variável de 30 s, foram feitas três repetições do ensaio, obtendo-se três sinais de tensão elétrica normalizada, gerado pelos *buzzers*.

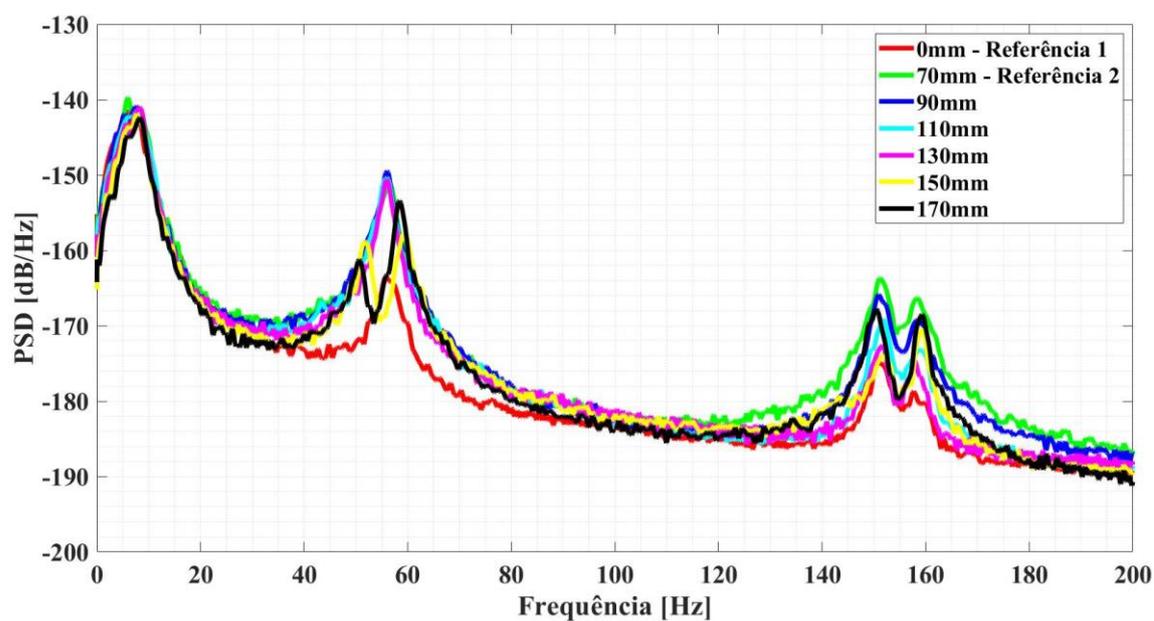
Os sinais no domínio do tempo e seus respectivos envelopes RMS não apresentaram grandes diferenças observáveis entre si, portanto, não se mostraram relevantes para esta análise e não serão apresentados. Logo, partiu-se diretamente para a análise dos espectros de frequência destes sinais. Para isso, o mesmo procedimento para a obtenção das PSDs foi aplicado, ou seja, calculou-se as PSDs para cada repetição e a média entre as repetições foram calculadas, resultando em uma PSD média para cada posição do anteparo. A Figura 68 e a Figura 69 apresentam as densidades espectrais de frequência para cada posição do anteparo analisada.

Figura 68 – Densidades espectrais de potência para o corpo de prova F01S com a posição do anteparo variando de 0 a 70 mm



Fonte: Próprio autor

Figura 69 – Densidades espectrais de potência para o corpo de prova F01S com a posição do anteparo variando de 70 a 170 mm



Fonte: Próprio autor

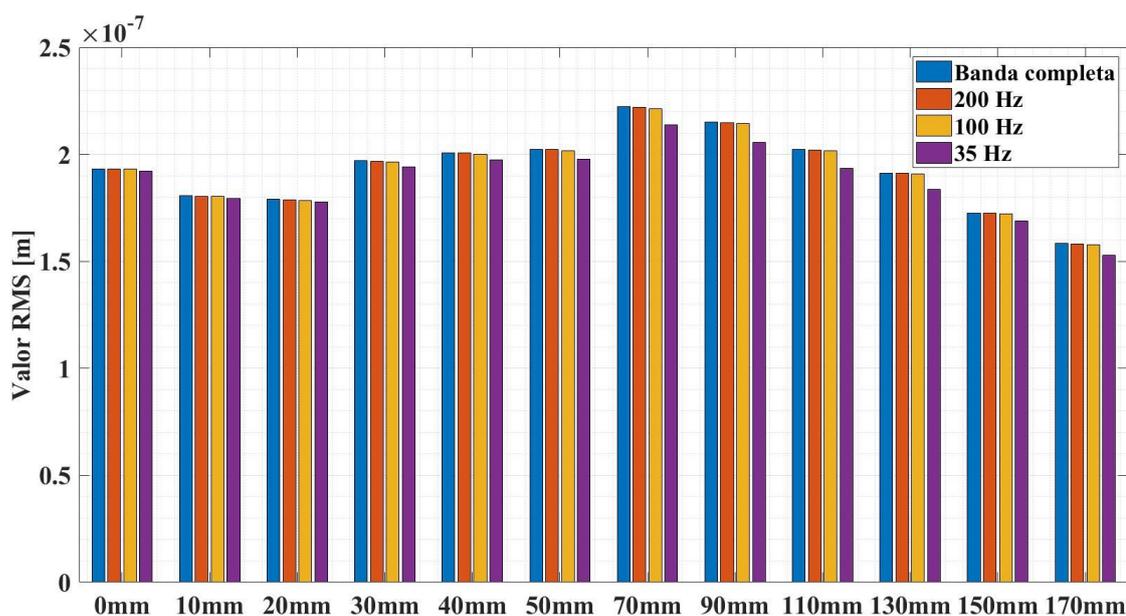
As PSDs calculadas apresentaram um comportamento de aumento na magnitude dos picos relacionados aos três primeiros modos de vibrar da viga para posições do anteparo variando, de forma crescente, de 0 a 70 mm. Da posição de 70 mm em diante, o comportamento

foi inverso: a magnitude dos picos começou a diminuir progressivamente. É possível, como consequência do que foi observado, atribuir este efeito de aumento e diminuição da magnitude dos picos à variação da excitação aerodinâmica na viga, em particular, com a parcela da superfície com entalhes exposta. Desta forma, o anteparo mostrou a capacidade de induzir escoamentos distintos que, em interação com uma superfície capaz de gerar turbulências localizadas (como discutido na subseção anterior e na metodologia), são capazes de alterar a resposta vibratória da viga.

O aumento dos picos relacionados aos modos de vibrar da viga, dada a atuação do anteparo, em muito se assemelham ao efeito causado pela variação do fator de amortecimento em sistemas que apresentam picos de ressonância em suas funções resposta em frequência. Com a diminuição dos fatores de amortecimento, a magnitude dos picos cresce, tendendo ao infinito, quando o fator de amortecimento tende a zero (FELÍCIO, 2010). Assim sendo, foi considerado que a variação de posição do anteparo, provocando modificação na excitação aerodinâmica, atua no sistema como uma variação nos fatores de amortecimento modais (e coeficientes de amortecimento, conseqüentemente). Tal consideração é de extrema importância para a aplicação no sistema de controle proposto, pois a atuação na planta se dá através da variação dos valores RMS referentes à planta pela variação da posição do anteparo.

Uma consequência da variação da magnitude dos picos é a variação da potência média dos sinais de tensão elétrica normalizada (e valores RMS), como mostrado na Figura 70.

Figura 70– Valores RMS associados à potência média para posição do anteparo



Fonte: Próprio autor

Como pode-se observar, houve um aumento, seguido de uma redução, nos valores RMS para cada posição do anteparo analisada, com valor máximo ocorrendo na posição de 70 mm. Desta análise pode-se tirar como conclusão que a resposta vibratória foi amplificada e atenuada em termos de valores RMS (e de amplitudes de vibração no tempo, como consequência), de acordo com a posição do anteparo e, portanto, da pressão aerodinâmica atuante. Tal efeito pode ser considerado como uma variação dos fatores de amortecimento do sistema. Vale lembrar que esta análise foi feita da mesma maneira que a análise realizada no experimento anterior, levando em conta a banda completa, e os limites de 200, 100 e 35 Hz para a integração das PSDs, permitindo concluir que a maior parcela da potência continua contida no primeiro modo, mesmo com a atuação do anteparo.

Nota-se também que, a partir da posição de 70 mm, o decréscimo do valor RMS pode ser considerado aproximadamente linear, já que as posições do anteparo estão igualmente espaçadas em um passo de 20 mm e a queda de valor é aproximadamente constante. Assim sendo, o curso estabelecido para a aplicação do sistema de controle foi de 70 a 170 mm, por apresentar tal comportamento linear, bem como um comportamento apenas decrescente, dado o aumento da posição do anteparo, o que elimina ambiguidades no controle.

Feitas as análises dos espectros de potência e de potência média para cada posição fixa do anteparo, considerando todo o período de tempo de análise, partiu-se para a fragmentação deste período, de modo a se compreender a influência da variação da velocidade do vento, dada uma posição fixa do anteparo. Assim, o período de tempo foi dividido em seis partes e, para cada parte, foi considerada a velocidade média do intervalo, como mostrado pela Tabela 13.

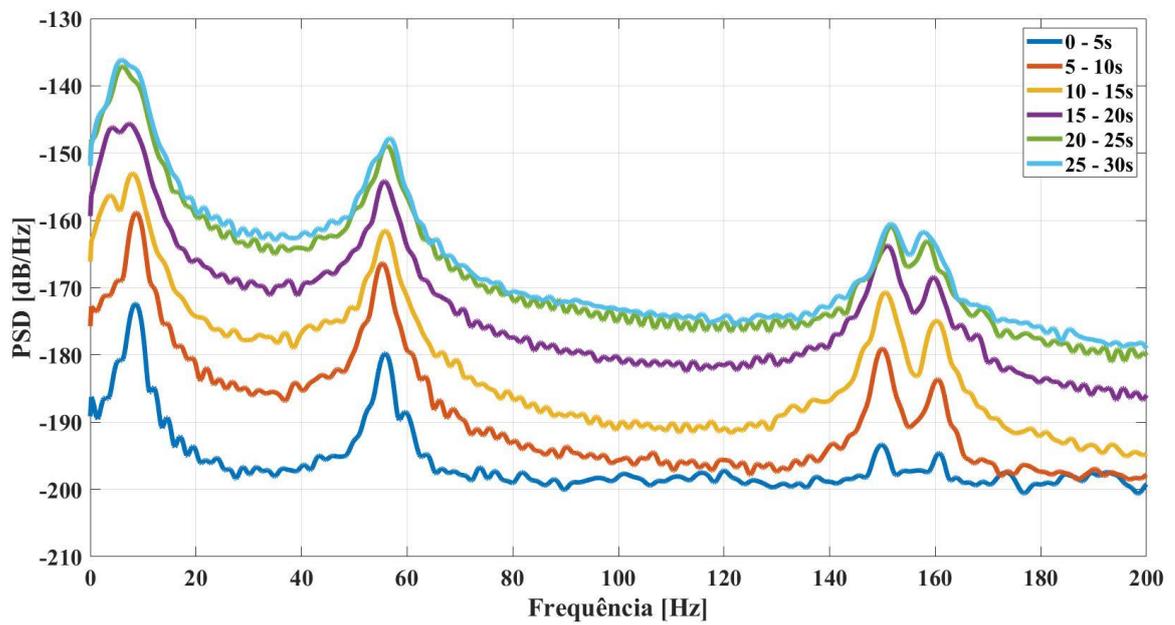
Tabela 13 – Intervalos de tempo e velocidades médias para a análise de variação de velocidade do vento

Intervalo de tempo [s]	Velocidade média [m/s]
0 - 5	4,02
5 - 10	7,45
10 - 15	10,95
15 - 20	14,48
20 - 25	18,00
25 - 30	21,47

Fonte: Próprio autor

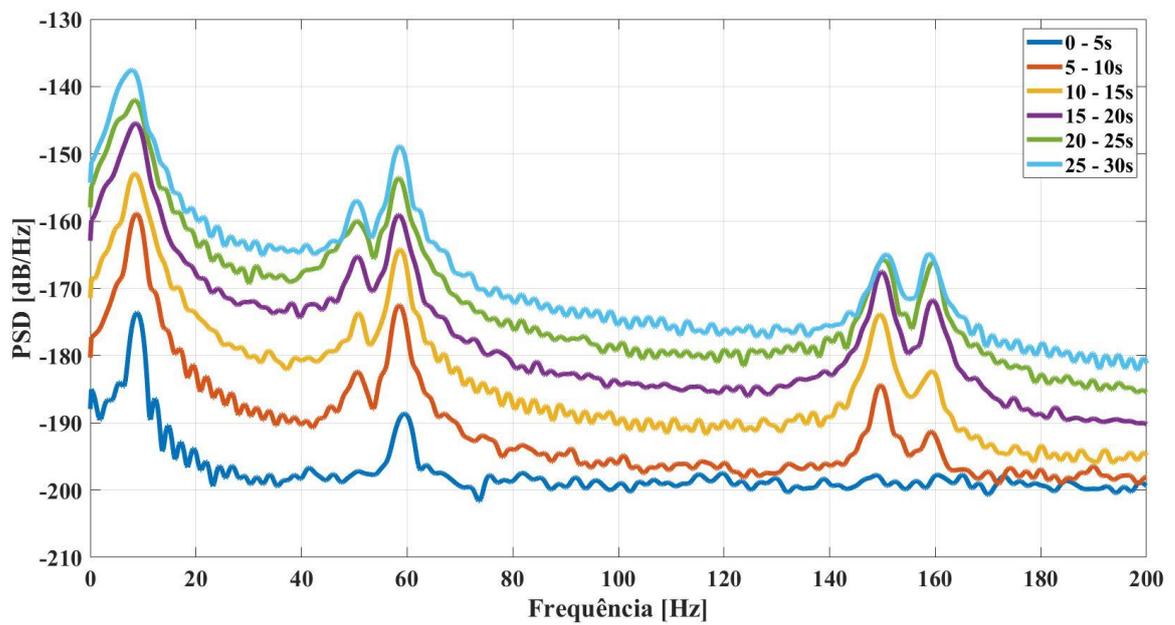
Com isso, foram obtidas as PSDs médias para cada intervalo de tempo proposto, e sua respectiva velocidade média associada, para as posições de 70 e 170 mm, apresentadas Figura 71 e Figura 72. As demais posições não foram analisadas, pois a linearização dos valores RMS para a variação da posição do anteparo no intervalo de 70 a 170 mm já foi considerada.

Figura 71 – Densidades espectrais de potência para os intervalos de tempo propostos na posição de 70 mm do anteparo



Fonte: Próprio autor

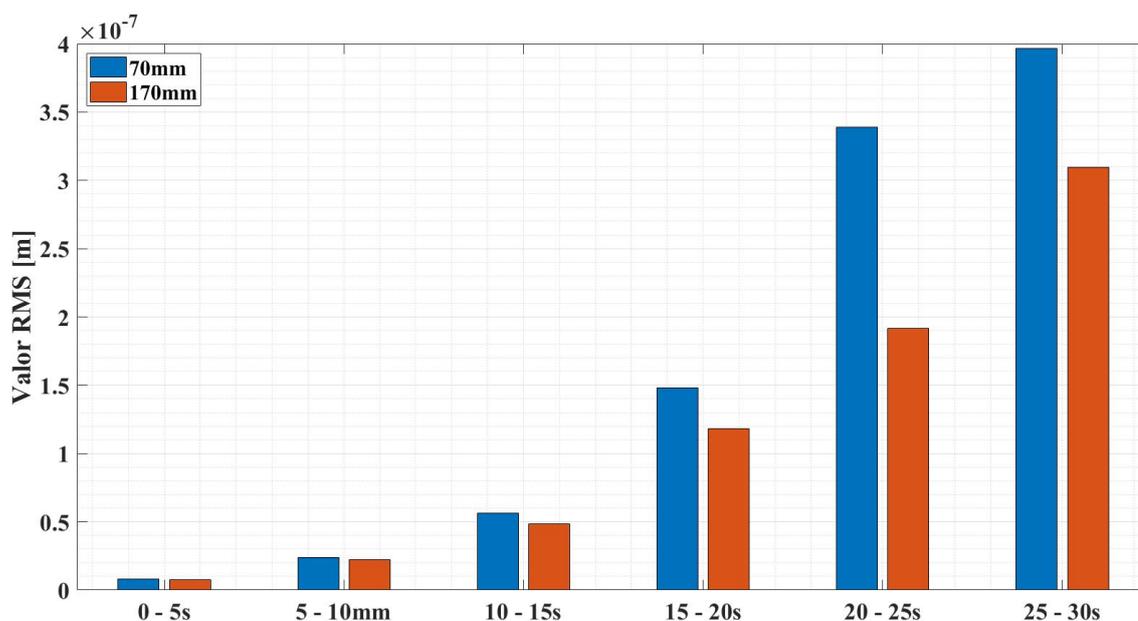
Figura 72 – Densidades espectrais de potência para os intervalos de tempo propostos na posição de 170 mm do anteparo



Fonte: Próprio autor

Pela análise das PSDs, nota-se que a variação da velocidade provocou uma variação nos níveis de potência por unidade de frequência, o que implicou em uma variação nos níveis de potência média (e valor RMS) relacionados aos sinais estudados, como mostrado na Figura 73.

Figura 73 – Valores RMS para os intervalos de tempo propostos



Fonte: Próprio autor

Os valores RMS indicam, portanto, que, pelo lado da variação da velocidade do vento, a potência média dos sinais foram aumentadas, conforme a velocidade de escoamento aumentou. Tal conclusão faz sentido, pois espera-se que a magnitude da excitação do sistema (pressão aerodinâmica) aumente com o aumento da velocidade. Pelo lado da variação da posição do anteparo, os valores RMS também foram alterados e estão correlacionados aos fatores de amortecimento do sistema, possuindo aproximadamente um comportamento linear decrescente para as posições no intervalo de 70 a 170 mm. Assim sendo, pode-se afirmar que o valor RMS, parâmetro o qual é uma medida dos níveis de vibração da viga analisada, é dependente simultaneamente da velocidade do vento e da posição do anteparo, o que é de particular importância para a modelagem da planta do sistema de controle.

Concluídas as análises referentes ao experimento de exposição gradual da superfície com entalhes, parte-se para o projeto do sistema de controle cujos níveis de vibração da viga são controlados pela atuação do anteparo.

4.3 CONTROLE DA EXPOSIÇÃO DOS ENTALHES SUPERFICIAIS DE UMA VIGA CANTILEVER AO VENTO

O sistema de controle proposto tem como objetivo a manutenção de um nível desejado de vibrações para a viga F01S, através da atuação do anteparo em termos de posicionamento em relação a superfície da viga, encobrindo-a ou expondo-a, de modo a alterar os valores RMS associados à vibração. O capítulo de metodologia expôs o motivo da aplicação do sistema de controle a este problema aeroelástico, que no caso é uma aplicação dos conceitos até então verificados experimentalmente, e explicou sua relevância.

Esta seção do capítulo de resultados tem, pois, o propósito de apresentar as análises e execução do projeto do sistema de controle, o qual foi desenvolvido apenas em simulações computacionais, porém comparado aos resultados experimentais anteriores, bem como discutir o que foi alcançado e as limitações inerentes a este sistema proposto.

4.3.1 Modelagem da planta do sistema de controle proposto

A obtenção do modelo da planta, como descrito na metodologia, se iniciou através das considerações lá descritas, as quais foram diretrizes do processo de modelagem e tiveram o propósito de fornecer simplificações adequadas para que a dinâmica da planta fosse capturada com a precisão necessária para o projeto do sistema de controle. Assim sendo, a modelagem partiu da ideia de que as coordenadas generalizadas (funções seno equivalentes, em termos de valores RMS) referentes aos três primeiros modos de vibrar são capazes de representar bem a resposta dinâmica do sistema, desde que suas amplitudes e frequências naturais sejam bem definidas, lembrando que as fases foram desconsideradas por hipótese.

As frequências naturais estão determinadas desde a etapa de análise estrutural, já que as massas e rigidezes modais lá foram calculadas, como apresentado na Tabela 11. Assim, através da Equação 29, tais frequências foram determinadas, como mostrado na Tabela 14.

Tabela 14 – Frequências naturais para o modelo da planta

Modo de vibrar	Frequência	
	[Hz]	[rad/s]
1°	8,94	56,2
2°	55,7	350
3°	156	977

Fonte: Próprio autor

A amplitude referente ao primeiro modo, a qual assume valores variáveis, foi determinada a partir da obtenção da função X_{RMS} (Equação 49), a qual depende tanto da velocidade do vento, quanto da posição do anteparo. Como visto na seção de resultados para o experimento de exposição da textura, calculou-se seis valores RMS para cada posição do anteparo (70 e 170 mm), dado o comportamento linear entre elas, como foi discutido anteriormente. Cada valor calculado refere-se, portanto, às seis velocidades médias relacionadas aos intervalos de tempo pré-determinados para as posições. Para a velocidade de escoamento igual a zero, foi considerado que o valor RMS deve ser também igual a zero, independentemente da posição do anteparo, já que sem a ação do vento, não há vibração. Deste modo, foi obtida uma matriz com os dados referentes a estas análises, como mostrado na Tabela 15.

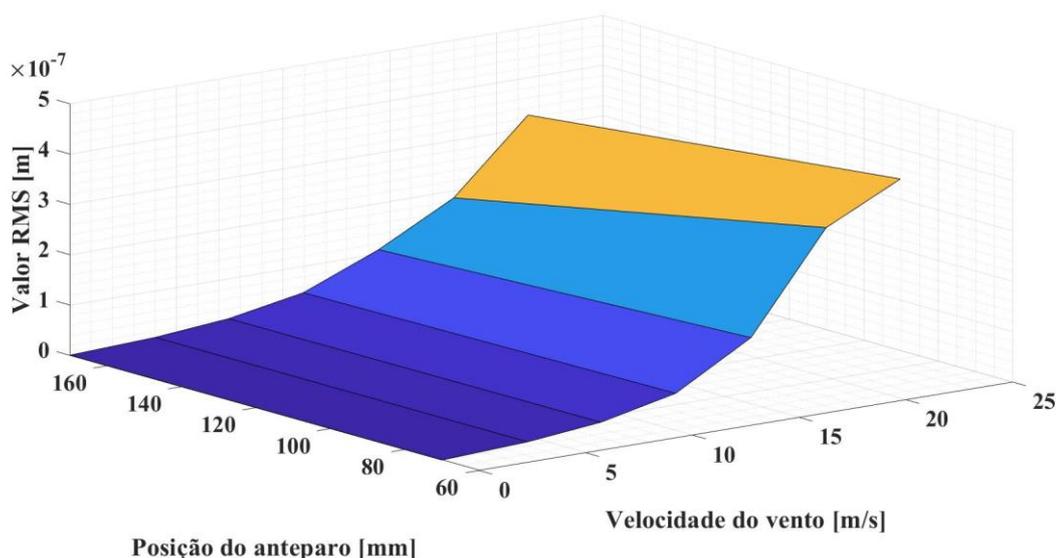
Tabela 15 – Valores RMS experimentais em função da velocidade do vento (V) e da posição do anteparo (p)

Velocidade [m/s]	RMS [m]	
	70 mm	170 mm
0	0	0
4,02	$8,02 \times 10^{-9}$	$7,36 \times 10^{-9}$
7,45	$2,29 \times 10^{-8}$	$2,04 \times 10^{-8}$
10,95	$5,56 \times 10^{-8}$	$4,73 \times 10^{-8}$
14,48	$1,42 \times 10^{-7}$	$1,08 \times 10^{-7}$
18,00	$3,35 \times 10^{-7}$	$1,86 \times 10^{-7}$
21,47	$4,08 \times 10^{-7}$	$3,26 \times 10^{-7}$

Fonte: Próprio autor

Em posse dos dados referentes aos valores RMS em função da velocidade do vento e da posição do anteparo, foi realizada uma interpolação linear bidimensional entre eles, gerando a função X_{RMS} necessária à determinação da amplitude da coordenada generalizada que diz respeito ao primeiro modo de vibrar. A interpolação, logo, foi realizada através do bloco de interpolação bidimensional (*lookup table 2D*) no Simulink®, de modo que este permitiu a escolha do método de interpolação desejado, que foi linear, e o método de extrapolação desejado, também linear. Como dito na metodologia, existe um comportamento linear para a variação do anteparo, porém, este comportamento não ocorre para a variação da velocidade do vento. Assim sendo, foi feita a hipótese simplificadora de que os pontos vizinhos de velocidade podem ser interpolados linearmente, mas não se pode assumir um comportamento linear global para tal variável, já que os experimentos apontaram um comportamento altamente não linear para esta relação. O resultado da interpolação realizada é a superfície apresentado na Figura 74.

Figura 74 – Superfície gerada pela interpolação linear bidimensional entre as variáveis posição do anteparo e velocidade do vento



Fonte: Próprio autor

Vale ressaltar que a utilização de um método de extrapolação foi necessária para englobar o ponto de velocidade máxima (23,2 m/s), que não estava contido nos dados experimentais fornecidos, bem como englobar possíveis valores de posição do anteparo que não estão contidos no intervalo estipulado, já antecipando sobressinais no sistema de controle, desde que pequenos. Outro ponto que vale ser mencionado é que o bloco de interpolação utilizado no Simulink[®] tem dupla função: a de realizar a interpolação, como já explicado, e a de selecionar um valor RMS instantâneo adequado, dadas as entradas de velocidade e posição, as quais estarão mudando constantemente durante a atuação do sistema de controle.

Com a determinação da função X_{RMS} foi possível calcular o ganho K_I para conversão do valor RMS instantâneo em amplitude do Modo 1. Para isso, foi feita uma comparação direta entre um valor RMS experimental e um valor RMS gerado pela função seno equivalente, já que são iguais, dadas as mesmas entradas (V e p). As demais amplitudes (constantes) foram determinadas de forma semelhante para seus respectivos modos, ou seja, o valor RMS gerado pelas coordenadas generalizadas foram comparados com os valores experimentais, obtidos via integração da PSD experimental no pico referente ao modo em questão. O ruído branco foi inserido no modelo da planta com a finalidade de se corrigir a potência advinda dos modos de alta frequência (acima de 200 Hz), ou seja, elevar a potência para compensar a diferença entre a potência total e a potência contida nos três primeiros modos. Os valores dos parâmetros, então calculados, estão apresentados na Tabela 16.

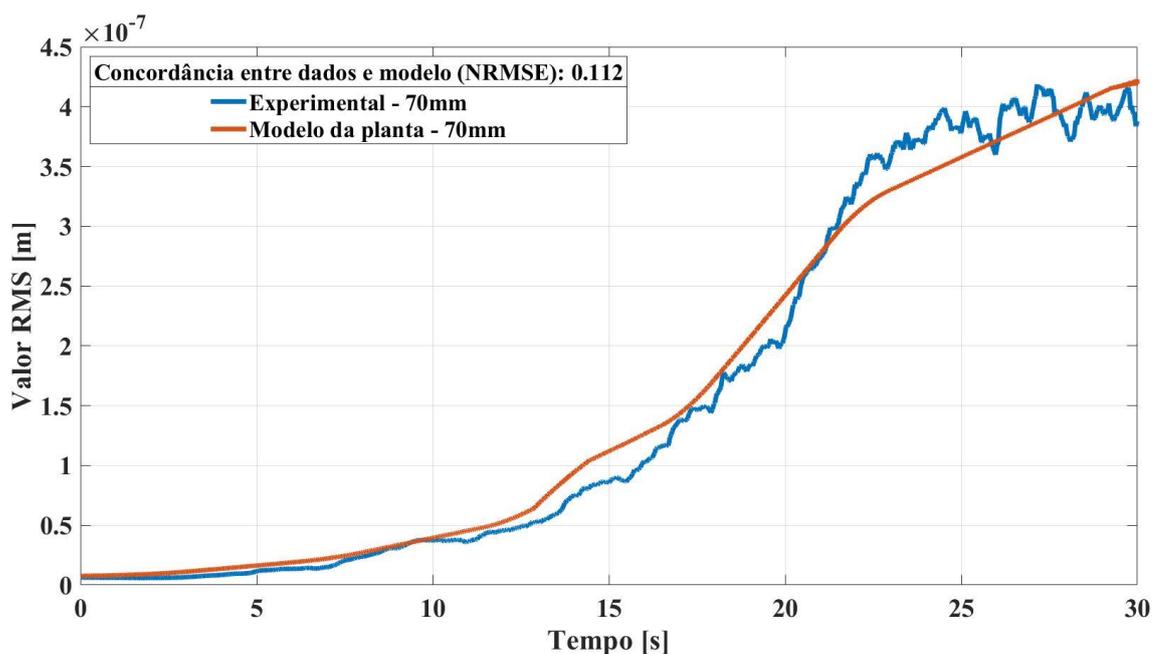
Tabela 16 – Parâmetros calculados para o modelo da planta

Ganho para conversão do valor RMS em amplitude do Modo 1 (K1)	420
Amplitude constante do Modo 2 (A2) [m]	$3,33 \times 10^{-6}$
Amplitude constante do Modo 3 (A3) [m]	$6,46 \times 10^{-7}$
Potência do sinal de ruído branco [dB]	-203

Fonte: Próprio autor

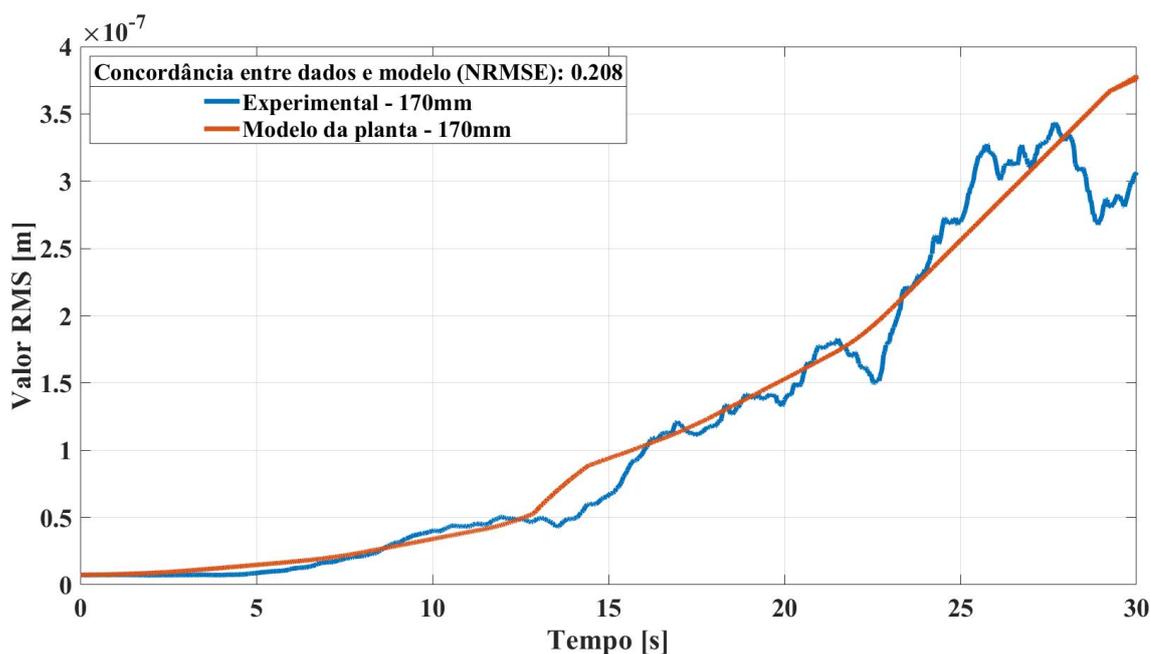
O modelo da planta, cujos parâmetros foram todos determinados, pôde então ser validado em relação aos resultados experimentais. Como a proposta para controle se deu em termos de níveis de vibração, os quais foram quantificados pelos valores RMS calculados e se manifestam no domínio do tempo, foi escolhida a forma de envelope RMS para que a comparação entre modelo e experimento fosse realizada. Para tanto, o envelope RMS médio (já descrito em outros momentos neste trabalho) foi calculado para os sinais no domínio do tempo para o corpo de prova F01S nas posições de 70 e 170 mm do anteparo, gerando, assim, dois envelopes médios experimentais. Para o modelo, os envelopes referentes às mesmas posições do anteparo foram calculados através do bloco “*Moving RMS*” no Simulink®, posicionado na saída da planta. Vale ressaltar que a mesma janela, de 10000 pontos, foi aplicada para o modelo e para os dados experimentais. A comparação entre os envelopes experimentais e do modelo estão apresentadas na Figura 75 e Figura 76.

Figura 75 – Comparação entre os envelopes RMS para a posição de 70 mm do anteparo



Fonte: Próprio autor

Figura 76 – Comparação entre os envelopes RMS para a posição de 170 mm do anteparo



Fonte: Próprio autor

Para o cálculo dos envelopes RMS do modelo da planta, foi considerada a mesma variação linear de velocidade do vento executada nos experimentos, iniciando em 2,35 m/s e terminando em 23,2 m/s, após o período de 30 s. Pode-se notar na comparação entre os envelopes RMS apresentados uma alta concordância entre experimento e modelo, o que torna possível a aplicação desta planta à malha de controle. A concordância foi quantificada através da média da raiz quadrada dos erros quadráticos normalizada (NRMSE), assim como foi feito para os modelos das vigas com acelerômetro. Como considerado anteriormente, um valor de NRMSE acima de 2 foi considerado inadequado e, quanto mais próximo de zero, maior a concordância.

As variações observadas entre os formatos dos envelopes se deve à presença de modos de alta frequência no sinal experimental, os quais são frequências naturais bem definidas, o que se desvia da hipótese de ruído branco (potência constante para toda a banda de frequências). Porém, devido à alta concordância obtida, tal diferença pôde ser ignorada. Vale ressaltar que o segundo e o terceiro modos de vibrar só se manifestam no modelo quando o valor de 12 m/s de velocidade do vento é atingido. Esta consideração foi feita pelo fato de que a potência destes modos é extremamente baixa, como visto nas PSDs obtidas pela variação da velocidade do vento. Assim, foram aplicadas chaves comutadoras no diagrama de blocos no Simulink[®], de

modo que as amplitudes fossem mantidas no valor zero até que a velocidade necessária fosse atingida, passando para os valores de amplitude calculados.

O método numérico de Runge-Kutta foi utilizado para a simulação do envelope RMS da planta, que utilizou intervalos de tempo fixos, resultando na taxa de amostragem de 6410,3 Hz, o mesmo valor amostragem utilizado nos experimentos de excitação aerodinâmica.

Com o modelo da planta definido, parte-se para a próxima etapa do projeto do sistema de controle proposto: a modelagem do atuador e o controle de sua malha fechada, sendo esta uma malha interna à malha de controle da planta.

4.3.2 Modelagem do atuador e controle de sua malha fechada

O atuador proposto para o sistema de controle foi um conjunto constituído por um motor elétrico de corrente contínua, com controle pela corrente de campo, e um mecanismo de translação acoplado ao anteparo, como descrito na metodologia.

Os parâmetros necessários ao modelo do motor elétrico (função de transferência) são referentes a um motor utilizado num sistema de leitura de disco, proposto por Dorf (2001) e estão apresentados na Tabela 17. Julgou-se adequada a escolha deste motor para o sistema de atuação proposto, pois o carregamento imposto pela inércia do anteparo e do mecanismo de translação seria extremamente baixo em um sistema real. Para fins de simulação computacional, porém, a utilização deste motor tem a função de suprir os valores numéricos dos parâmetros necessários ao modelo do atuador.

Tabela 17 – Parâmetros do motor elétrico do sistema de atuação

Parâmetros do motor	Valor
Ganho do motor (K_m)	5 (N•m)/A
Momento de inércia total (J)	1 (N•m)s ² /rad
Coefficiente de amortecimento (c_m)	20 (N•m)s/rad
Resistência de campo (R_f)	1 Ω
Indutância de campo (L_f)	1 mH
Constante de tempo de carregamento mecânico (τ_L)	0,05 s
Constante de tempo de campo (τ_f)	0,001 s

Fonte: Dorf (2001) [modificada]

Nota-se, na tabela, que a constante de tempo de campo é inferior à de carregamento mecânico numa ordem de 50 vezes. Tal fato implica que a parcela referente ao campo (circuito

elétrico do motor) responde muito mais rápido a uma entrada, em comparação com a parcela mecânica. Assim, a parcela mecânica predomina na resposta do atuador e, deste modo, a parcela de campo pode ser desprezada, fazendo com que a função de transferência, dada pela Equação 51, se torne de segunda ordem, com um polo em zero e outro em -20 no semiplano complexo, como mostrado na Equação 61.

$$\frac{\theta_m(s)}{V_f(s)} = \frac{5}{s(s + 20)} \quad (61)$$

Para o mecanismo de translação, foi considerado que o anteparo tenha deslocamento total de 0 a 240 mm e realize o seu deslocamento útil de 100 mm (70 a 170 mm) para 5 voltas do motor, partindo da posição inicial de 70 mm. Assim, a Equação 50, com o ganho Ka e a posição inicial p_0 substituídos, fica:

$$p = \frac{10}{\pi} \theta_m + 70 \quad (62)$$

Com o motor e o mecanismo de translação definidos, partiu-se para a obtenção dos ganhos relacionados ao controlador PID. Para isso, o passo inicial foi estabelecer as especificações de desempenho desejadas para a resposta do sistema de controle do conjunto de atuação, as quais foram apresentadas na Tabela 18, dada uma entrada degrau de posição desejada fazendo o anteparo percorrer seu curso total.

Tabela 18 – Especificações de desempenho esperadas para a malha de controle interna

Especificações de desempenho esperadas	
Tempo de subida (10 a 90% do valor de referência)	0,5 s
Tempo de acomodação (2% do valor de referência)	1,5 s
Erro estacionário	0
Esforço máximo do controlador	30 V
Sobressinal máximo	30%

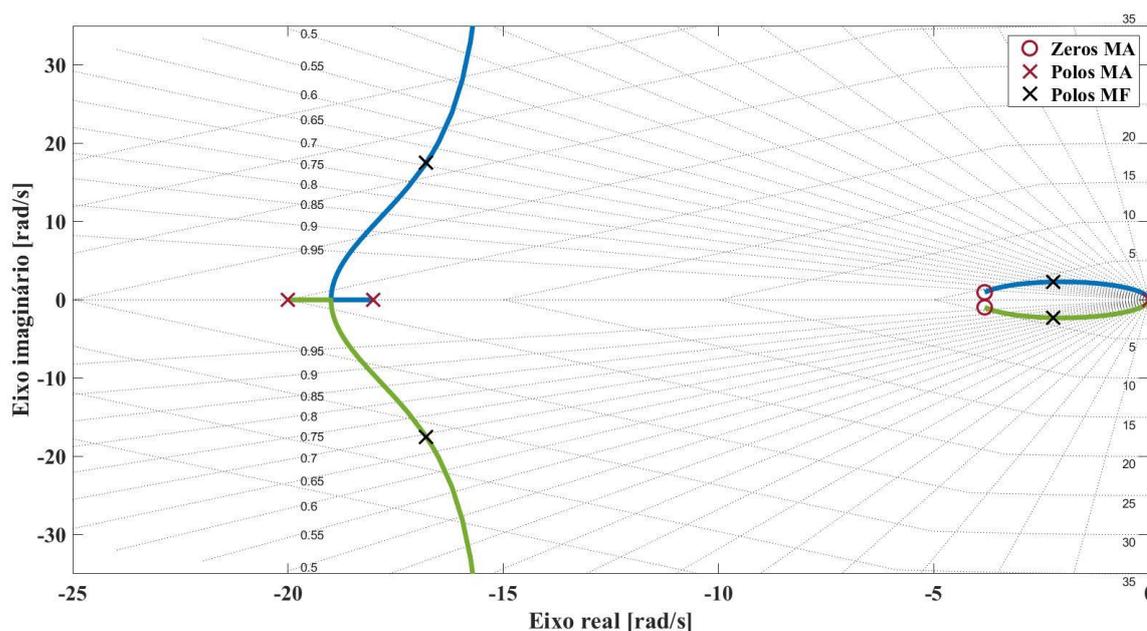
Fonte: Próprio autor

Tais especificações de desempenho esperadas foram consideradas na ordem decrescente de importância, como apresentado. Desta forma, o tempo de subida e o tempo de acomodação foram as especificações mais importantes, pois espera-se que o atuador desempenhe o seu papel

no sistema de controle completo da maneira mais rápida possível, de modo que a atuação do anteparo não seja mais lenta que a variação da velocidade do vento. O erro estacionário foi outra especificação de grande relevância, porque o sistema depende do posicionamento preciso do anteparo para que o valor de amplitude de vibração adequado seja fornecido à planta. As especificações de esforço do controlador e sobressinal foram incluídas para que o sistema se aproxime de uma situação real, já que haveria limitação na energia fornecida pelo controlador e possíveis desvios de posição do anteparo (dentro de um limite de posição e de tempo), durante a atuação em uma situação real.

Para o ajuste dos ganhos do controlador PID, utilizou-se o aplicativo de projeto de sistemas de controle do MatLab[®] (*Control System Designer App*) em conjunto com as especificações de desempenho esperadas. No aplicativo, o diagrama de lugar das raízes, em conjunto com a resposta ao degrau (posição desejada) foram aplicados para se desempenhar tal tarefa. No caso do controlador PID proposto, o ajuste dos ganhos afeta o lugar das raízes de forma que se pode manipular a posição dos dois zeros de malha aberta (MA) referentes à função de transferência do controlador (complexos conjugados), alterando o posicionamento das linhas do diagrama para o local desejado, além de possibilitar a seleção da posição dos polos de malha fechada (MF) sobre essas linhas, como mostrado na Figura 77.

Figura 77 – Diagrama de lugar das raízes referente à malha do atuador



Fonte: Próprio autor

O diagrama apresenta, por conseguinte, a posição final do lugar das raízes, dados os ajustes de posicionamento dos zeros de MA e dos polos de MF, para se atender às especificações de desempenho esperadas. O polo referente ao filtro passa baixas de primeira ordem do ramo derivativo também pôde ser ajustado, já que este depende da frequência de corte desejada. Os valores dos ganhos do controlador e da frequência de corte do filtro, apresentados na Tabela 19, são consequência deste posicionamento dos zeros de MA e polos de MF no aplicativo de projeto de sistemas de controle, sendo calculados automaticamente de acordo com a resposta ao degrau desejada.

Tabela 19 – Parâmetros determinados para controlador PID da malha interna

Ganho proporcional (K_P)	8,82
Ganho integral (K_I)	20,17
Ganho derivativo (K_D)	0,81
Frequência de corte (N)	18,02 rad/s

Fonte: Próprio autor

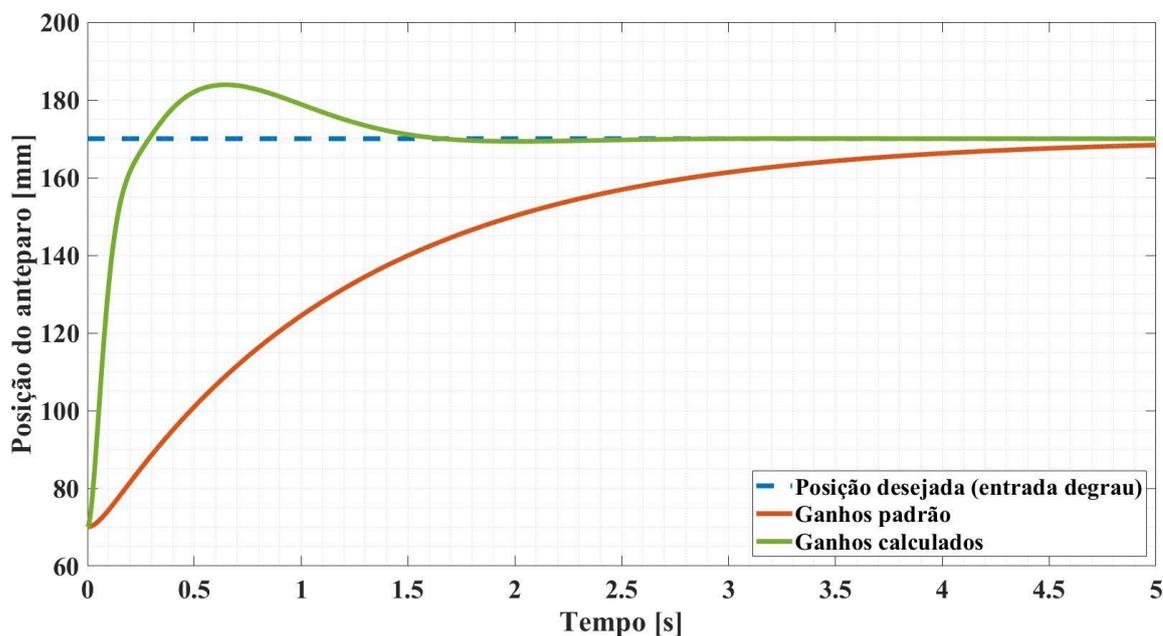
A resposta ao degrau de posição desejada foi, portanto, determinada no Simulink® para a malha fechada do atuador de duas maneiras distintas: a primeira não levou em conta o ajuste dos ganhos do controlador, possuindo apenas o valor unitário de K_P e os demais parâmetros iguais a zero (ganhos padrão); já a segunda, por sua vez, contou com os ganhos obtidos através do posicionamento do lugar das raízes (ganhos calculados). Assim sendo, foram obtidas as especificações de desempenho para cada caso, apresentadas na Tabela 20, bem como as respostas ao degrau de posição desejada, mostradas na Figura 78, lembrando que a amplitude do degrau foi de 100 mm, o que configura a condição mais extrema de operação do atuador, pois faz com que o anteparo percorra todo o seu curso útil.

Tabela 20 – Especificações de desempenho obtidas para a malha de controle interna

Especificações de desempenho	Ganhos padrão	Ganhos calculados
Tempo de subida (10 a 90%)	2,65	0,16 s
Tempo de acomodação (2%)	4,77	1,41 s
Erro estacionário	0	0
Esforço máximo do controlador	1,00 V	23,45 V
Sobressinal	0	13,9%

Fonte: Próprio autor

Figura 78– Resposta do atuador em malha fechada ao degrau de posição desejada do anteparo



Fonte: Próprio autor

Pela análise da tabela e do gráfico apresentados, nota-se que o procedimento de cálculo dos ganhos, visando as especificações de desempenho desejadas, proporcionou uma redução, para os dois casos comparados, de 94% e 70% nos tempos de subida e de acomodação, respectivamente. Os erros estacionários, por sua vez, se mantiveram em zero, já que a função de transferência do sistema de atuação completo é, segundo Ogata (2010), do tipo 1 para o primeiro caso e do tipo 2 para o segundo (um ou dois integradores multiplicando a função de transferência em malha fechada, respectivamente), o que implica em erro estacionário nulo para entradas degrau. Para o caso dos ganhos calculados, o esforço do controlador, sinal de tensão elétrica medido na saída deste componente, teve seu pico em um valor aproximadamente 24 vezes maior que o primeiro caso, porém, este pico se manteve abaixo do limite estipulado de 30 V, evitando alteração na resposta do atuador pela presença da saturação de tensão elétrica (efeito não-linear). Por fim, houve sobressinal para o segundo caso, gerando variações de aproximadamente 14 mm para além das posições limite de 170 e 70 mm (sendo esta última apenas uma inversão de sentido no movimento do anteparo) o que foi considerado permitido, já que o anteparo ocupa essas posições por tempos muito curtos.

Feitas as considerações acerca das respostas obtidas para os dois casos, a modelagem do atuador e o controle de sua malha fechada foi concluído, de modo que a malha interna e seus

ganhos calculados serão implementados na malha externa, a qual tem o objetivo de controle dos níveis de vibração em torno de uma referência.

4.3.3 Projeto do sistema de controle completo

Em posse dos resultados para o modelo da planta e da resposta da malha interna do atuador, com os ganhos de seu controlador calculados, partiu-se para a determinação dos ganhos referentes ao controlador da malha externa, para controle nos níveis de vibração em termos do envelope RMS da planta, de acordo com o que foi exposto na metodologia.

A malha completa (externa e interna) foi definida como a junção direta da planta e da malha do sistema de atuação, com o acréscimo do controlador da malha externa. Para que os sinais na malha ficassem coerentes, um ganho (K_e), cujo valor é de -10^7 , foi incluído, de modo a converter os valores do sinal de erro RMS em um sinal de erro de posição do anteparo, já que a saída do controlador externo é um sinal de correção da posição do anteparo. Tal ganho possui um valor negativo, pois um acréscimo na posição do anteparo significa uma diminuição no valor RMS da planta. Vale ressaltar que este valor foi obtido ao se considerar velocidades do vento acima de 14 m/s. Ademais, uma posição de referência inicial (p_r) para o anteparo, com valor de 120 mm, precisou ser incluída para que o sistema não partisse da posição zero, não incluída na faixa de operação útil do sistema.

Para a obtenção dos ganhos do controlador da malha externa, utilizou-se o método de Ziegler-Nichols. Assim, o ganho proporcional foi aumentado até atingir o valor crítico que impõe ao sistema oscilações harmônicas. O período crítico foi determinado e os valores dos parâmetros do controlador foram calculados de acordo com as Equações 55 a 57, apresentados na Tabela 21.

Tabela 21 – Parâmetros críticos e parâmetros calculados pelo método de Ziegler-Nichols

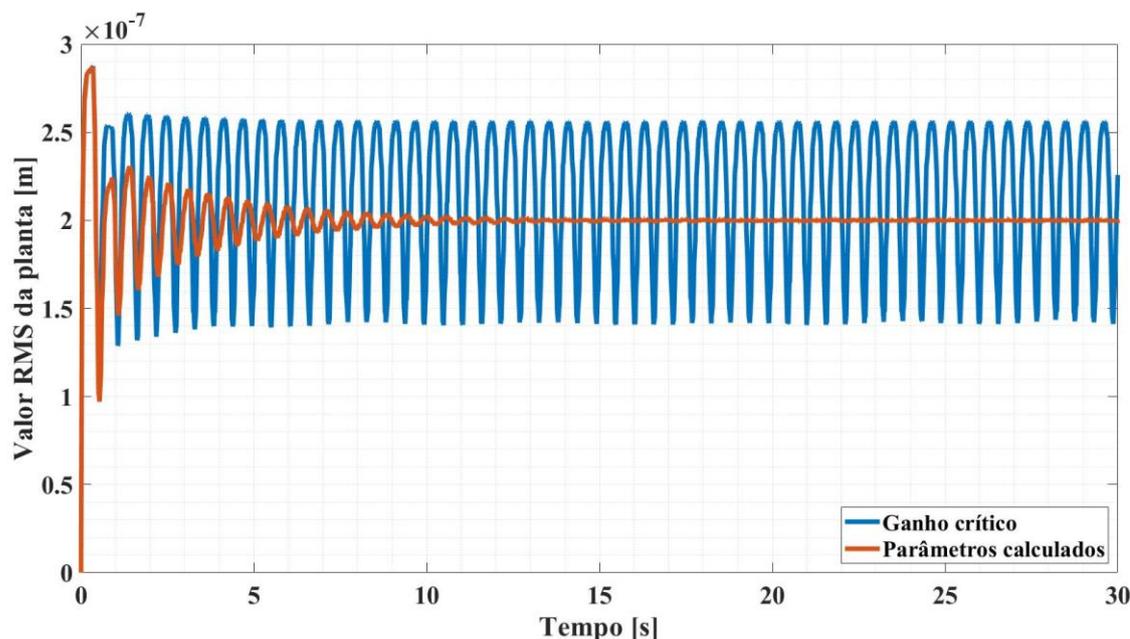
Parâmetros	Valores
K_{cr}	300
T_{cr}	0,552 s
K_P	180
T_I	0,276 s
T_D	0,069 s

Fonte: Próprio autor

Para o cálculo destes parâmetros, foram utilizadas entradas degrau de velocidade, em 18 m/s, e de valor RMS, em 2×10^{-7} m. Ambas as entradas foram iniciadas no instante zero e o

tempo de simulação foi de 30 s. As respostas, obtidas pelo método numérico de Runge-Kutta, implementado no Simulink[®], estão apresentadas na Figura 79.

Figura 79 – Resposta da planta para o ganho crítico K_{cr} e para os ganhos calculados pelo método de Ziegler-Nichols



Fonte: Próprio autor

Com os parâmetros iniciais do controlador da malha externa determinados, definiu-se as especificações de desempenho esperadas para a malha de controle completa, as quais estão apresentadas na Tabela 22.

Tabela 22 – Especificações de desempenho esperadas para a malha de controle externa

Especificações de desempenho esperadas	
Erro estacionário	0
Tempo de acomodação	2 s
Tempo de subida	1 s
Sobressinal	50%

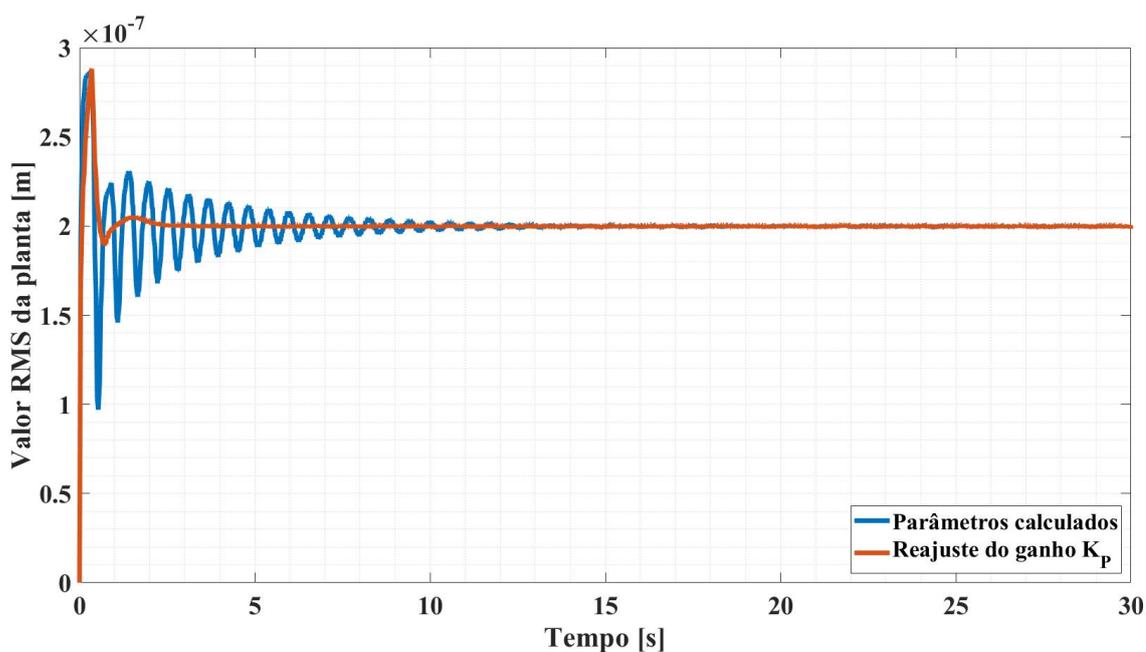
Fonte: Próprio autor

Vale ressaltar que estas especificações de desempenho são relacionadas à saída RMS e ao controlador da malha externa. Ainda assim estas estão correlacionadas com a resposta da malha interna, já que o tempo de resposta do anteparo tem influência na saída RMS da planta. Outro ponto que merece destaque é que a saturação do controlador externo não foi levada em conta (hipótese simplificadora), pois o seu sinal de saída representa um valor de posição do

anteparo e não um valor de tensão elétrica real, dada a forma como a malha foi construída. Porém, numa situação real, que também contaria com a presença de amplificadores, esta saturação precisaria ser considerada, já que o controlador só pode fornecer uma quantidade de energia limitada.

Para satisfazer as especificações de desempenho esperadas, um novo ajuste precisou ser feito, já que claramente o método de Ziegler-Nichols não as atendeu pelo cálculo dos parâmetros iniciais. Assim, o ganho proporcional K_P foi reajustado para o valor de 60, mantendo-se os demais parâmetros calculados (T_I e T_D) nos valores obtidos pelo método, o que proporcionou, então, a resposta apresentada na Figura 80.

Figura 80 – Comparação entre as respostas da planta para os parâmetros do controlador calculados e para o reajuste do ganho K_P



Fonte: Próprio autor

Com a nova resposta do sistema, foi possível verificar as especificações de desempenho para o sistema, apresentadas na Tabela 23.

Tabela 23 – Especificações de desempenho obtidas para a malha de controle externa

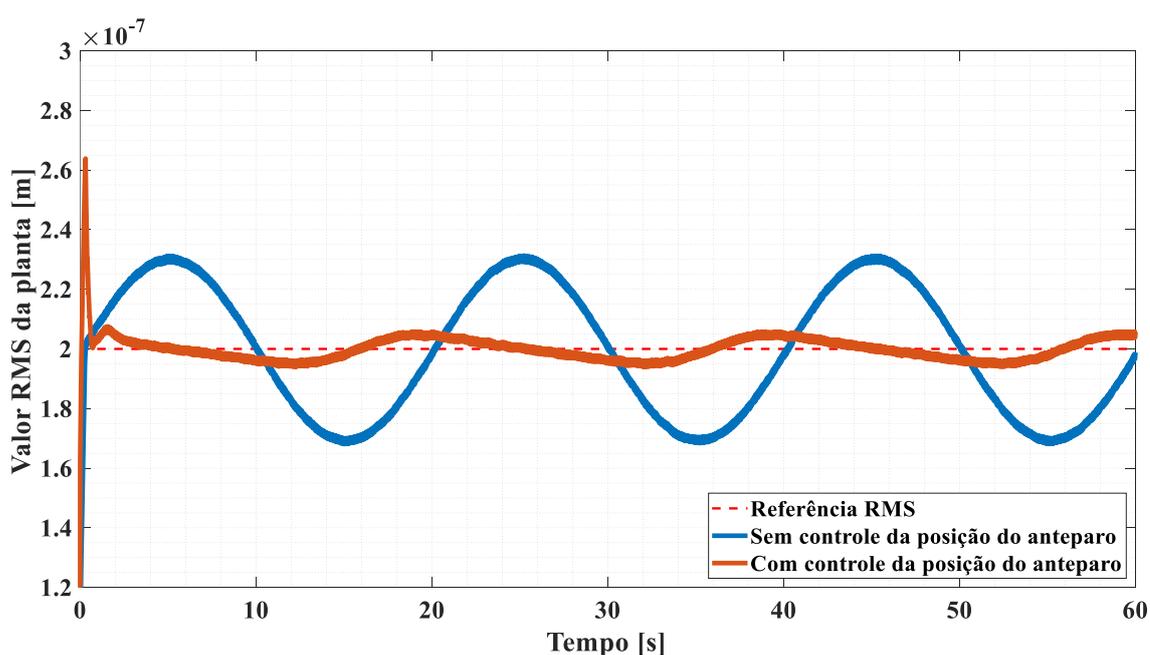
Especificações de desempenho obtidas	
Erro estacionário	0
Tempo de acomodação	1,84
Tempo de subida	0,09
Sobressinal	44%

Fonte: Próprio autor

Como apresentado, o reajuste do ganho proporcional fez com que os tempos de acomodação e de subida diminuíssem drasticamente, atendendo ao desempenho desejado. O erro estacionário se manteve em zero, resultado da aplicação da integração no controlador. O sobressinal não apresentou variação à modificação dos parâmetros PID, comportamento que pareceu ser intrínseco (e característico) ao sistema de controle construído, quando excitado por variações bruscas nas entradas. Por fim, o esforço do controlador da malha interna (sinal de saída deste controlador) teve seu pico em 10 V, abaixo do limite de 30 V de saturação.

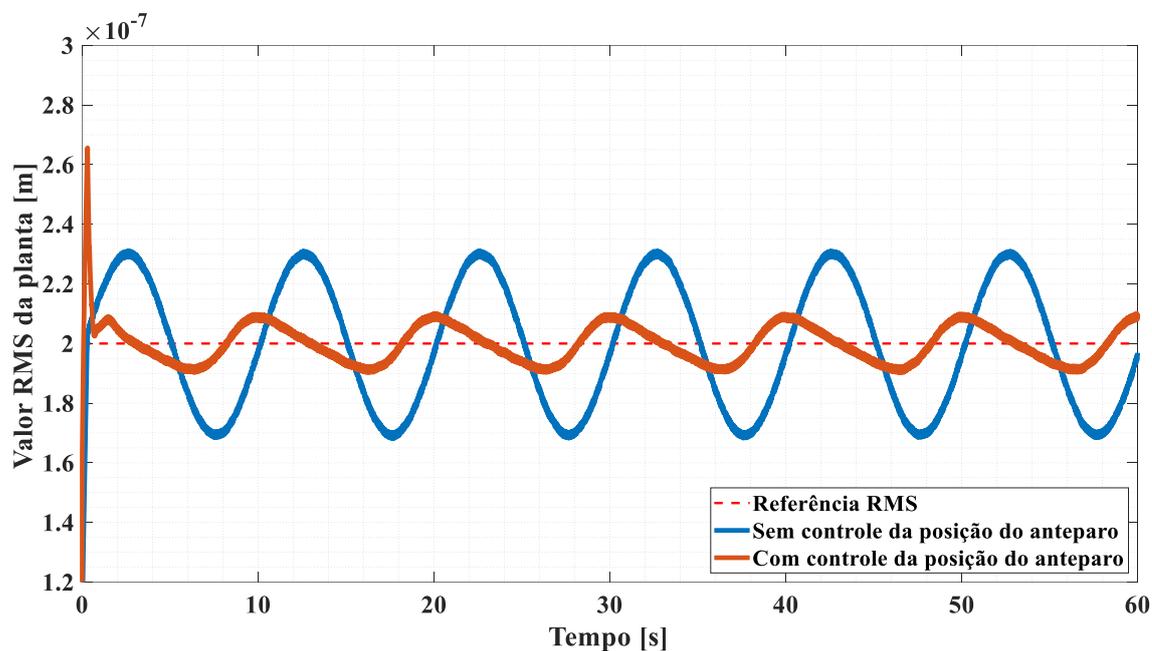
O sinal de entrada em degrau para a velocidade do vento, útil na determinação dos parâmetros iniciais do controlador via método de Ziegler-Nichols, não aparenta ser um sinal ao qual um sistema real seria submetido, já que a velocidade do vento se caracteriza por apresentar variações graduais e suaves em sua intensidade, à exceção de quando há a presença de turbulência acentuada local (o que não foi analisado neste trabalho). Com esta consideração, foram propostos três sinais de teste senoidais (funções seno para a velocidade instantânea do vento), cujos valores médio e de amplitude são de 17 m/s e 1 m/s, respectivamente. Logo, diferença entre os três sinais se deu no período de oscilação das funções seno, os quais foram de 20, 10 e 5 s. Isto foi proposto para que o desempenho do sistema de controle fosse analisado em termos de sua capacidade de adaptação a variações lentas e rápidas na velocidade de vento, como apresentado na Figura 81, Figura 82 e Figura 83.

Figura 81– Resposta da planta à entrada de vento senoidal com período de 20 s, com e sem controle da posição do anteparo



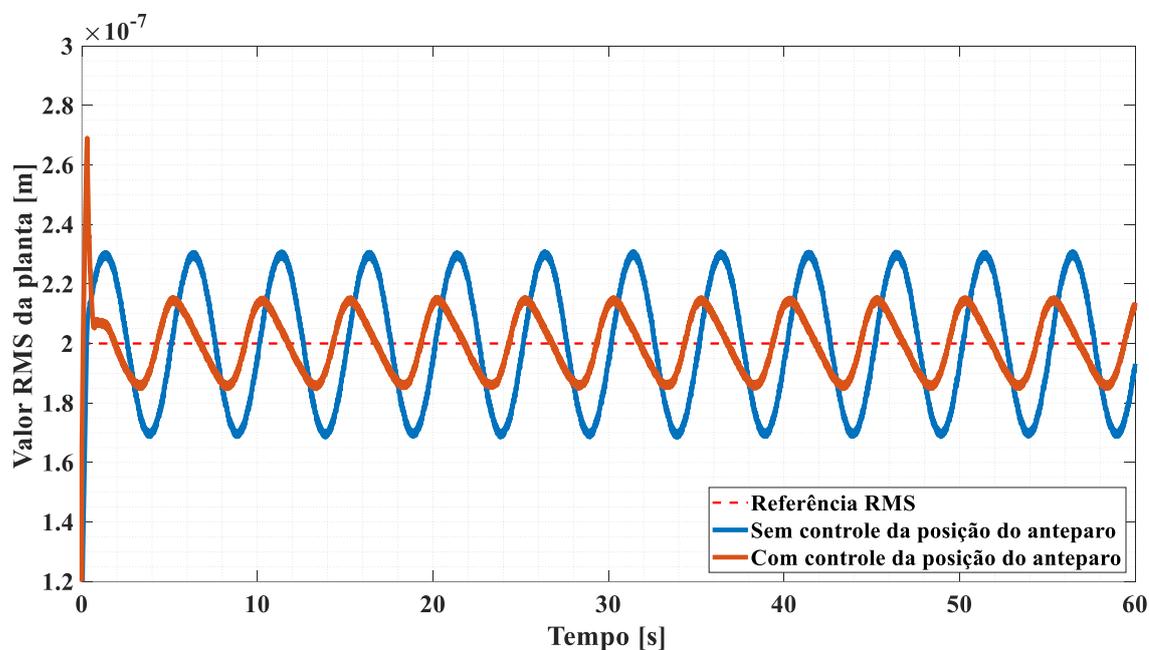
Fonte: Próprio autor

Figura 82– Resposta da planta à entrada de vento senoidal com período de 10 s, com e sem controle da posição do anteparo



Fonte: Próprio autor

Figura 83 – Resposta da planta à entrada de vento senoidal com período de 5 s, com e sem controle da posição do anteparo



Fonte: Próprio autor

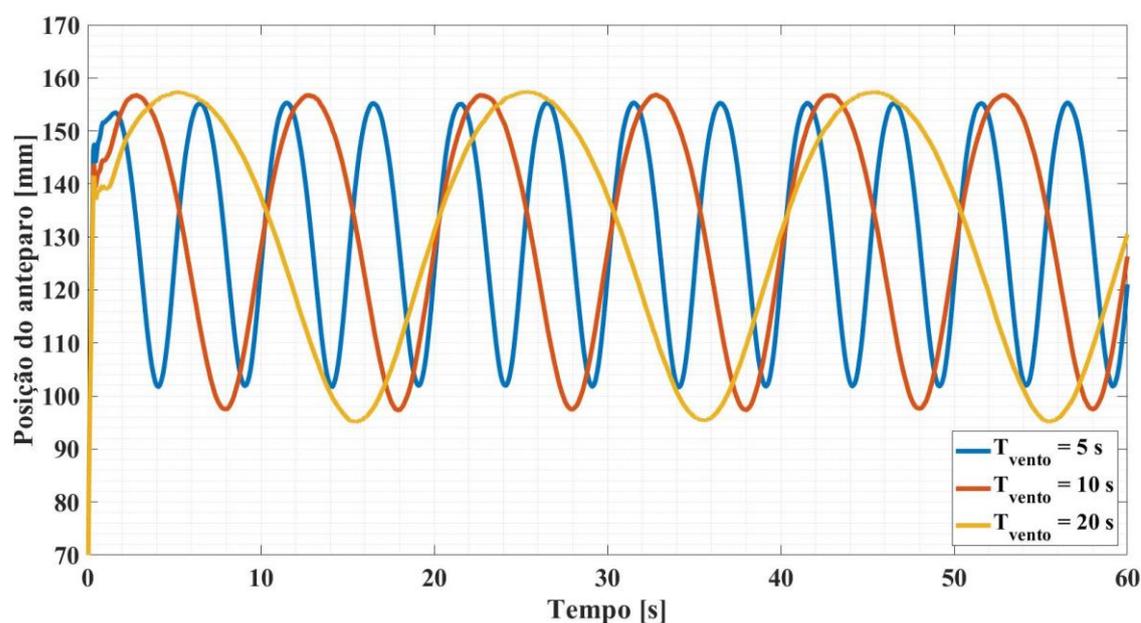
Pela observação dos gráficos, nota-se que o sistema de controle teve alta capacidade de manter o valor RMS de referência para variações lentas na velocidade do vento (períodos longos

de variação), enquanto que, para variações rápidas (períodos curtos), o sistema apresentou maior dificuldade em se adaptar a tais variações. Tal fato apresentado se deve ao tempo de acomodação da resposta, ou seja, quanto mais tempo a resposta ao degrau leva para atingir a referência, maior a dificuldade de que a resposta a uma entrada de magnitude variável se adapte a um valor desejado. Assim, para que a resposta do sistema de controle seja aprimorada, o tempo de acomodação precisaria ser reduzido, o que poderia ser feito através de outras metodologias de controle, como métodos de sintonia, tipos de controlador distintos ou atuadores mais rápidos, por exemplo.

A simulação destas respostas também foi calculada pelo método numérico de Runge-Kutta, no Simulink[®], como feito anteriormente. No entanto, o tempo de simulação foi de 60 s, de forma que a entrada senoidal pudesse ser representada em, pelo menos, três repetições periódicas. Outro ponto que vale menção é que a resposta obtida para os casos em que não houve controle da posição do anteparo foi determinada ao se aplicar a entrada senoidal diretamente no modelo da planta (malha aberta), sem a influência dos controladores e do conjunto de atuação, considerando que o anteparo se manteve na posição fixa de 135 mm, posição a qual fornece um valor RMS de 2×10^{-7} (referência RMS atribuída) para uma velocidade de 17 m/s.

Para que as respostas à entrada de velocidade fossem controladas, o sistema de atuação precisou mover o anteparo de acordo com as trajetórias apresentadas na Figura 84.

Figura 84 – Variação da posição do anteparo para se controlar as respostas à velocidade variável do vento



Fonte: Próprio autor

O sistema de controle desenvolvido mostrou-se capaz de se adaptar às variações da velocidade do vento em torno de um valor RMS de referência, desde que dentro da faixa de valores RMS delimitada pela variação do anteparo e considerando as hipóteses simplificadoras adotadas no início do seu desenvolvimento. O projeto de um sistema de controle real não foi desenvolvido neste trabalho e, com isso, algumas questões ficaram em aberto: como a influência das fases das senóides equivalentes na modelagem da planta (consideradas como zero neste trabalho); a influência da medição com sensores reais dos sinais controlados; a complexidade da integração entre componentes reais e seu funcionamento; e a possibilidade da execução do sistema de controle com o sistema de atuação em malha aberta (eliminação da malha interna adotada neste projeto e inclusão de um sistema que inicie sua atuação em uma posição inicial pré-determinada e que lide com o erro de malha aberta).

Com isso, finaliza-se a etapa de aplicação dos conceitos referentes aos estudos realizados nas duas etapas anteriores. Logo, com a conclusão das três etapas propostas, o capítulo de resultados se encerra, apresentado todas as análises e discussões acerca do problema aeroelástico proposto, baseando-se na metodologia desenvolvida de acordo com os objetivos gerais e específicos propostos.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

O presente trabalho realizou a análise de vigas *cantilever* com entalhes superficiais distintos sob a ação de um carregamento aerodinâmico (problema aeroelástico proposto), identificando a influência de tais entalhes em suas respostas vibratórias. Em seguida, a viga com maior potência associada à sua vibração foi selecionada e analisada em termos de intensidade de vibração quando sua superfície foi parcial e gradualmente encoberta por um anteparo. Por fim, um sistema de controle foi proposto, com o objetivo de se controlar os níveis de vibração da viga selecionada através da atuação na posição instantânea do anteparo, dados os resultados obtidos nas análises anteriores.

Com isso, o presente trabalho pautou seu desenvolvimento em três etapas para abordar o problema aeroelástico proposto, bem como para se projetar um sistema de controle em malha fechada para controle dos níveis de vibração da viga *cantilever* selecionada. Como mencionado no capítulo de metodologia, as duas primeiras etapas se dedicaram ao estudo e compreensão do problema aeroelástico proposto, as quais envolveram a parcela estrutural e aerodinâmica (diferentes entalhes e variação da exposição ao vento de um dos entalhes). A terceira etapa, toda pautada nos resultados obtidos nas análises anteriores, se dedicou a propor uma aplicação dos conceitos estudados, através do projeto de um sistema de controle em malha fechada que visou a manutenção dos níveis de vibração da viga *cantilever*, dadas as variações nas condições aerodinâmicas.

Na primeira etapa, comparou-se todos os corpos de prova, cada qual com seu padrão superficial, em termos das variações puramente estruturais provocadas pelos entalhes (sem a influência do carregamento aerodinâmico). Desta forma, esta questão foi analisada do ponto de vista teórico, pelo método dos elementos finitos e cálculos analíticos, e experimental, pelos ensaios de impacto nos corpos de prova usinados. Tal etapa apresentou, por conseguinte, as diferenças entre cada corpo de prova, em termos da resposta em frequência, além de fornecer os parâmetros necessários para se obter o ganho K_{volt} , referente ao *buzzer* piezoelétrico utilizado (relação entre tensão elétrica gerada e deslocamento transversal da viga), o qual foi fundamental para se normalizar as medições realizadas nos experimentos seguintes.

A segunda etapa, referente às análises aerodinâmicas, se iniciou com o experimento em que todos os corpos de prova foram expostos à ação do vento. Este experimento expôs as diferenças, em termos dos modos de vibrar, já identificadas no estudo da parcela estrutural. Porém, também trouxe o conhecimento de como cada tipo de entalhe influencia a potência associada ao sinal de vibração medido e a distribuição de potência ao longo da banda

frequências, sendo que esta potência está correlacionada à excitação provocada pelo vento e modificada pelos entalhes. O experimento seguinte analisou, por sua vez, o comportamento aeroelástico do corpo de prova F01S, o qual apresentou a maior potência e, conseqüentemente, maior valor RMS, dentre os CPs com entalhes. Tal análise ocorreu a partir da variação da exposição da superfície com entalhes e da variação da velocidade do vento, fornecendo os dados experimentais referentes aos níveis de vibração, quantificados pelo valor RMS, dada a variação destes dois parâmetros de entrada.

A terceira, e última, etapa tratou da aplicação dos conceitos e resultados até então estudados e obtidos, a partir das duas etapas anteriores, pela proposta de um sistema de controle em malha fechada, simulado computacionalmente, que fosse capaz de manter um nível de vibração desejado, dada uma atuação no posicionamento do anteparo, com o objetivo de compensar as variações da velocidade do vento. O ponto central do projeto do sistema de controle se deu pela determinação de uma função que fosse capaz de correlacionar o valor RMS da saída da planta (viga F01S) com a velocidade do vento e a posição do anteparo instantâneas, sendo a obtenção de tal função possível apenas pelos resultados experimentais obtidos anteriormente. O sistema de controle foi, por conseguinte, baseado em dois controladores PID conectados em cascata, proporcionando duas malhas interdependentes. A malha interna teve a função de controlar o conjunto de atuação que rege o posicionamento do anteparo, sendo que o controlador foi sintonizado pela modificação do lugar das raízes, com o auxílio do aplicativo de projeto de sistemas de controle do MatLab[®]. Já a malha externa teve a função de controlar os níveis de vibração da planta, em termos do valor RMS instantâneo, obtido pelo envelope RMS do sinal de saída do sistema. O controlador da malha externa foi sintonizado com o auxílio do método de Ziegler-Nichols e possibilitou a manutenção da saída do sistema em um valor RMS estável, dadas as variações da velocidade do vento em três entradas de teste diferente.

Com o desenvolvimento deste trabalho, pôde-se concluir que foi possível elaborar uma aplicação de sistema de controle a partir dos dados majoritariamente experimentais referentes ao problema aeroelástico proposto. Como foi visto no capítulo de metodologia, não foi possível realizar a medição da pressão aerodinâmica atuante nas vigas, a qual seria a “entrada real” do modelo da planta do sistema de controle. Porém, esta deficiência pôde ser contornada pela obtenção dos níveis de vibração, dentro da métrica dos valores RMS, e associadas às entradas “de fato utilizadas” (velocidade do vento e posição do anteparo).

No desenvolvimento do sistema de controle, simplificações foram adotadas de modo a facilitá-lo, já que a construção de um sistema real, bem como a validação deste com as simulações numéricas, não foram realizadas neste trabalho. Assim, tais simplificações, as quais

dizem respeito às aproximações, como a variação de potência recaindo apenas no primeiro modo de vibrar da viga e a omissão da influência das fases referentes aos modos de vibrar considerados, ou omissões de componentes reais da malha de controle (amplificadores e *drivers*) foram justificadas.

As análises e aplicações de conceito realizadas neste trabalho abriram precedentes para tópicos que não foram aqui abordados, são eles: a construção de um sistema real de controle e sua validação com os dados obtidos via simulação numérica; o estudo de desempenho do sistema de controle através de outros métodos de sintonia dos controladores; o estudo de outros tipos de controlador e de outras abordagens da teoria de controle; a determinação de um modelo numérico para a entrada de pressão aerodinâmica provocada pela ação do vento, bem como a investigação detalhada de como cada entalhe altera tal distribuição de pressão; a melhoria nos modelos obtidos na etapa de dinâmica estrutural, em especial na parte de conversão de deslocamento transversal em tensão elétrica e na determinação das fases entre os modos de vibrar.

O presente trabalho tratou da investigação dos fundamentos relacionados ao problema aeroelástico proposto e da aplicação dos conceitos aqui estudados, permitindo, assim, um projeto de sistema de controle baseado em dados majoritariamente experimentais. Logo, um ponto que merece destaque é que, por se tratar de uma investigação de fundamentos e de aplicação de conceitos, este trabalho não abordou uma aplicação de engenharia com finalidade imediata. Logo, a busca por aplicações práticas dos conceitos aqui analisados também é um tópico deixado em aberto para futuros trabalhos.

REFERÊNCIAS

- ABDELKEFI, A. International Journal of Engineering Science Aeroelastic energy harvesting : A review. **International Journal of Engineering Science**, v. 100, p. 112–135, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ijengsci.2015.10.006>
- ABDELKEFI, A.; HAJJ, M. R.; NAYFEH, A. H. Piezoelectric energy harvesting from transverse galloping of bluff bodies. **Smart Materials and Structures**, v. 22, n. 1, p. 1–11, 2013. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/22/1/015014>
- AUBRUN, S.; LEROY, A.; DEVINANT, P. A review of wind turbine-oriented active flow control strategies. **Experiments in Fluids**, v. 58, n. 10, p. 1–21, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s00348-017-2412-0>
- BAIER, H.; DATASHVILI, L. Active and Morphing Aerospace Structures – A Synthesis between Advanced Materials, Structures and Mechanisms. **International Journal of Aeronautical and Space Science**, v. 12, n. 3, p. 225–240, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.5139/IJASS.2011.12.3.225>
- BARRERO-GIL, A.; ALONSO, G.; SANZ-ANDRES, A. Energy harvesting from transverse galloping. **Journal of Sound and Vibration**, v. 329, n. 14, p. 2873–2883, 2010. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2010.01.028>
- BEEBY, S. P.; TORAH, R. N.; TUDOR, M. J.; GLYNNE-JONES, P.; O'DONNELL, T.; SAHA, C. R.; ROY, S. A micro electromagnetic generator for vibration energy harvesting. **JOURNAL OF MICROMECHANICS AND MICROENGINEERING**, v. 17, p. 1257–1265, 2007. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0960-1317/17/7/007>
- BELLOLI, M.; GIAPPINO, S.; MORGANTI, S.; MUGGIASCA, S.; ZASSO, A. Vortex induced vibrations at high Reynolds numbers on circular cylinders. **Ocean Engineering**, v. 94, p. 140–154, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2014.11.017>
- BIBO, A.; DAQAQ, M. F. Energy harvesting under combined aerodynamic and base excitations. **Journal of Sound and Vibration**, v. 332, n. 20, p. 5086–5102, 2013. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2013.04.009>
- BIBO, A.; DAQAQ, M. F. An analytical framework for the design and comparative analysis of galloping energy harvesters under quasi-steady aerodynamics. **Smart Materials and Structures**, v. 24, n. 9, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/24/9/094006>
- BRYANT, M.; GARCIA, E. Development of an aeroelastic vibration power harvester. *In*: 2009, **Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems**. : Proceedings of SPIE, 2009. p. 728812. Disponível em: <https://doi.org/10.1117/12.815785>
- CHEUNG, Y. L.; WONG, W. O.; CHENG, L. Minimization of the mean square velocity

response of dynamic structures using an active-passive dynamic vibration absorber. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 132, n. 2012, p. 197–207, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1121/1.4714362>

DAI, H. L.; ABDELKEFI, A.; WANG, L.; LIU, W. B. Time-delay feedback controller for amplitude reduction in vortex-induced vibrations. **Nonlinear Dyn**, v. 80, p. 59–70, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s11071-014-1851-x>

DAI, H. L.; ABDELKEFI, A.; YANG, Y.; WANG, L. Orientation of bluff body for designing efficient energy harvesters from vortex-induced vibrations. **Applied Physics Letters**, v. 108, n. February, p. 1–6, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.4941546>

DE GASPARI, A.; RICCI, S. A Two-Level Approach for the Optimal Design of Morphing Wings Based On Compliant Structures. **JOURNAL OF INTELLIGENT MATERIAL SYSTEMS AND STRUCTURES**, v. 22, n. July, p. 1091–1111, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/1045389X11409081>

DORF, R. C. **Sistemas De Controle Modernos**. 8ª ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2001.

ERTURK, A.; HOFFMANN, J.; INMAN, D. J. A piezomagnetoelastic structure for broadband vibration energy harvesting. v. 254102, n. May 2009, p. 6–9, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.3159815>

ERTURK, A.; VIEIRA, W. G. R.; DE MARQUI, C.; INMAN, D. J. On the energy harvesting potential of piezoaeroelastic systems. **Applied Physics Letters**, v. 96, n. 18, p. 1–3, 2010. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.3427405>

FELÍCIO, L. C. **Modelagem da dinâmica de sistemas e estudo da resposta**. 2ª ed. São Carlos: RiMa Editora, 2010.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2006.

FRANCO, V. R. **Técnicas de otimização aplicadas em sistemas de conversão de energia**. 2014. - Universidade de São Paulo, [s. l.], 2014.

FRISWELL, M. I.; ALI, S. F.; BILGEN, O.; ADHIKARI, S.; LEES, A. W.; LITAK, G. Non-linear piezoelectric vibration energy harvesting from a vertical cantilever beam with tip mass. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 23, n. 13, p. 1505–1521, 2012. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/1045389X12455722>

GABOR, O. S.; KOREANSCHI, A.; BOTEZ, M. R.; MAMOU, M.; MEBARKI, Y. Numerical simulation and wind tunnel tests investigation and validation of a morphing wing-tip demonstrator aerodynamic performance. **Aerospace Science and Technology**, v. 53, p. 136–153, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ast.2016.03.014>

GARRIDO, R.; DÍAZ, A. Cascade closed-loop control of solar trackers applied to HCPV systems. **Renewable Energy**, v. 97, p. 689–696, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.06.022>

HE, X.; YANG, X.; JIANG, S. Enhancement of wind energy harvesting by interaction between vortex-induced vibration and galloping. **Applied Physics Letters**, v. 112, n. 3, p. 1–5, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.5007121>

HIBBELER, R. C. **Dinâmica: Mecânica para Engenharia**. 10^a ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005.

HOBECK, J. D.; INMAN, D. J. Artificial piezoelectric grass for energy harvesting from turbulence-induced vibration. **Smart Materials and Structures**, v. 21, n. 10, 2012. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/21/10/105024>

HOBECK, J. D.; INMAN, D. J. A distributed parameter electromechanical and statistical model for energy harvesting from turbulence-induced vibration. **Smart Materials and Structures**, v. 23, n. 11, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/23/11/115003>

HOBECK, J. D.; INMAN, D. J. The J_d number: An empirical constant for predicting dual cantilever flutter velocity. **Applied Physics Letters**, v. 106, n. 24, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.4922876>

IEEE. **IEEE Standard on Piezoelectricity**. New York: The Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc, 1988. Disponível em: <https://doi.org/10.1109/T-SU.1984.31464>

KANGO, S.; SINGH, D.; SHARMA, R. K. Numerical investigation on the influence of surface texture on the performance of hydrodynamic journal bearing. **Meccanica**, v. 47, p. 469–482, 2012. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/s11012-011-9460-y>

KETEMA, Y. A viscoelastic dynamic vibration absorber with adaptable suppression band: a feasibility study. **Journal of Sound and Vibration**, v. 216, p. 133–145, 1998.

KIM, S.; WANG, S.; BRENNAN, M. J. Robust broadband vibration control of a flexible structure using an electrical dynamic absorber. **Smart Materials and Structures**, v. 20, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/20/7/075002>

KOTA, S.; HETRICK, J. A.; OSBORN, R.; PAUL, D. Design and application of compliant mechanisms for morphing aircraft structures. In: 2003, **Smart Structures and Materials**. : Proceedings of SPIE, 2003. p. 24–33.

LALLART, M.; PRUVOST, S.; GUYOMAR, D. Electrostatic energy harvesting enhancement using variable equivalent permittivity. **Physics Letters A**, v. 375, n. 45, p. 3921–3924, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.physleta.2011.09.043>

LECLÈRE, Q.; ROOZEN, N. B.; SANDIER, C. On the use of the Hs estimator for the experimental assessment of transmissibility matrices. **Mechanical Systems and Signal Processing**, v. 43, n. 1–2, p. 237–245, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.09.008>

LI, S.; YUAN, J.; LIPSON, H. Ambient wind energy harvesting using cross-flow fluttering. **Journal of Applied Physics**, v. 109, n. 2, p. 1–4, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.3525045>

MOHAMED, K. T.; ABDEL-RAZAK, M. H.; HARAZ, E. H.; ATA, A. A. Fine tuning of a PID controller with inlet derivative filter using Pareto solution for gantry crane systems. **Alexandria Engineering Journal**, v. 61, n. 9, p. 6659–6673, 2022. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.12.017>

MOLINARI, G.; QUACK, M.; DMITRIEV, V.; MORARI, M.; JENNY, P.; ERMANNI, P. Aero-Structural Optimization of Morphing Airfoils for Adaptive Wings. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 22, n. July, p. 1075–1089, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/1045389X11414089>

MURESAN, C. I.; DE KEYSER, R. Revisiting Ziegler–Nichols. A fractional order approach. **ISA Transactions**, n. xxxx, 2022. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2022.01.017>

MUTSUDA, H.; TANAKA, Y.; PATEL, R.; DOI, Y. Harvesting flow-induced vibration using a highly flexible piezoelectric energy device. **Applied Ocean Research**, v. 68, p. 39–52, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.apor.2017.08.004>

NAKAFUJI, Y. D. T.; VAN DAM, C. P.; SMITH, R. L.; COLLINS, S. D. Active load control for airfoils using microtabs. **Journal of Solar Energy Engineering**, v. 123, n. 4, p. 282–289, 2001. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.1410110>

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 4ª ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 5ª ed. [S. l.]: Pearson Prentice Hall, 2010.

OPPENHEIM, A. V.; WILLSKY, A. S. **Sinais e Sistemas**. 2ª ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

PEI, S.; MA, S.; XU, H.; WANG, F.; ZHANG, Y. Tribology International A multiscale method of modeling surface texture in hydrodynamic regime. **Tribology International**, v. 44, n. 12, p. 1810–1818, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.07.005>

PHILLIPS, C. L.; PARR, J. M. **Signals, systems and transforms**. 4ª ed. Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall, 2008.

PHYS, J. A.; ADLY, A.; DAVINO, D.; GIUSTINIANI, A.; VISIONE, C. Experimental tests of

a magnetostrictive energy harvesting device toward its modeling. **Journal of Applied Physics**, v. 935, n. May 2010, p. 8–11, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.3357403>

POTTER, M. C.; WIGGERT, C. D.; RAMADAN, H. B. **Mechanics of Fluid**. 4^a ed. Stamford: Cengage, 2010.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. 4^a ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2009.

ŠEKARA, T. B.; RAPAIC, M. R. A revision of root locus method with applications. **Journal of Process Control**, v. 34, p. 26–34, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jprocont.2015.07.007>

STOICA, P.; MOSES, R. **Spectral analysis of signal**. 1^a ed. Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall, 2005.

SUAREZ, J. M.; FLASZYNSKI, P.; DOERFFER, P. Streamwise vortex generator for separation reduction on wind turbine rotors. **International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow**, v. 28, n. 5, p. 1047–1060, 2018. Disponível em: <https://doi.org/10.1108/HFF-05-2017-0203>

SUBRAMANIAN, S.; CHIDHAMBARAM, G.; DHANDAPANI, S. Modeling and Validation of a Four-Tank System for Level Control Process Using Black Box and White Box Model Approaches. **IEEJ TRANSACTIONS ON ELECTRICAL AND ELECTRONIC ENGINEERING**, v. 16, p. 282–294, 2021. Disponível em: <https://doi.org/10.1002/tee.23295>
Paper

TIMOSHENKO, S. P. **Resistência dos materiais 1**. 3^a ed. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico S.A., 1971.

UDDIN, M. S.; IBATAN, T.; SHANKAR, S. Influence of surface texture shape , geometry and orientation on hydrodynamic lubrication performance of plane-to-plane slider surfaces. **Lubrication Science**, v. 29, n. November 2016, p. 153–181, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1002/ls.1362>

WEINSTEIN, L. A.; CACAN, M. R.; SO, P. M.; WRIGHT, P. K. Vortex shedding induced energy harvesting from piezoelectric materials in heating, ventilation and air conditioning flows. **Smart Materials and Structures**, v. 21, n. 4, 2012. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/21/4/045003>

WELCH, P. D. The Use of Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra. **IEEE Transactions on audio and electroacoustics**, n. 2, p. 70–73, 1967.

WOODS, B. K. S.; FRISWELL, M. I. Multi-objective geometry optimization of the Fish Bone Active Camber morphing airfoil. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 27, n. 6, p. 808–819, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1177/1045389X15604231>

WRIGHT, J. R.; COOPER, J. E. **Introduction to Aircraft Aeroelasticity and Loads**. 2^o ed. Hoboken: John Wiley & Sons, 2007.

YADAV, S.; SAHA, S. K.; KAR, R.; MANDAL, D. Optimized adaptive noise canceller for denoising cardiovascular signal using SOS algorithm. **Biomedical Signal Processing and Control**, v. 69, n. March, p. 102830, 2021. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.bspc.2021.102830>

YANG, J.; WEN, Y.; LI, P.; DAI, X. Design, modeling, and performance measurements of a broadband vibration energy harvester using a magnetoelectric transducer. **Instrumentation Science and Technology**, v. 39, n. 3, p. 312–323, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/10739149.2011.571743>

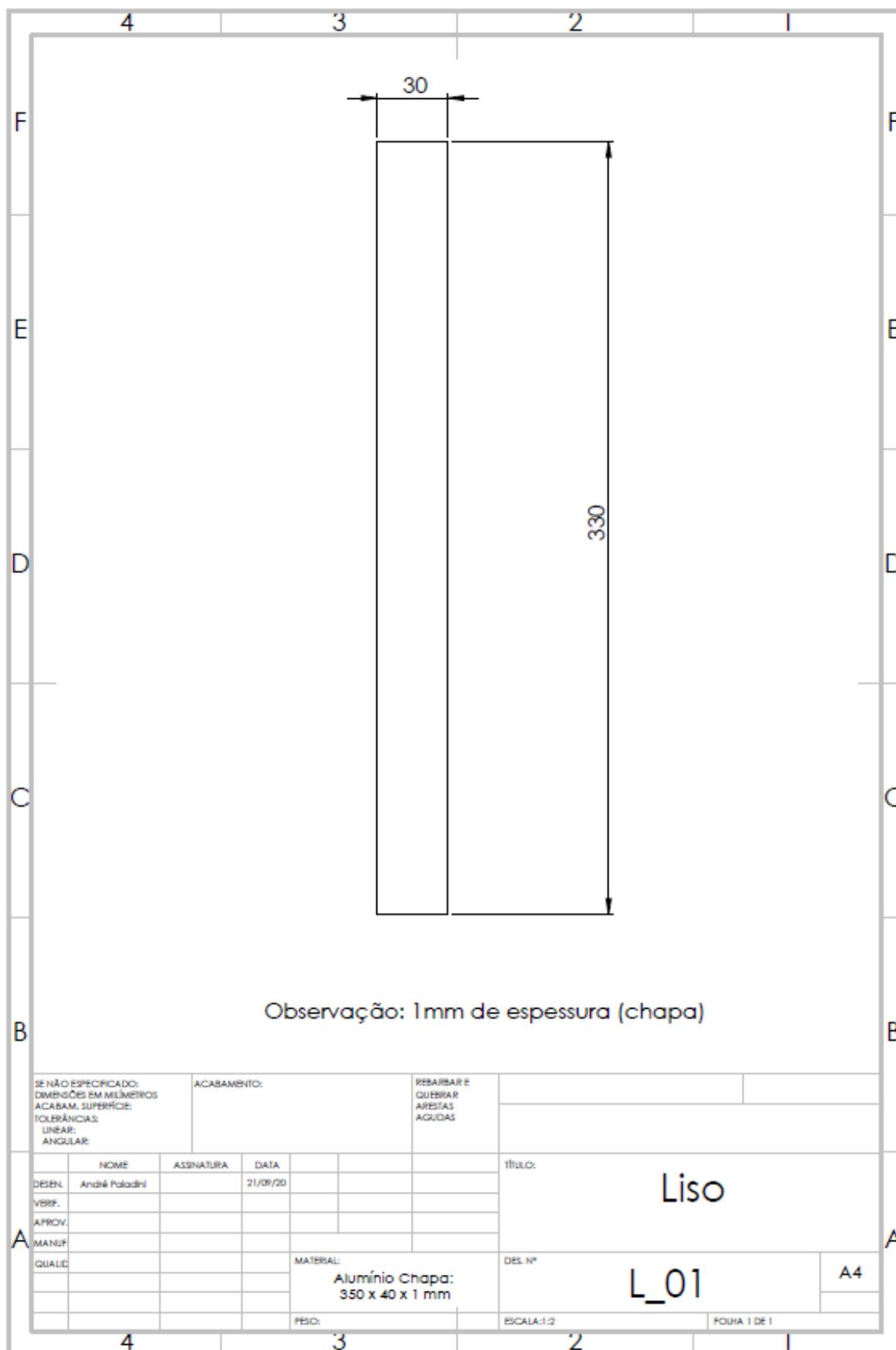
YANG, Y.; ZHAO, L.; TANG, L. Comparative study of tip cross-sections for efficient galloping energy harvesting. **Applied Physics Letters**, v. 102, n. 6, p. 1–4, 2013. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.4792737>

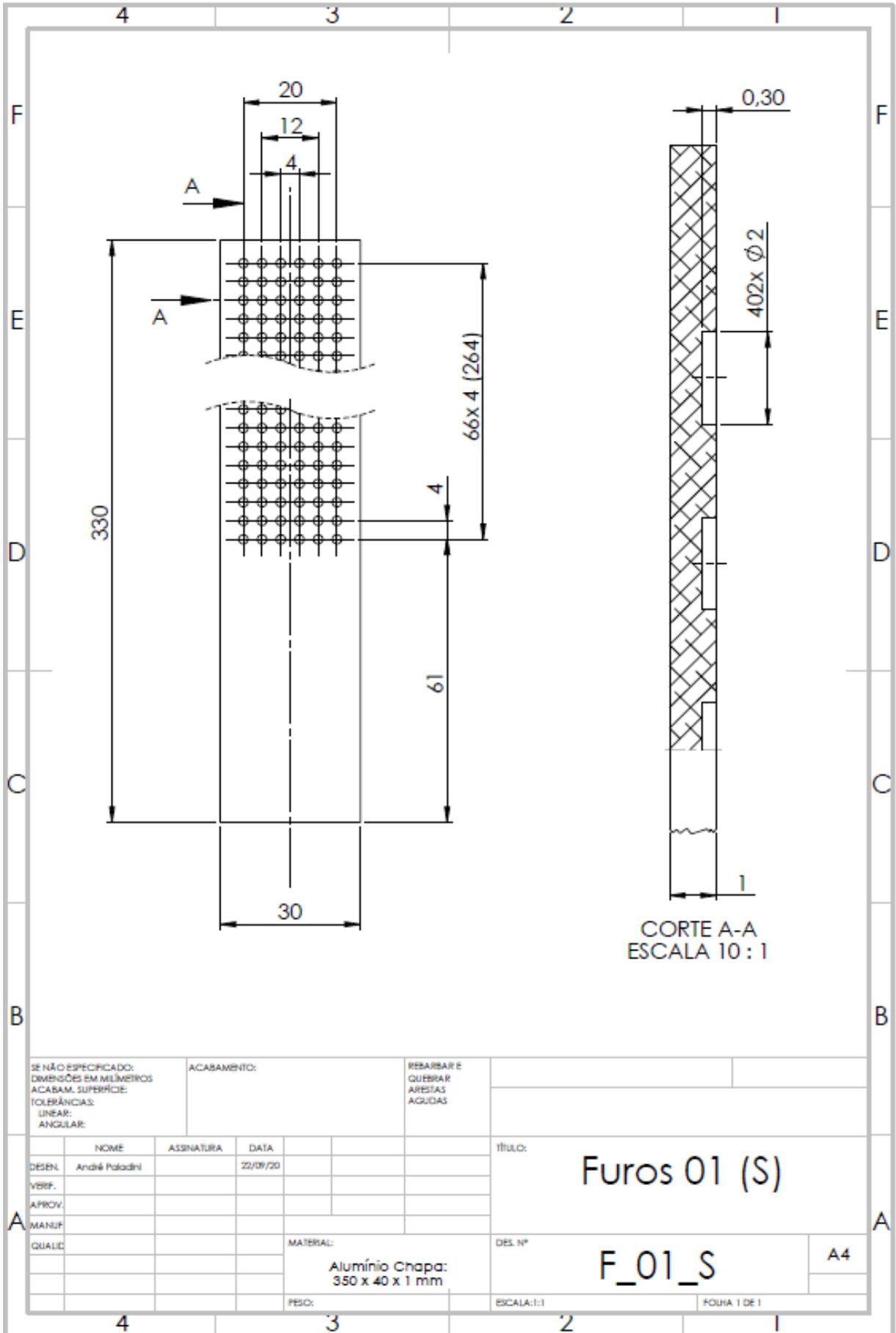
YU, D.; CAO, D.; LI, Z.; LI, Q. Chemical Engineering Research and Design Experimental and CFD studies on the effects of surface texture on liquid thickness, wetted area and mass transfer in wave-like structured packings. **Chemical Engineering Research and Design**, v. 129, n. 1998, p. 170–181, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2017.10.035>

ZHAO, L.; TANG, L.; YANG, Y. Comparison of modeling methods and parametric study for a piezoelectric wind energy harvester. **Smart Materials and Structures**, v. 22, n. 12, p. 1–12, 2013. Disponível em: <https://doi.org/10.1088/0964-1726/22/12/125003>

ZHAO, L.; YANG, Y. Toward Small-Scale Wind Energy Harvesting: Design, Enhancement, Performance Comparison, and Applicability. **Shock and Vibration**, v. 2017, p. 29–31, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1155/2017/3585972>

APÊNDICE A – Desenhos técnicos dos corpos de prova





CORTE A-A
ESCALA 10 : 1

SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

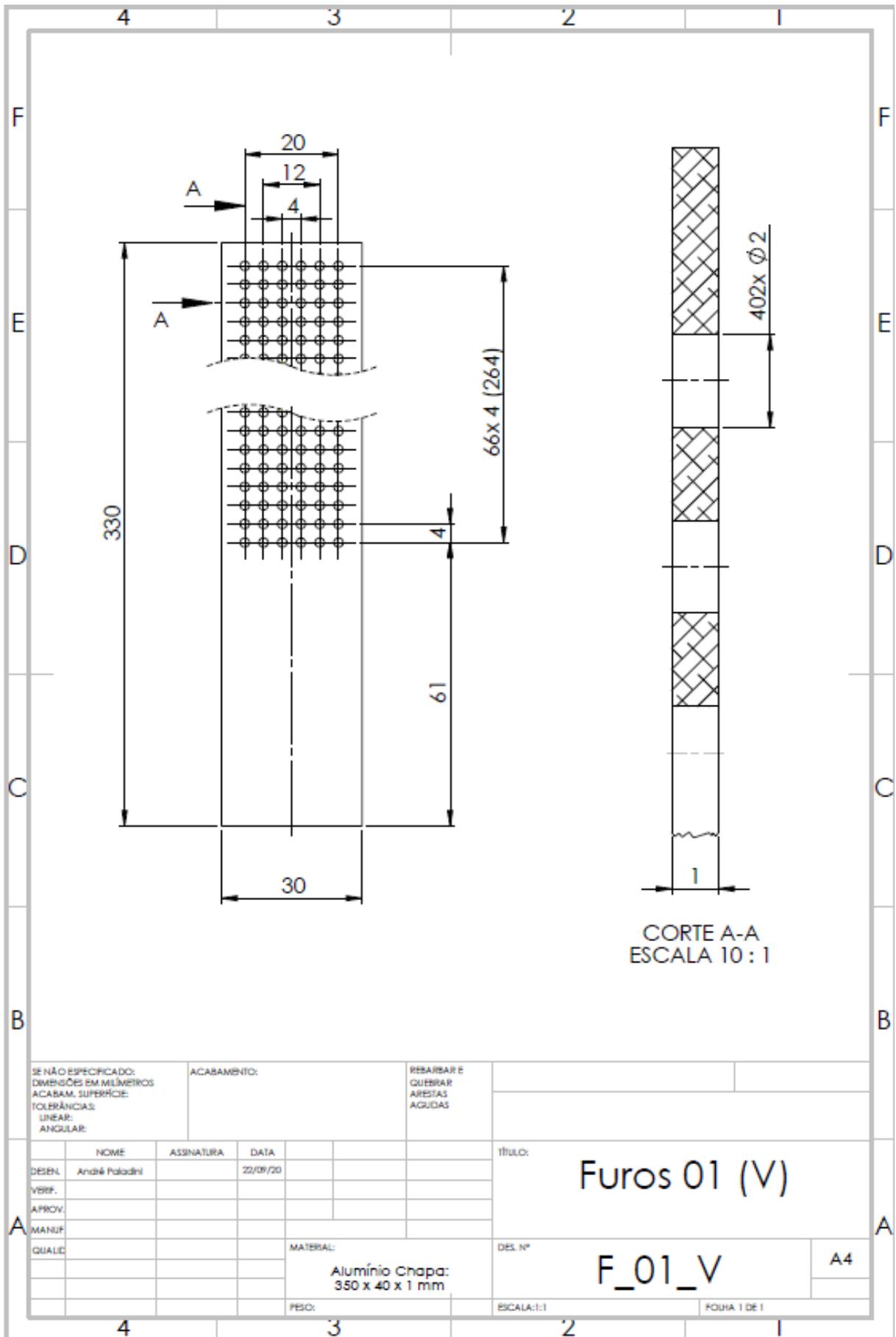
REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

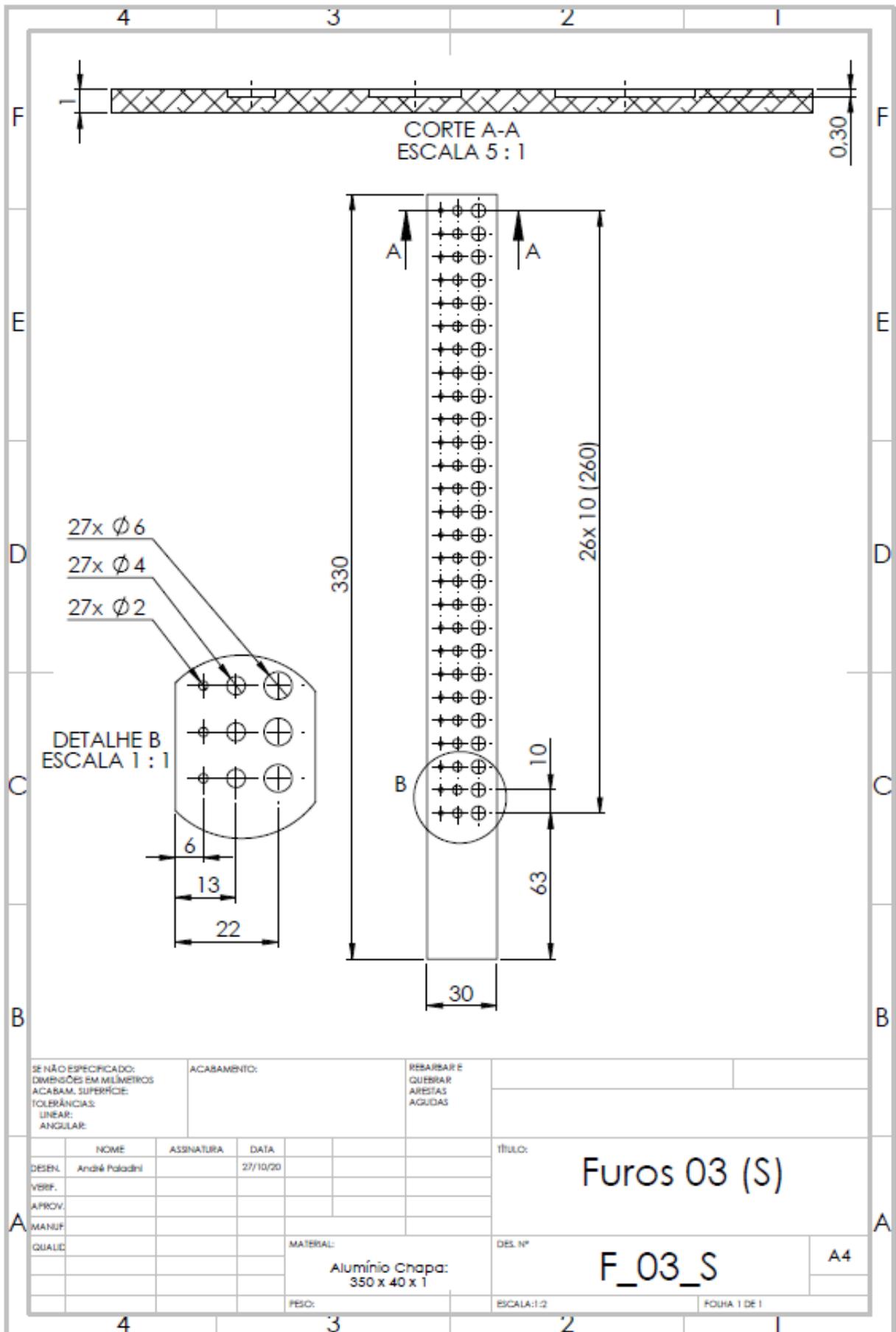
NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN. André Paladini		22/09/20
VERIF.		
APROV.		
MANUF.		
QUALID.		

MATERIAL:
Alumínio Chapa:
350 x 40 x 1 mm

FISO:

TÍTULO: Furos 01 (S)	
DES. Nº F_01_S	A4
ESCALA:1:1	FOLHA 1 DE 1





SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	André Paladini		27/10/20
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

MATERIAL:
Alumínio Chapa:
350 x 40 x 1

PESO:

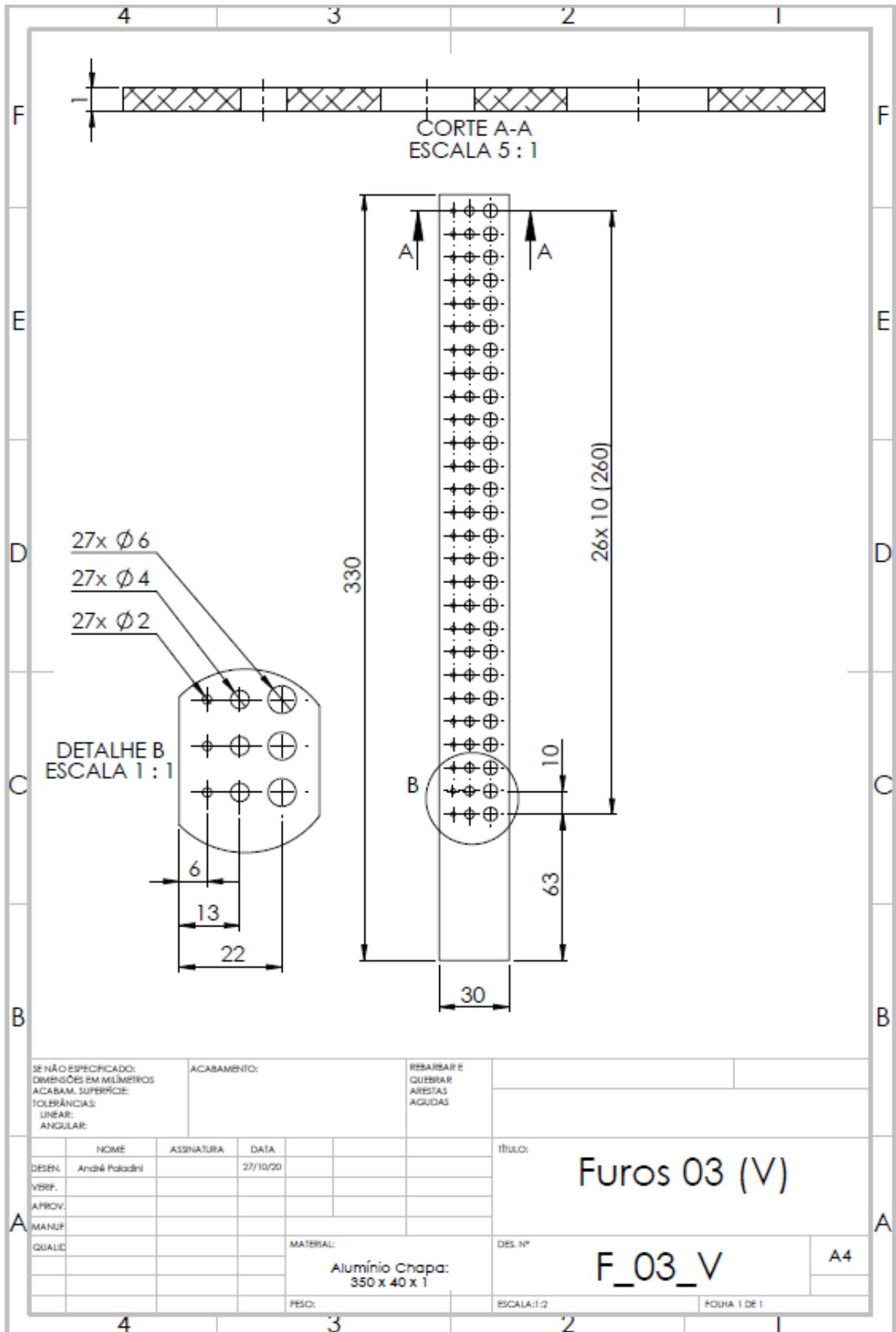
TÍTULO:
Furos 03 (S)

DES. Nº
F_03_S

ESCALA: 1:2

FOLHA 1 DE 1

A4



SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARESTAS
AGUDAS

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	André Paladini		27/10/20
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALID.			

TÍTULO:
Furos 03 (V)

MATERIAL:
**Alumínio Chapa:
350 x 40 x 1**

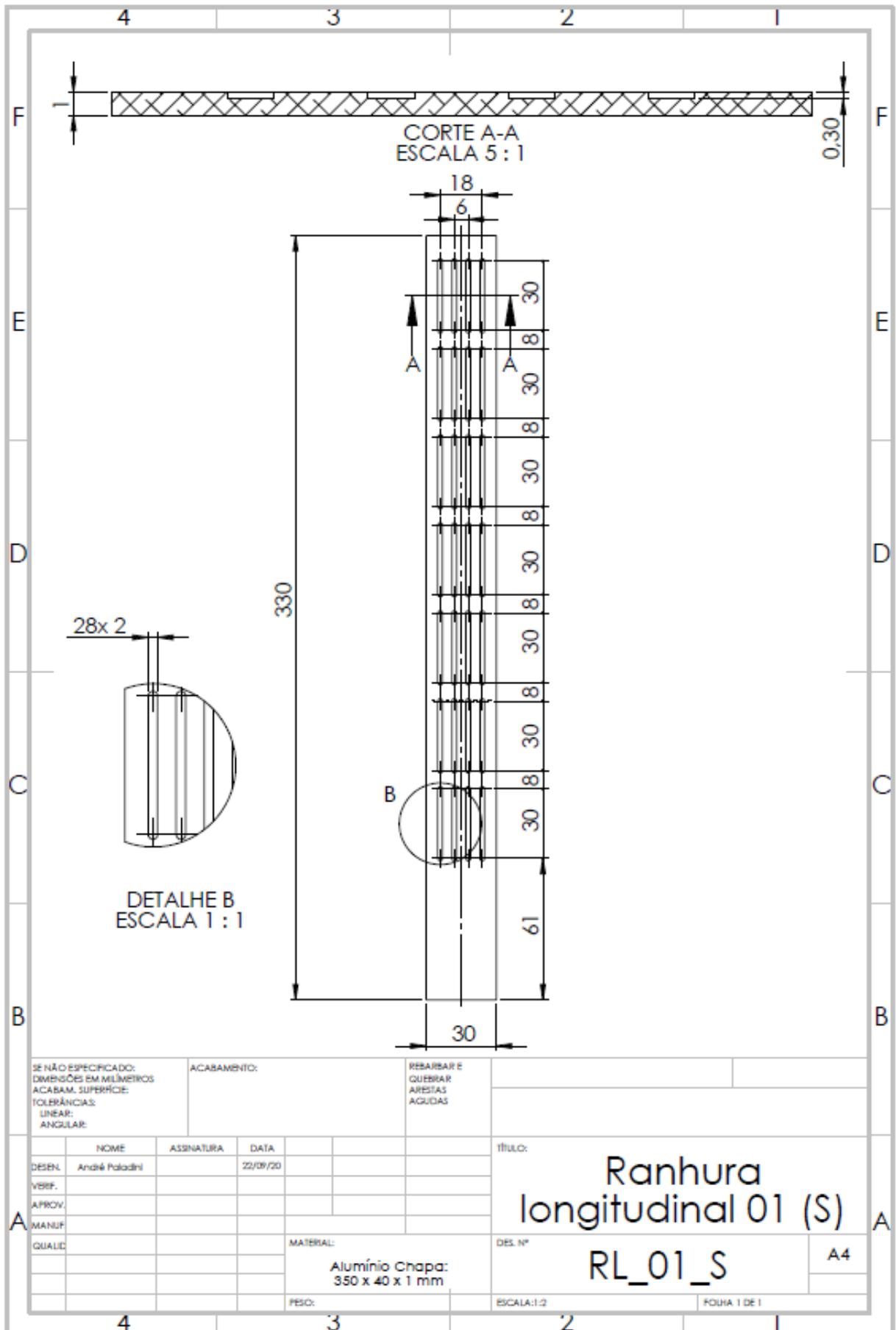
DES. Nº
F_03_V

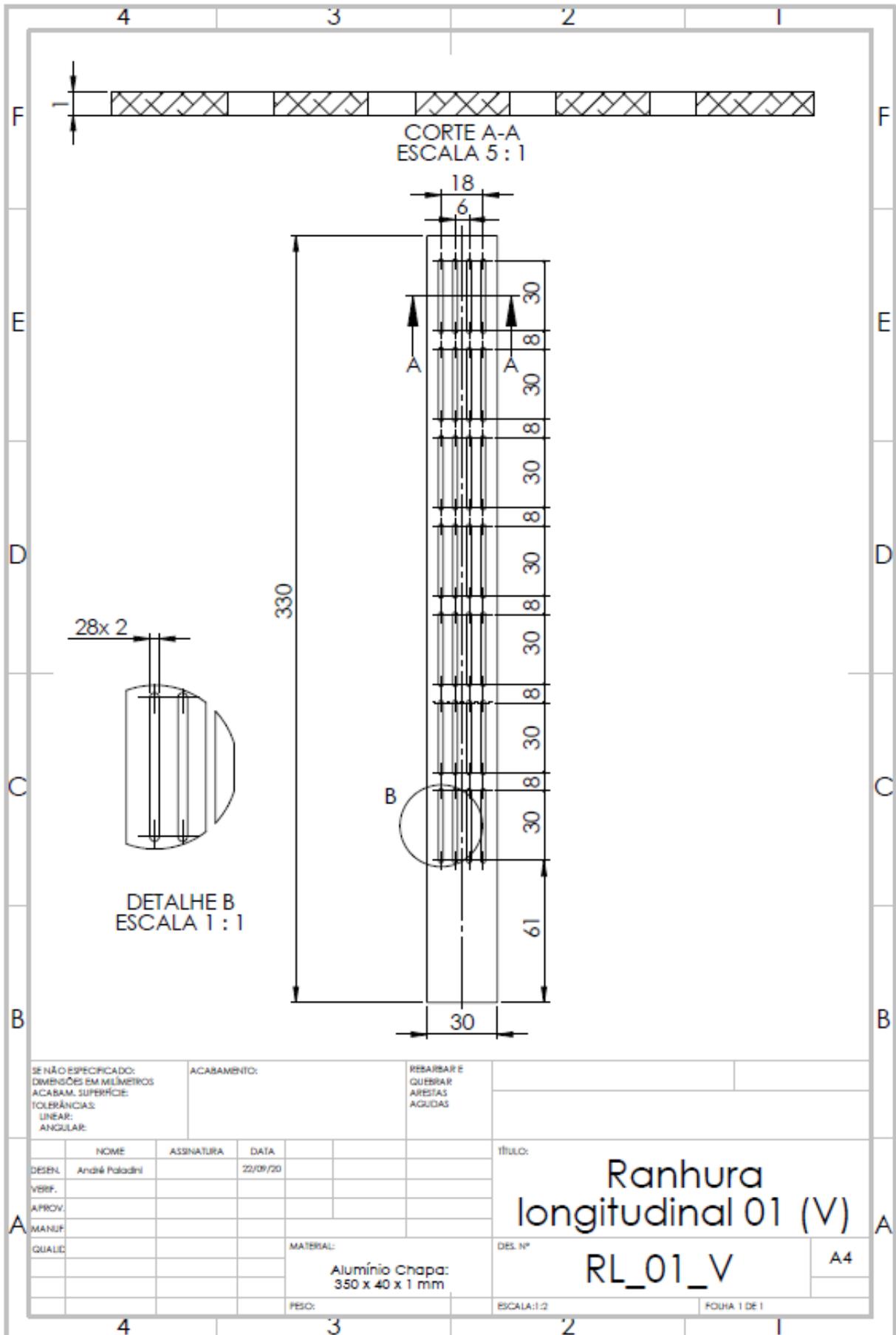
A4

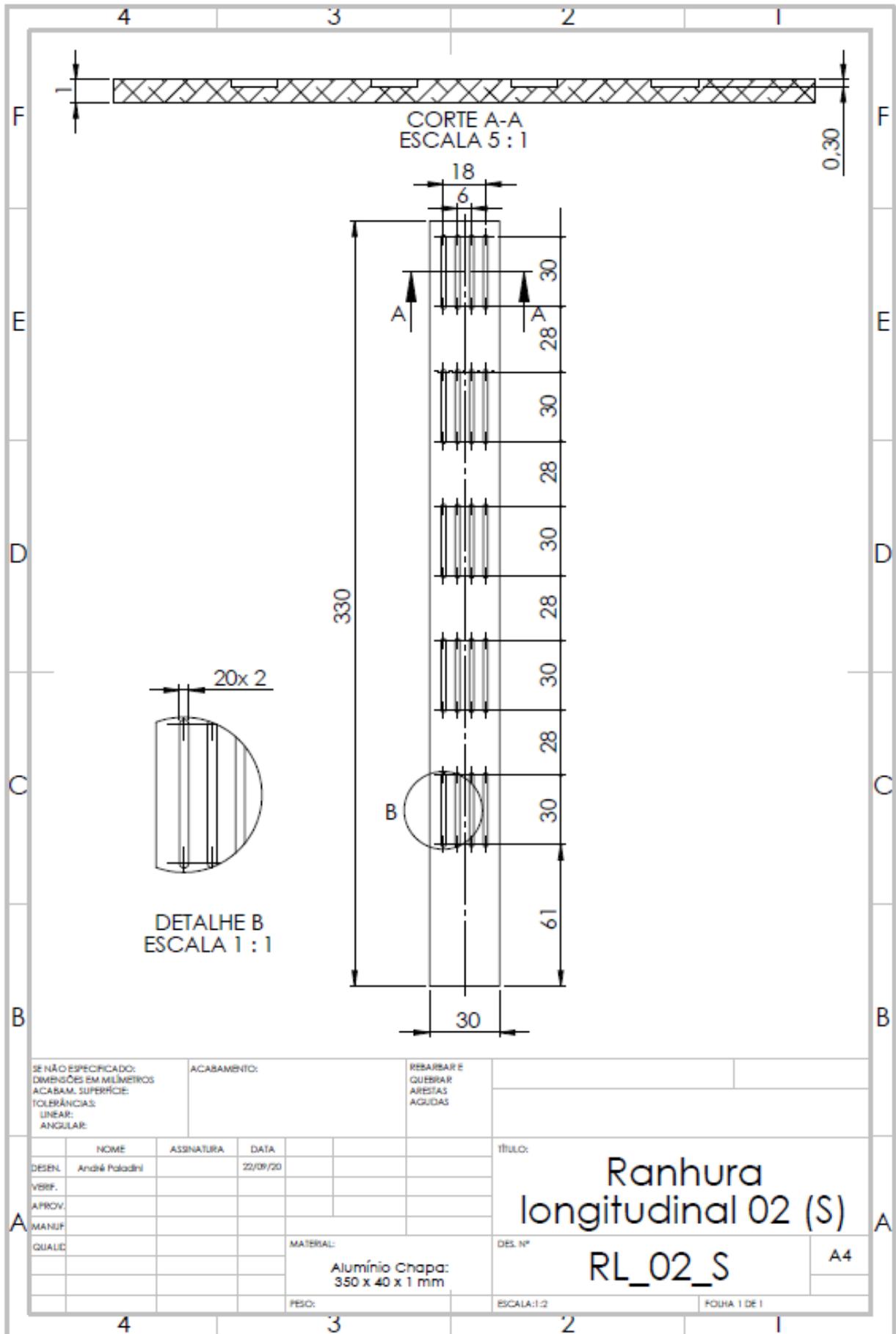
FSO:

ESCALA:1:2

FOLHA 1 DE 1







SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARISTAS
AGUDAS

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	André Paladini		22/09/20
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALI.			

TÍTULO:

**Ranhura
longitudinal 02 (S)**

DES. Nº

RL_02_S

A4

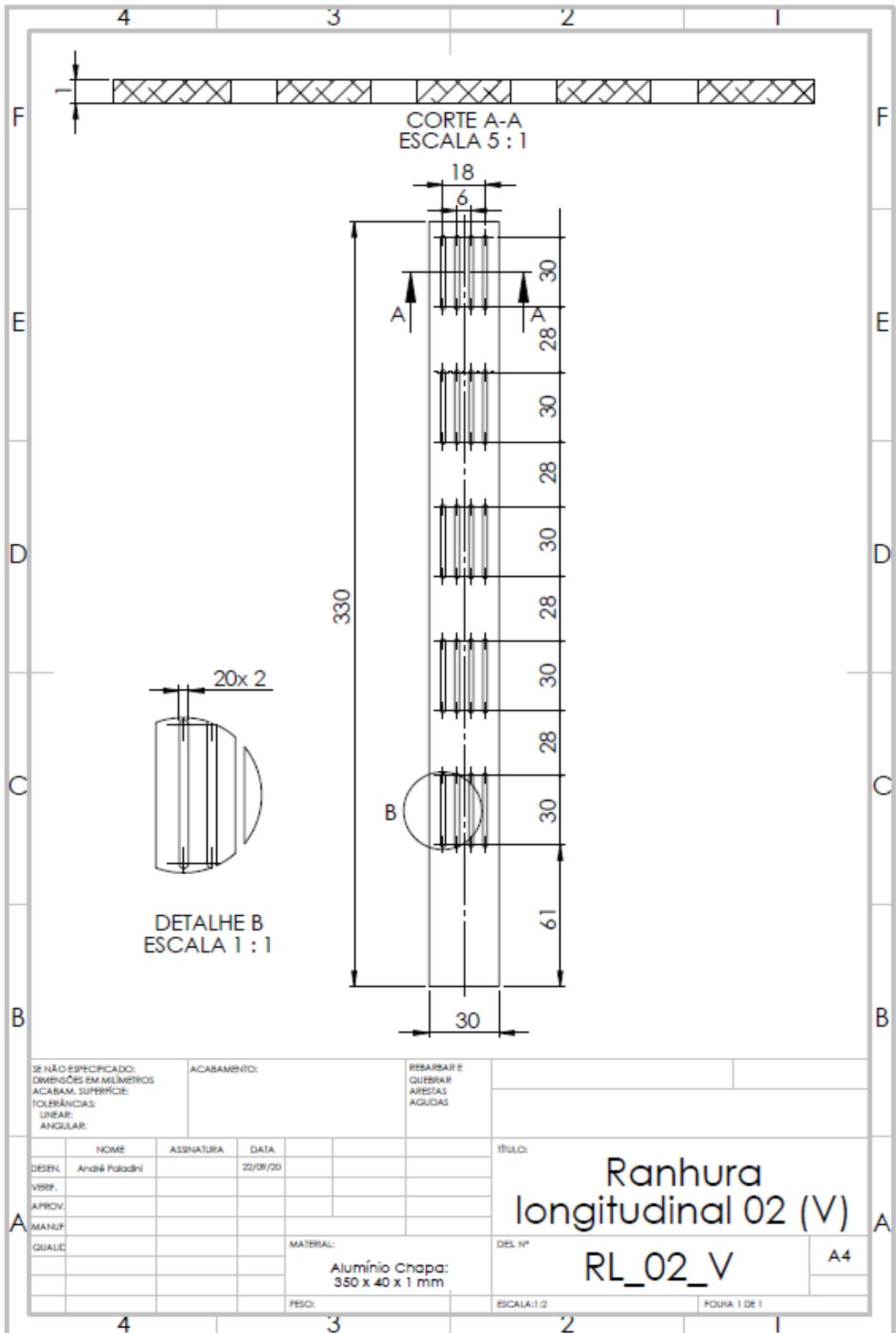
MATERIAL:

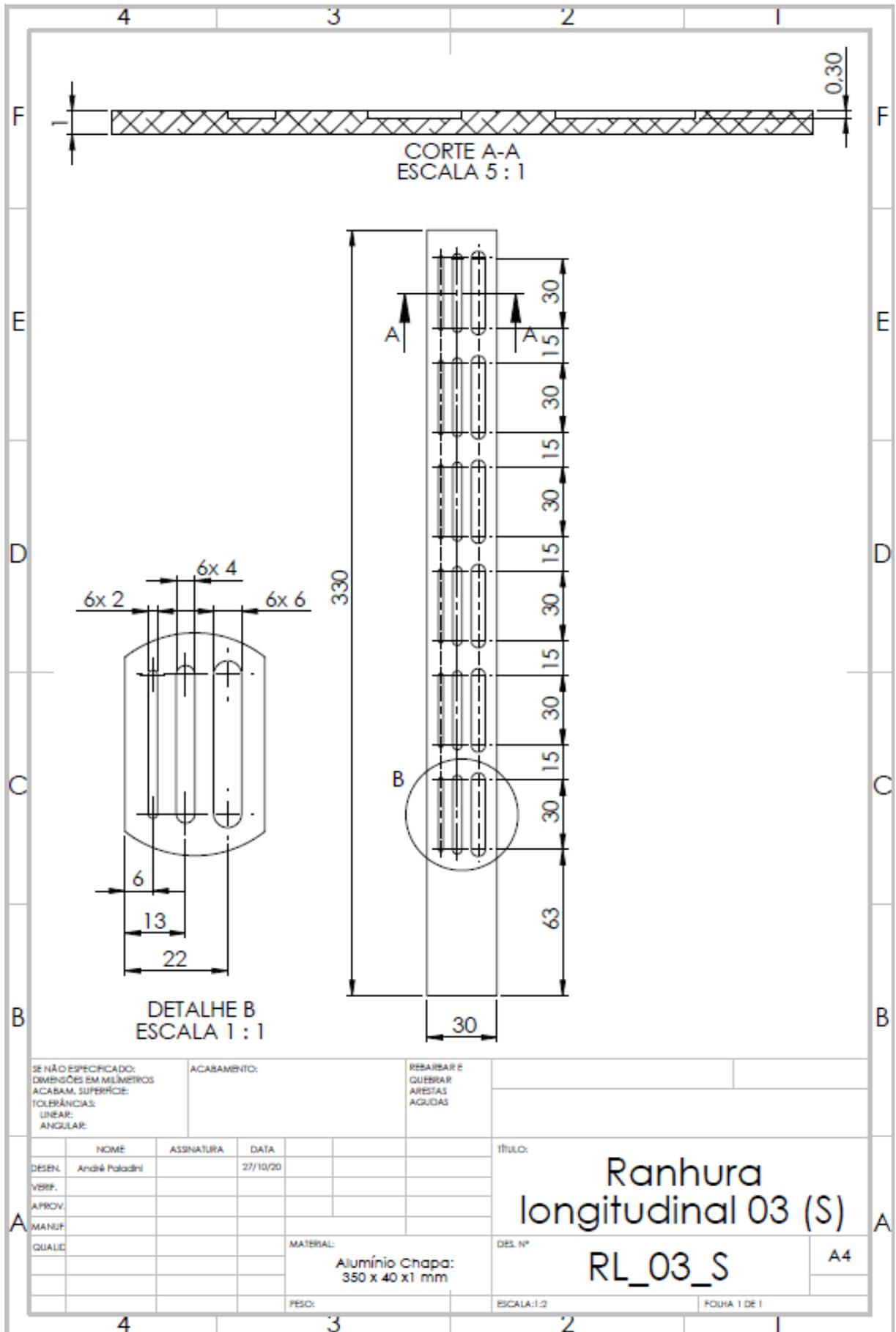
**Alumínio Chapa:
350 x 40 x 1 mm**

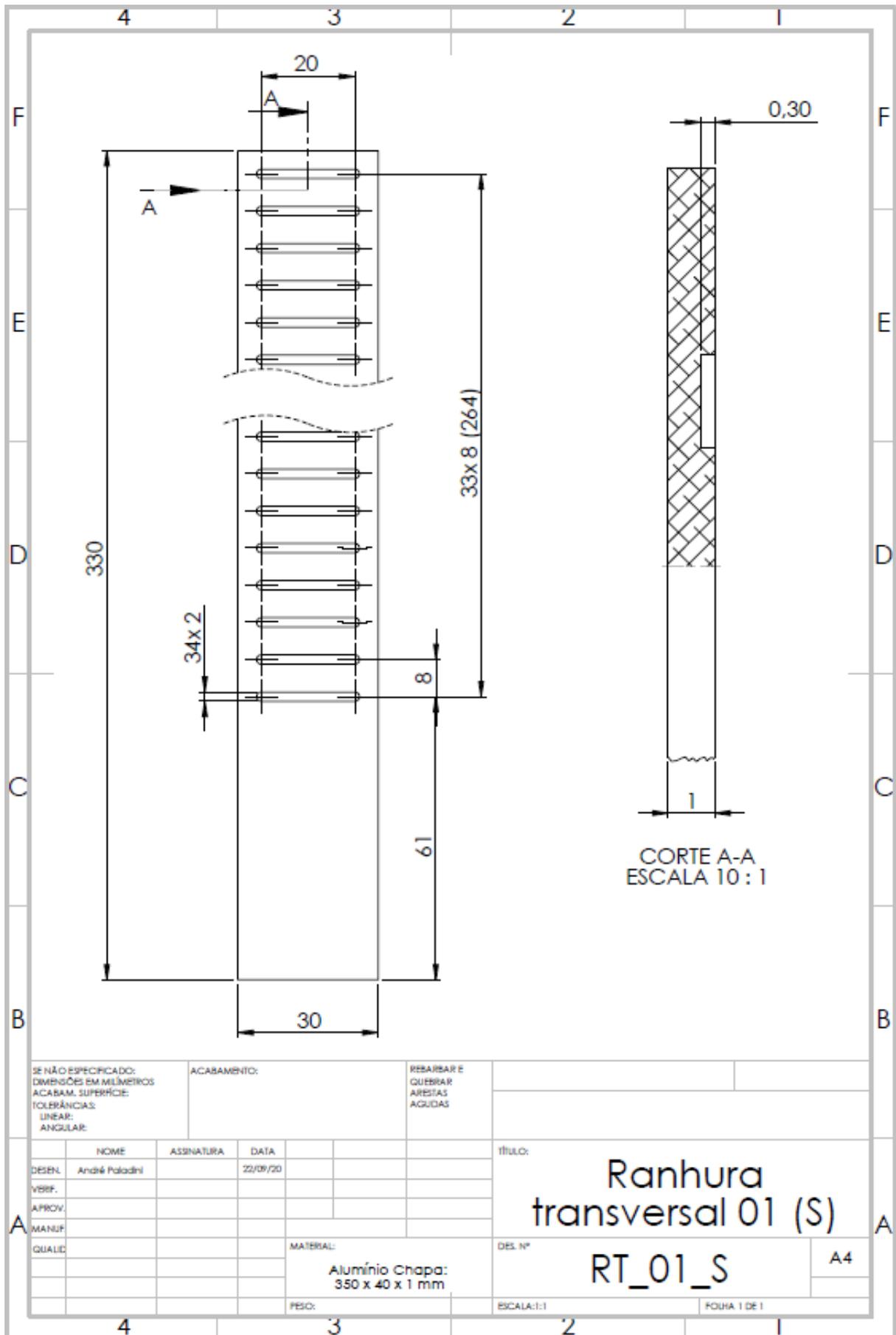
PESO:

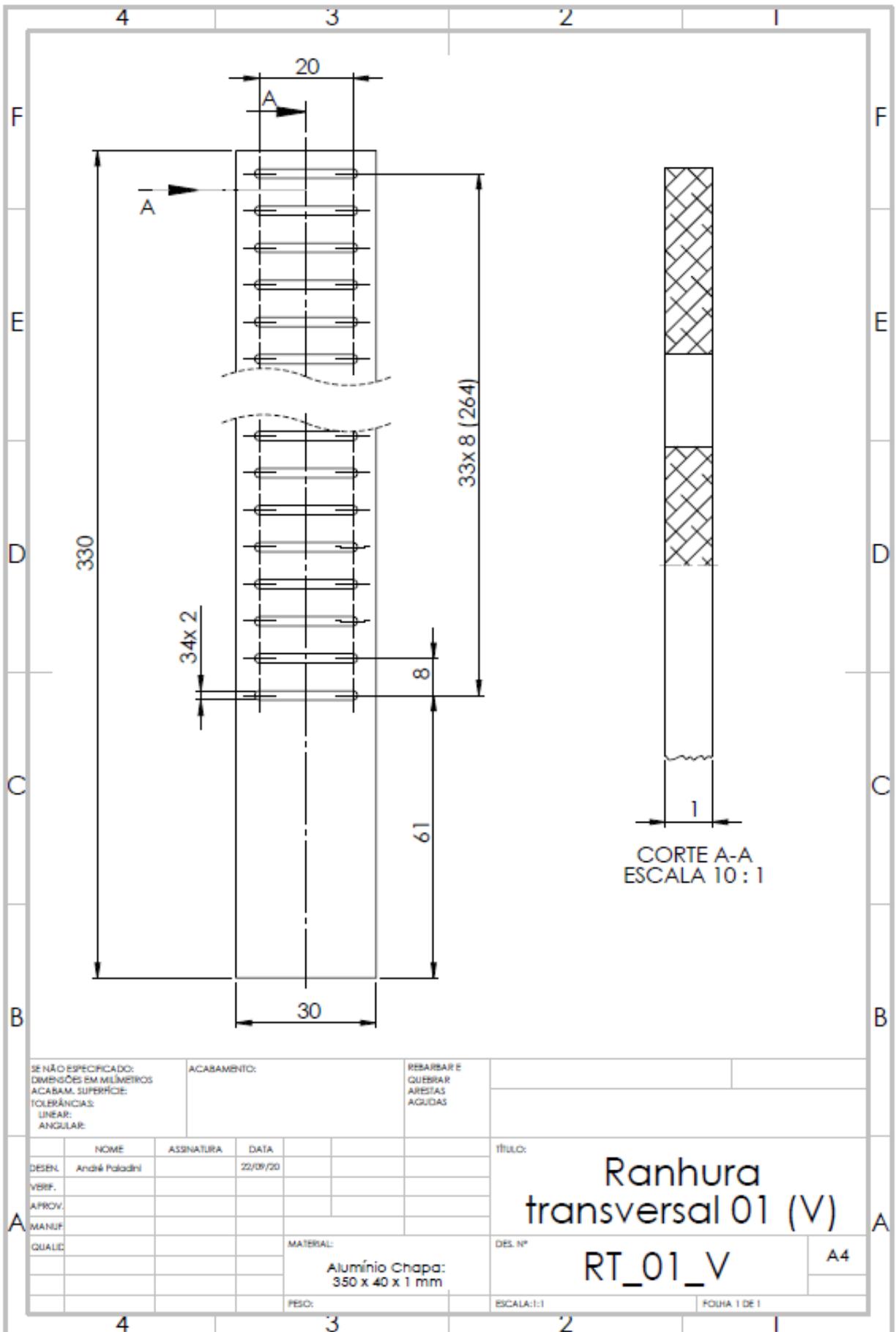
ESCALA:1:2

FOLHA 1 DE 1









SE NÃO ESPECIFICADO:
DIMENSÕES EM MILÍMETROS
ACABAM. SUPERFÍCIE:
TOLERÂNCIAS:
LINEAR:
ANGULAR:

ACABAMENTO:

REBARBAR E
QUEBRAR
ARISTAS
AGUDAS

	NOME	ASSINATURA	DATA
DESEN.	André Paladini		22/09/20
VERIF.			
APROV.			
MANUF.			
QUALD.			

TÍTULO:
Ranhura transversal 01 (V)

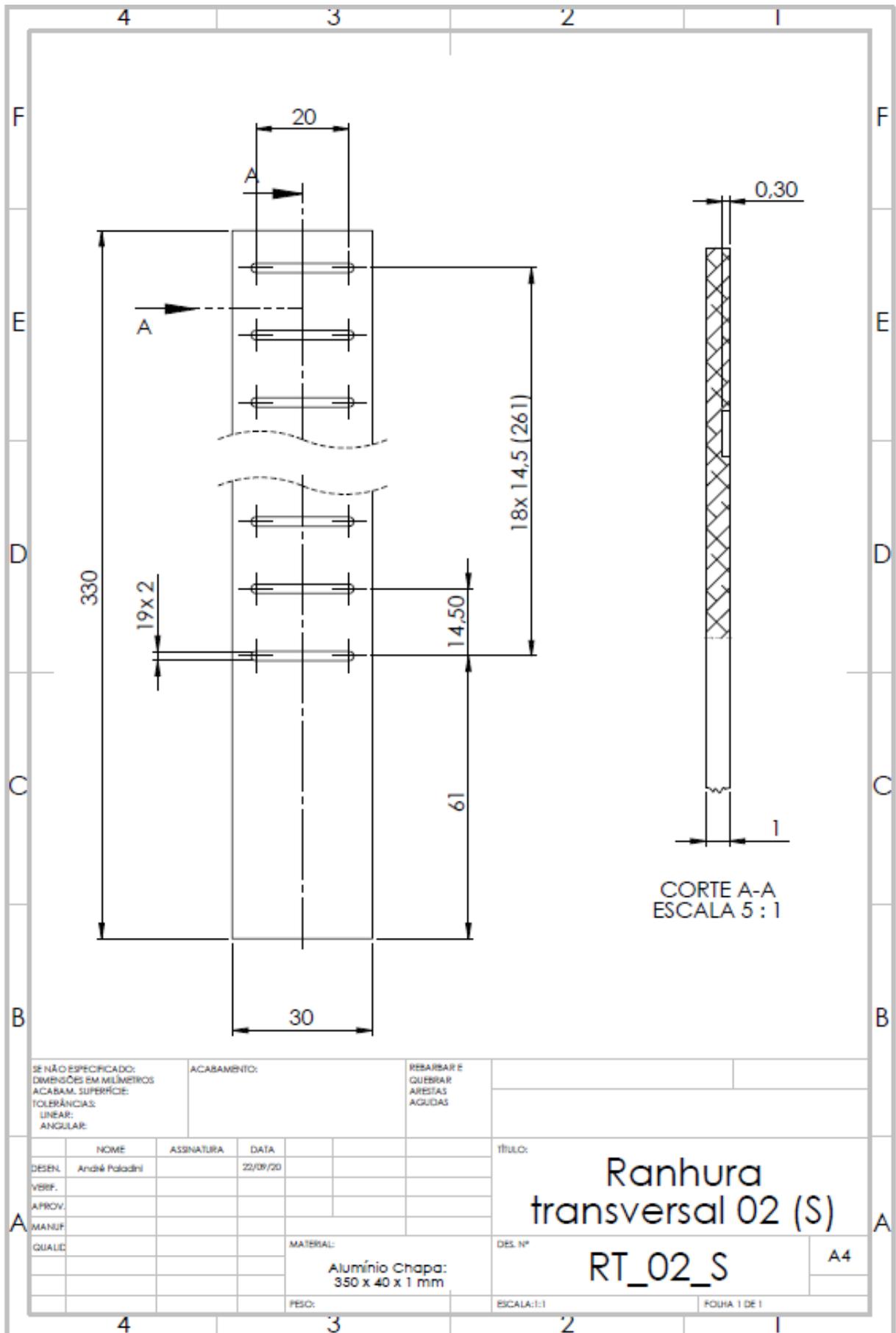
DES. Nº
RT_01_V

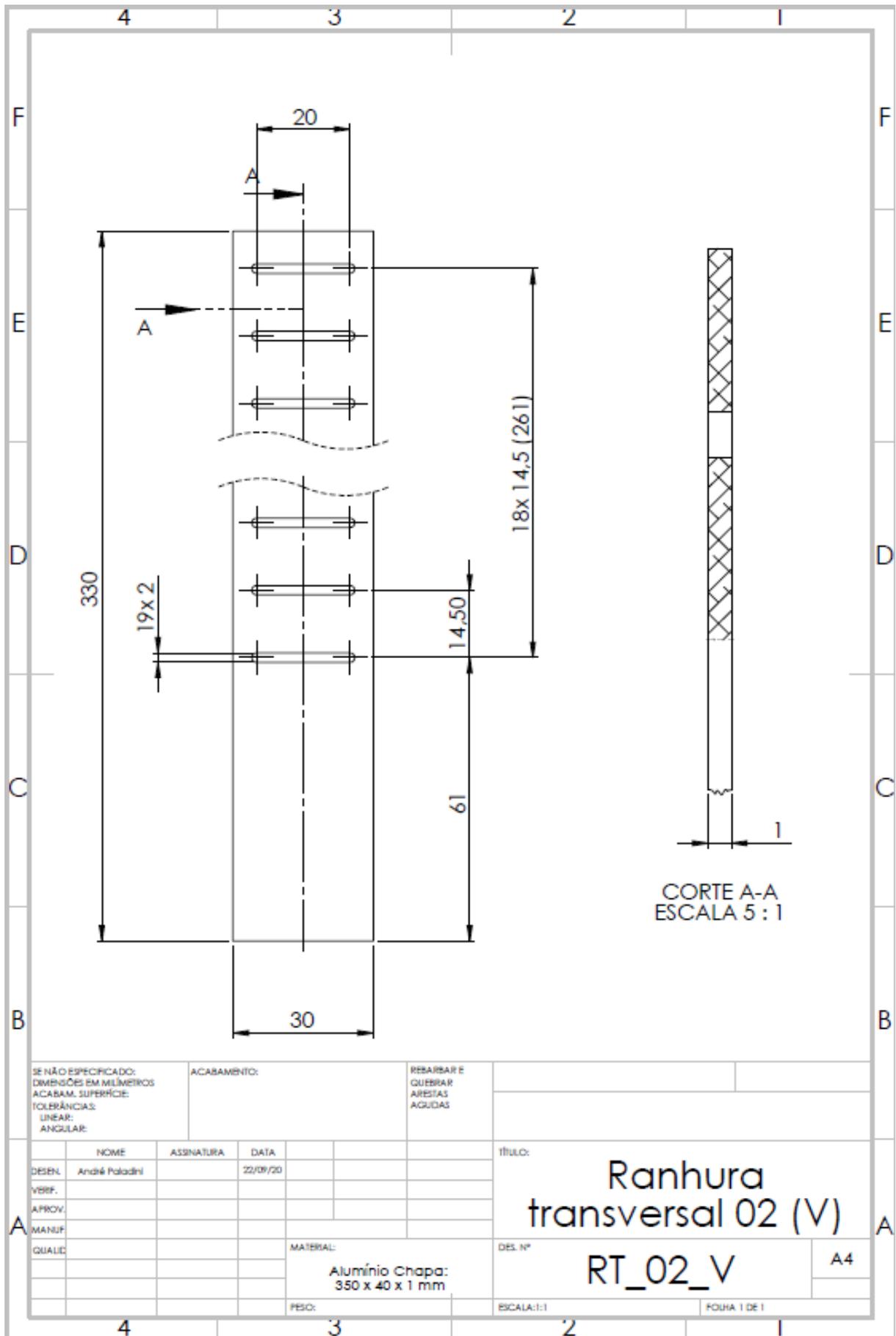
A4

MATERIAL:
**Alumínio Chapa:
350 x 40 x 1 mm**

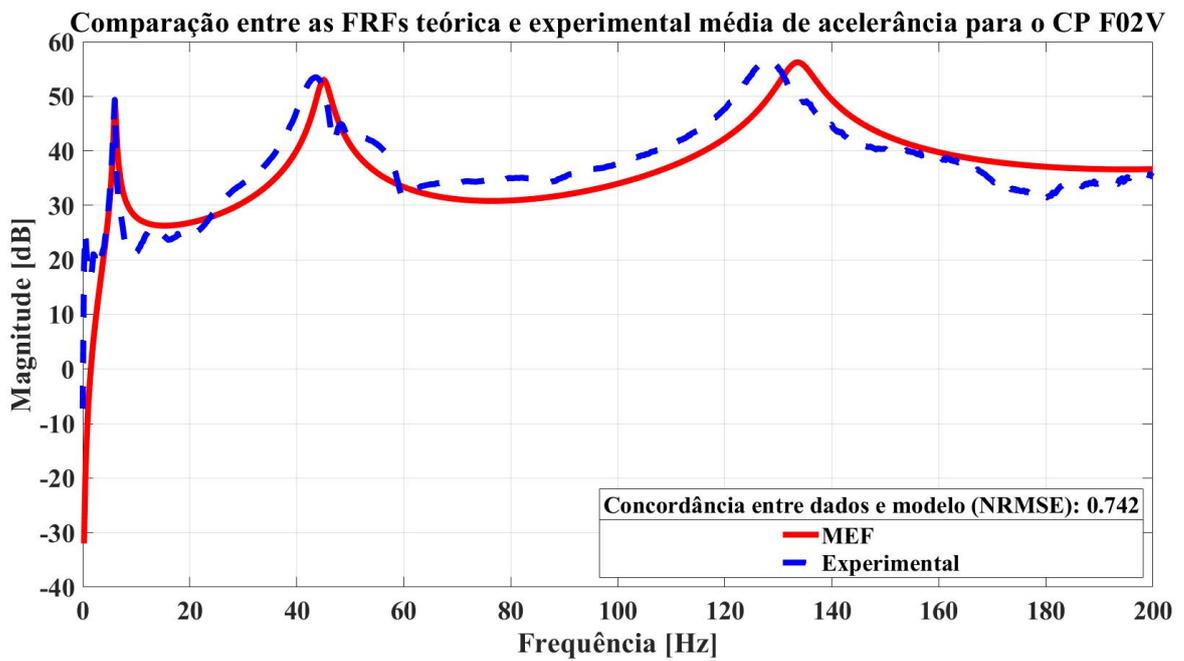
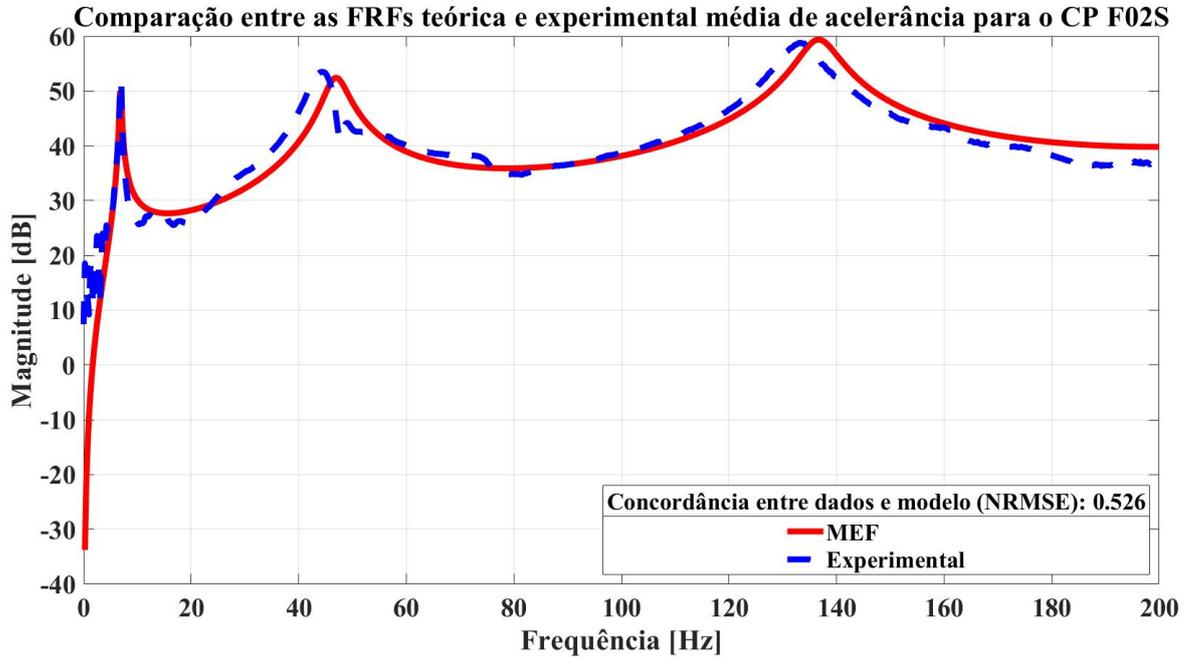
ESCALA:1:1 FOLHA 1 DE 1

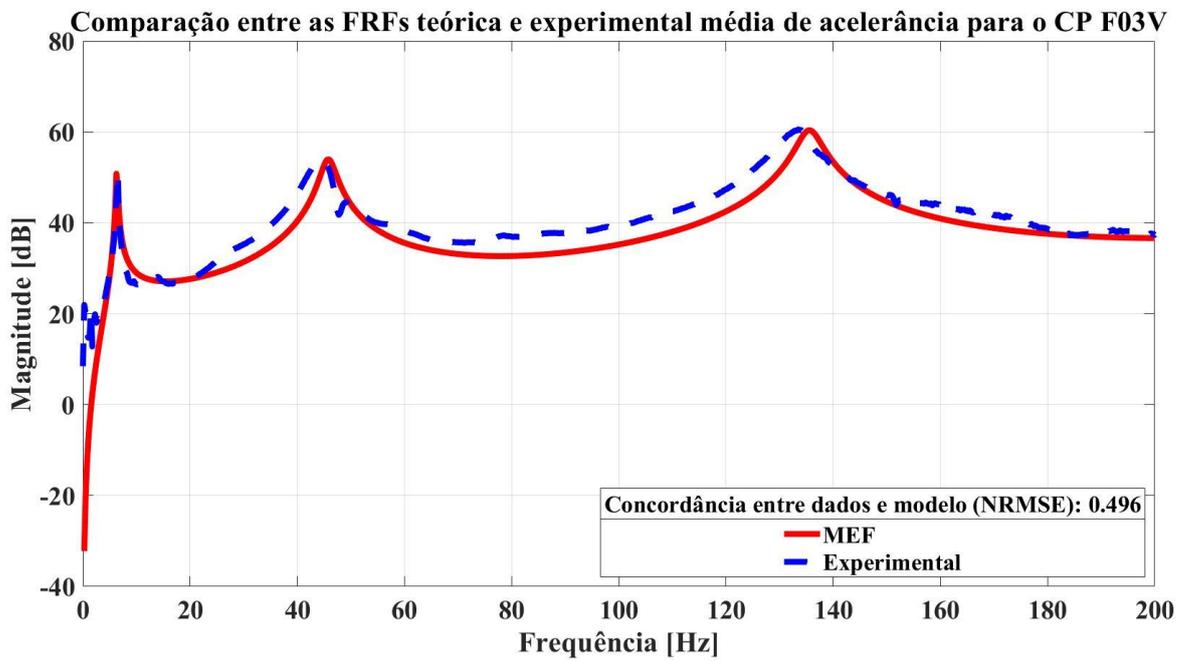
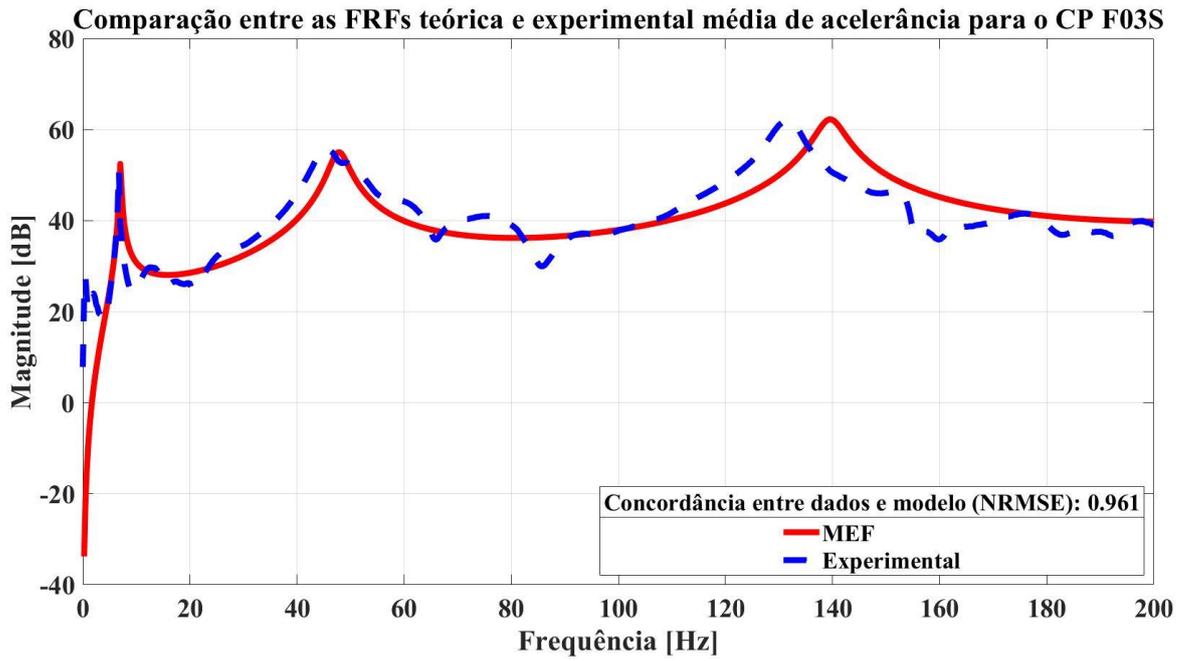
PESO:

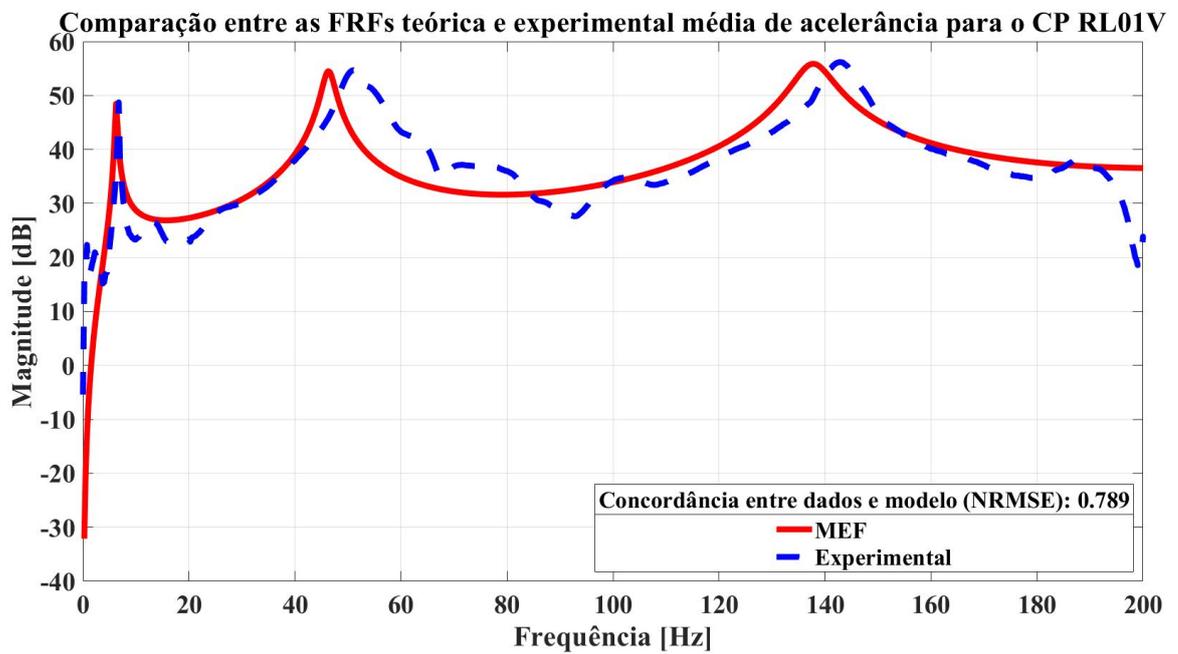
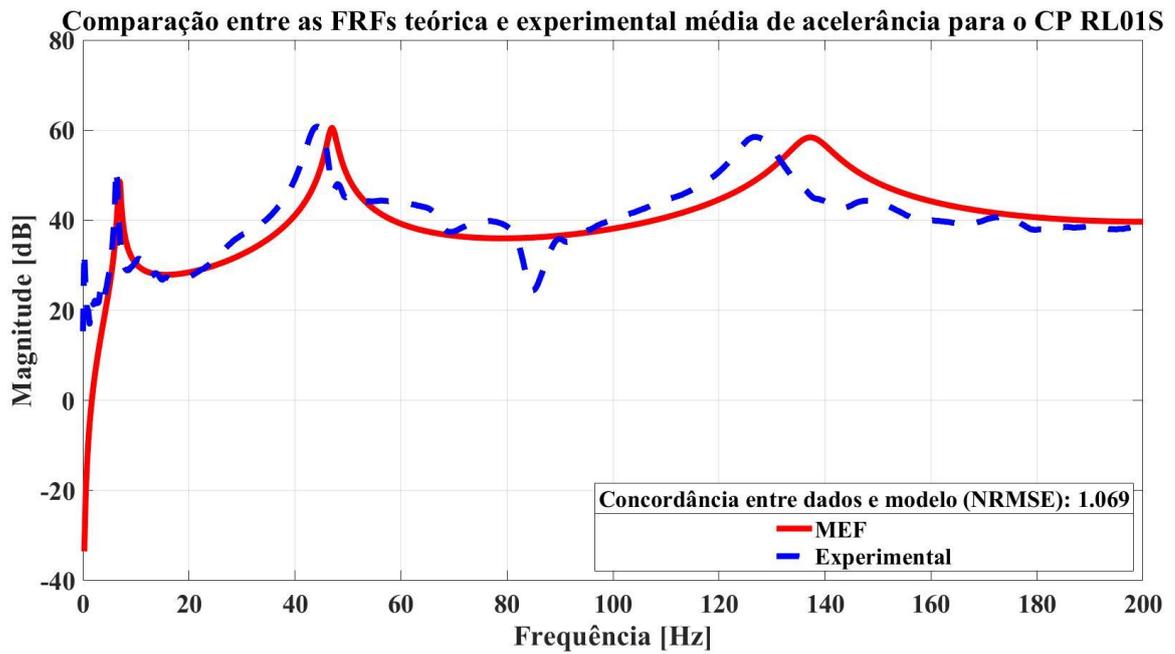


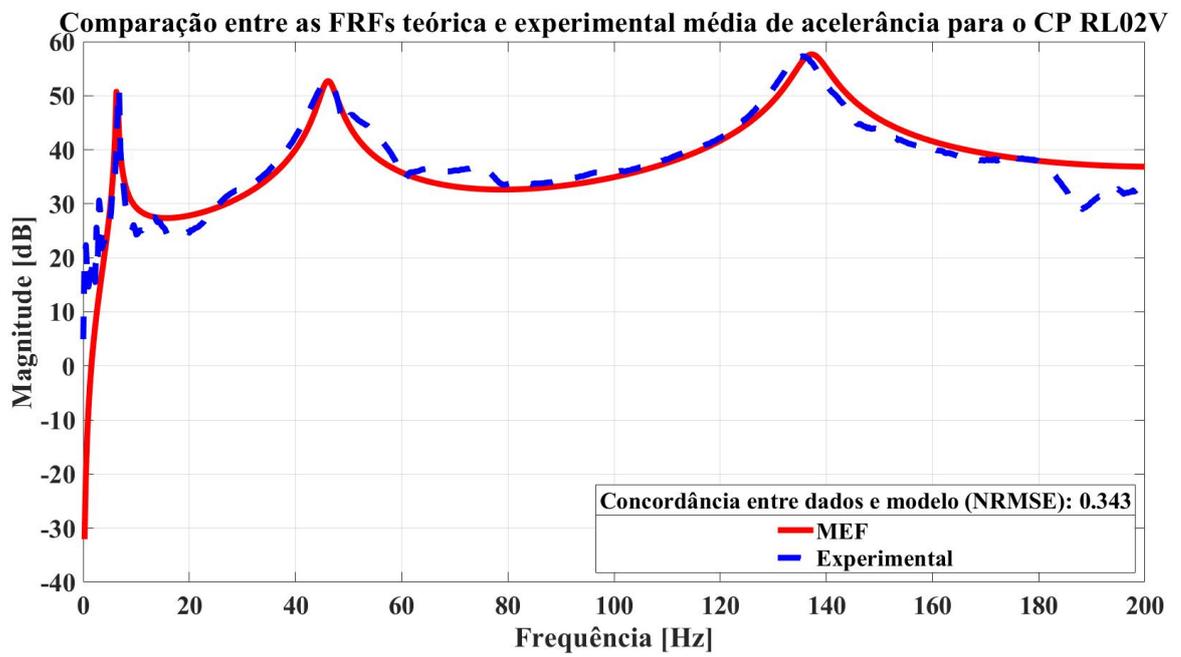
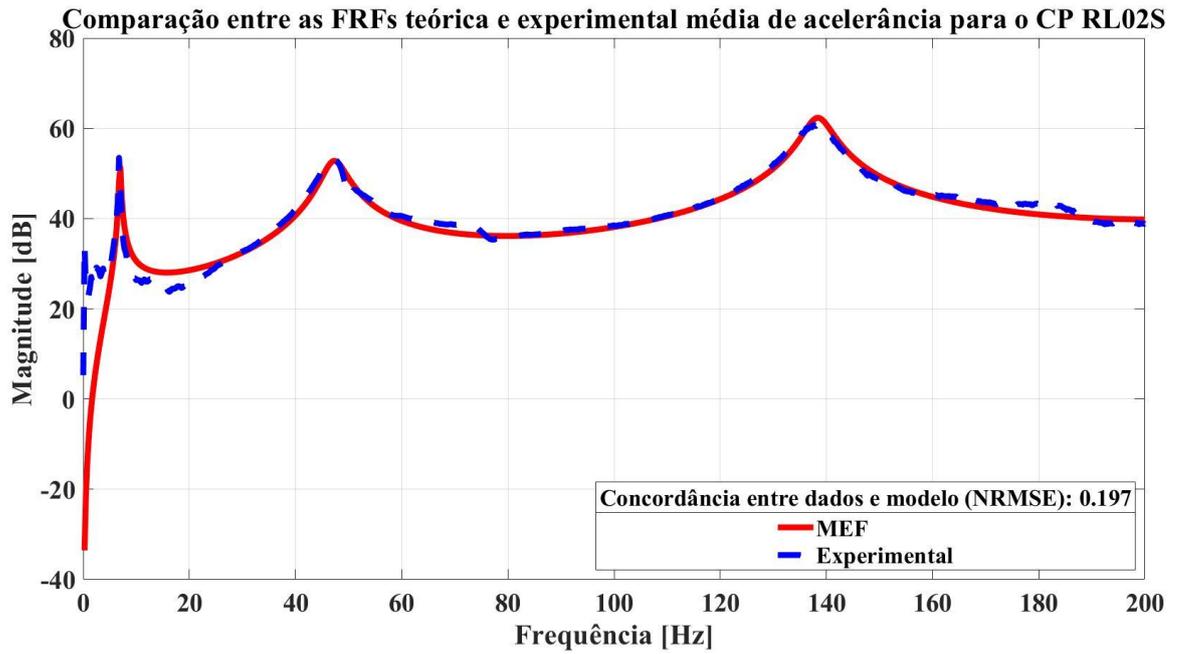


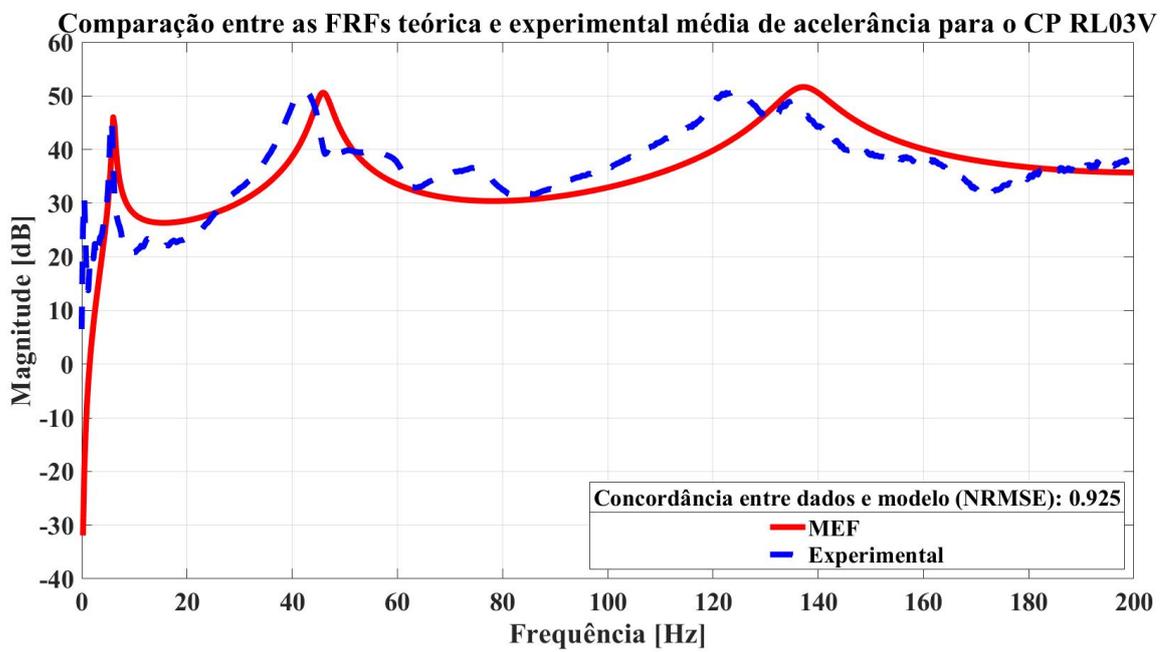
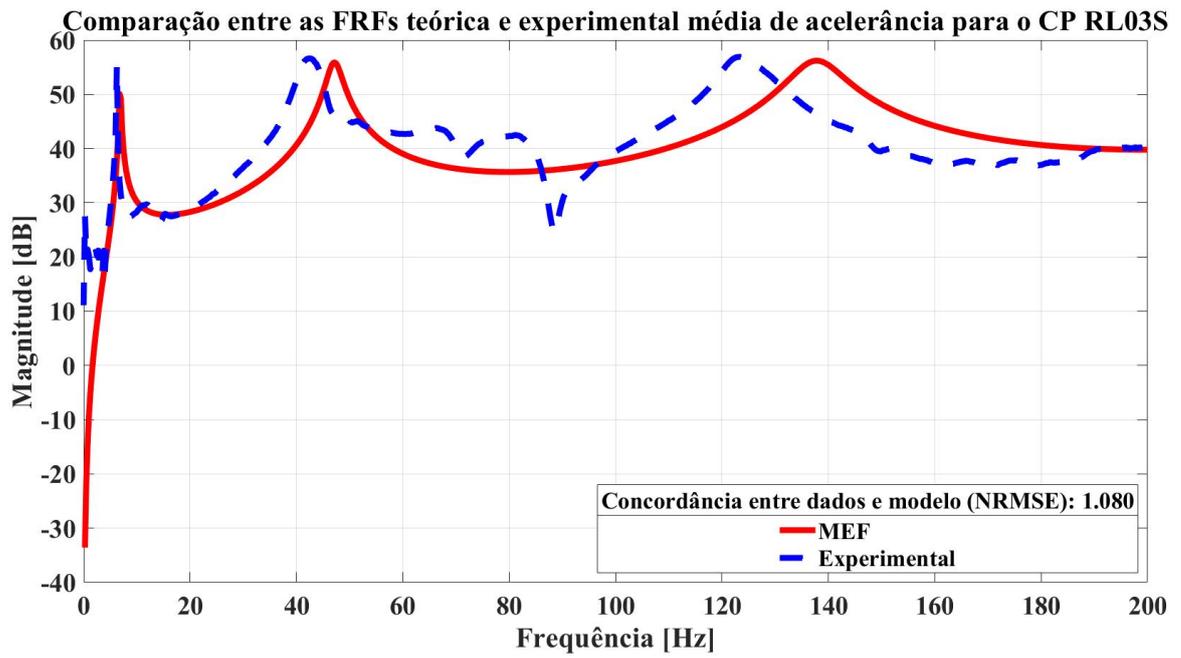
APÊNDICE B – Comparação entre as FRFs teóricas e experimentais

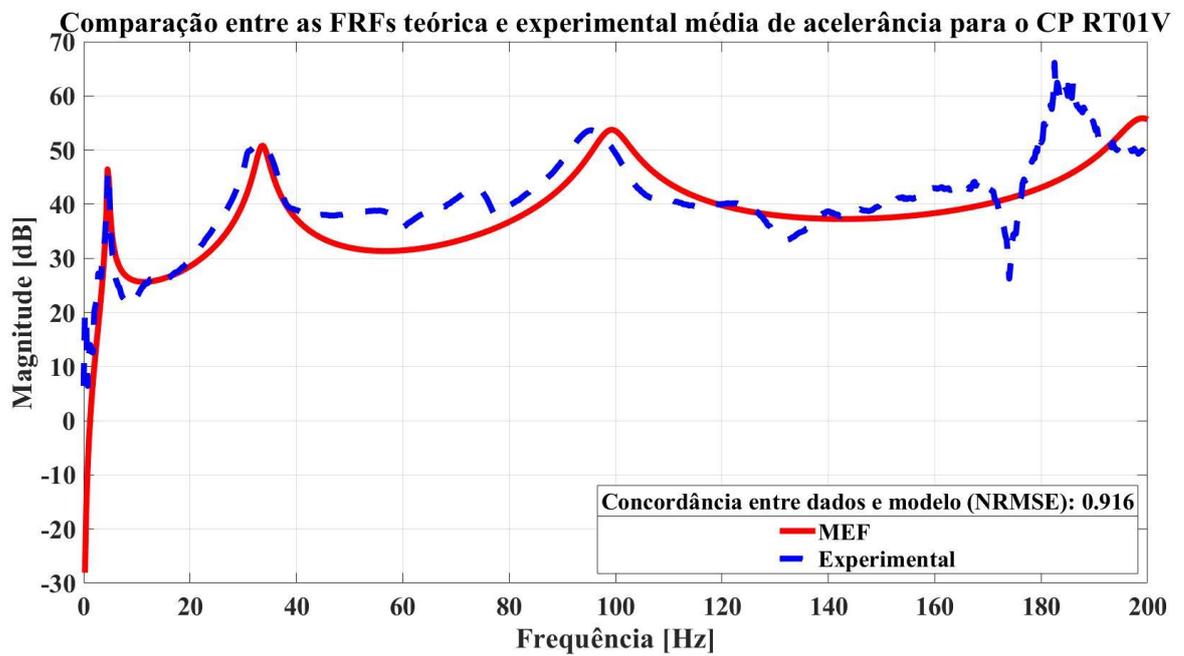
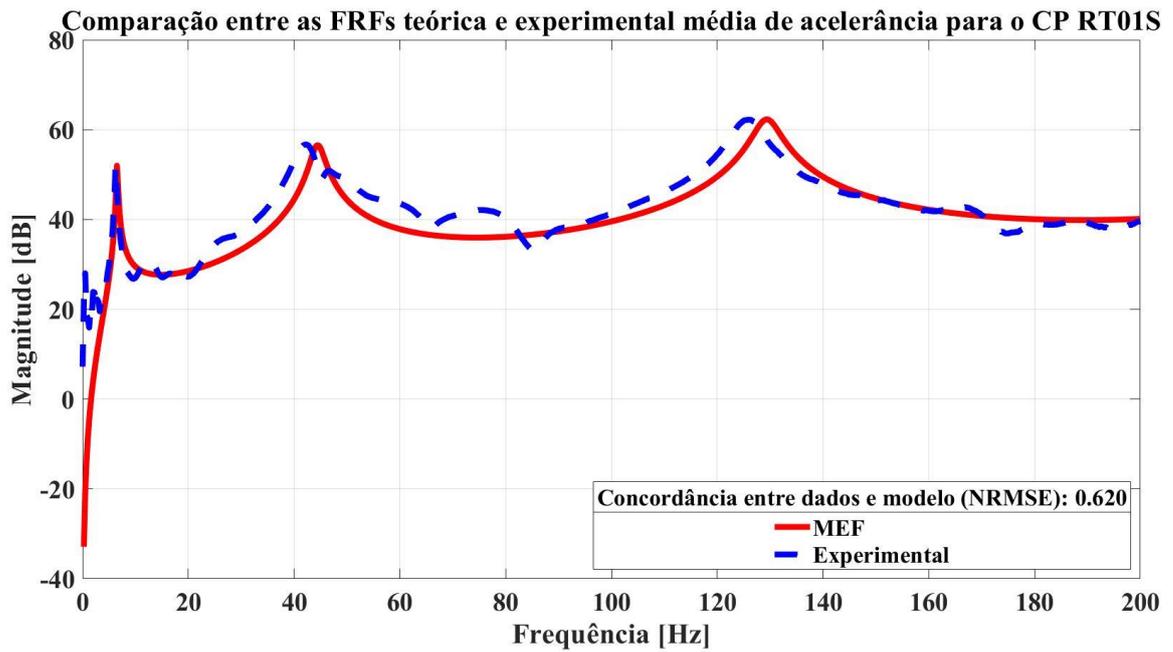


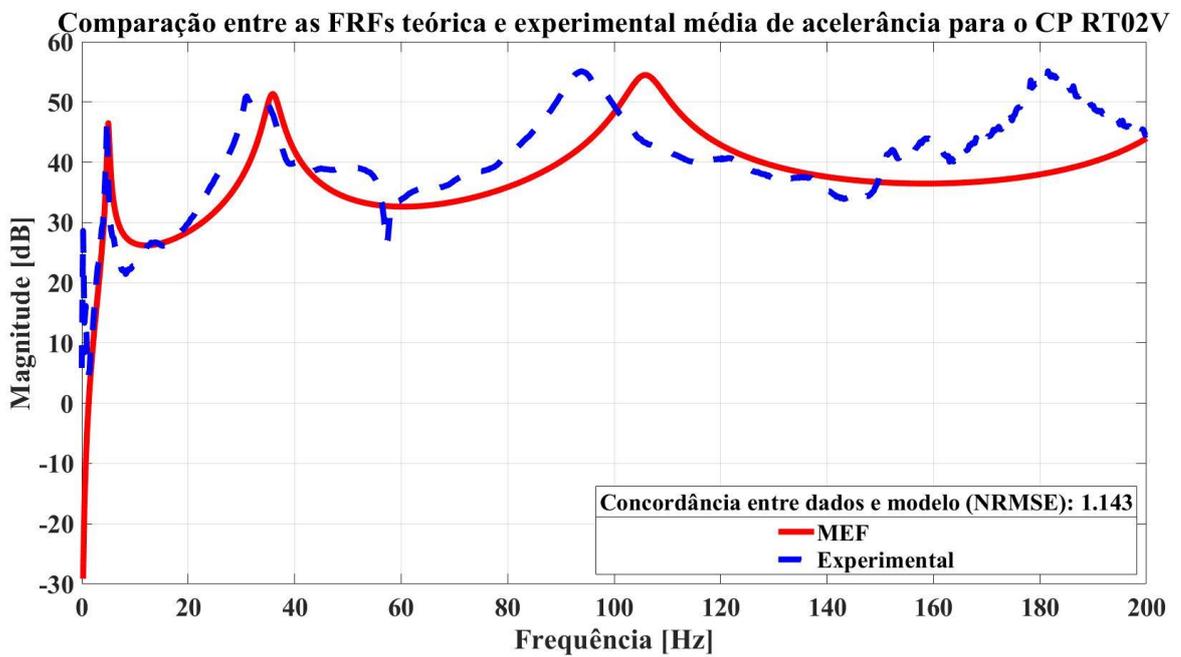
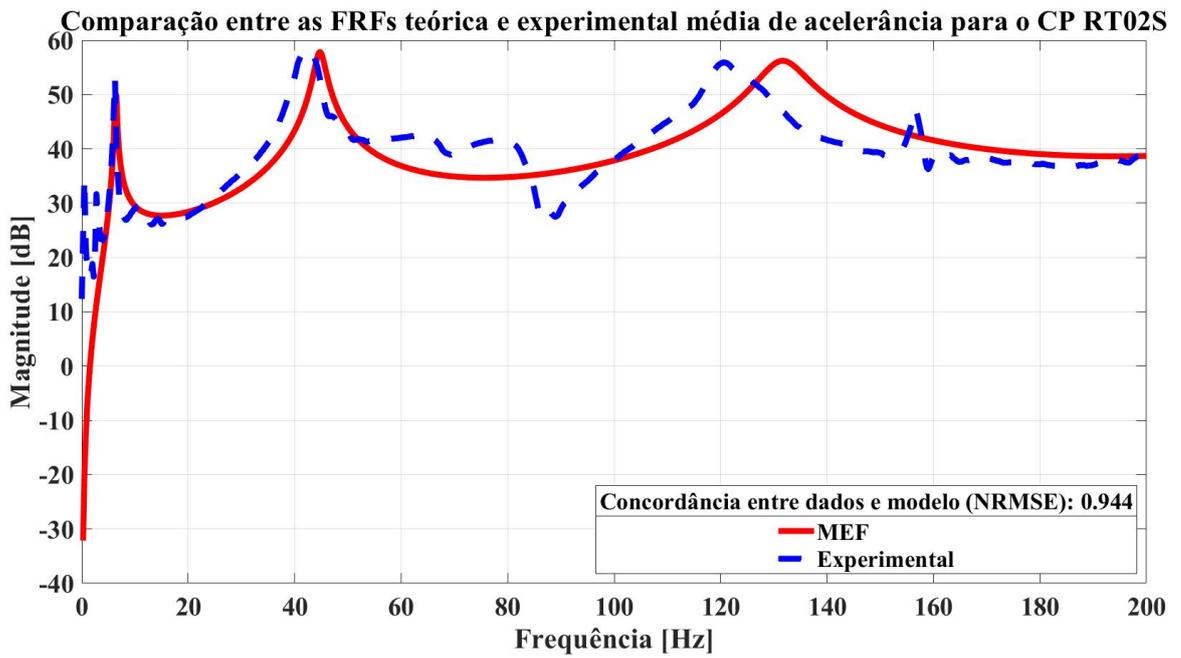


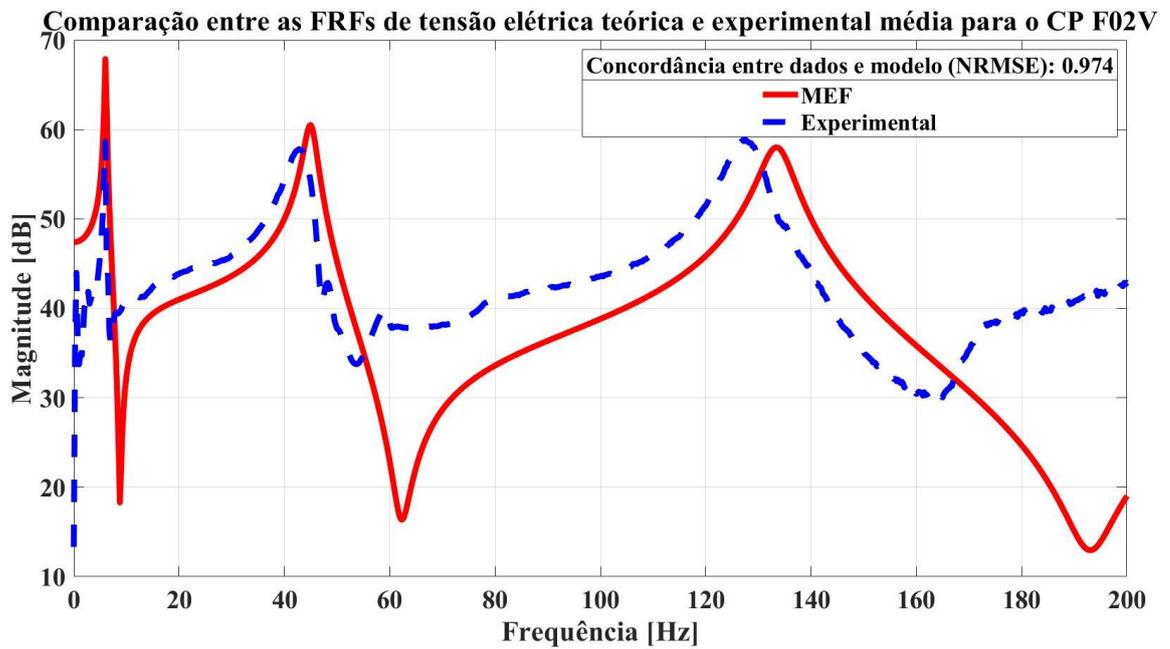
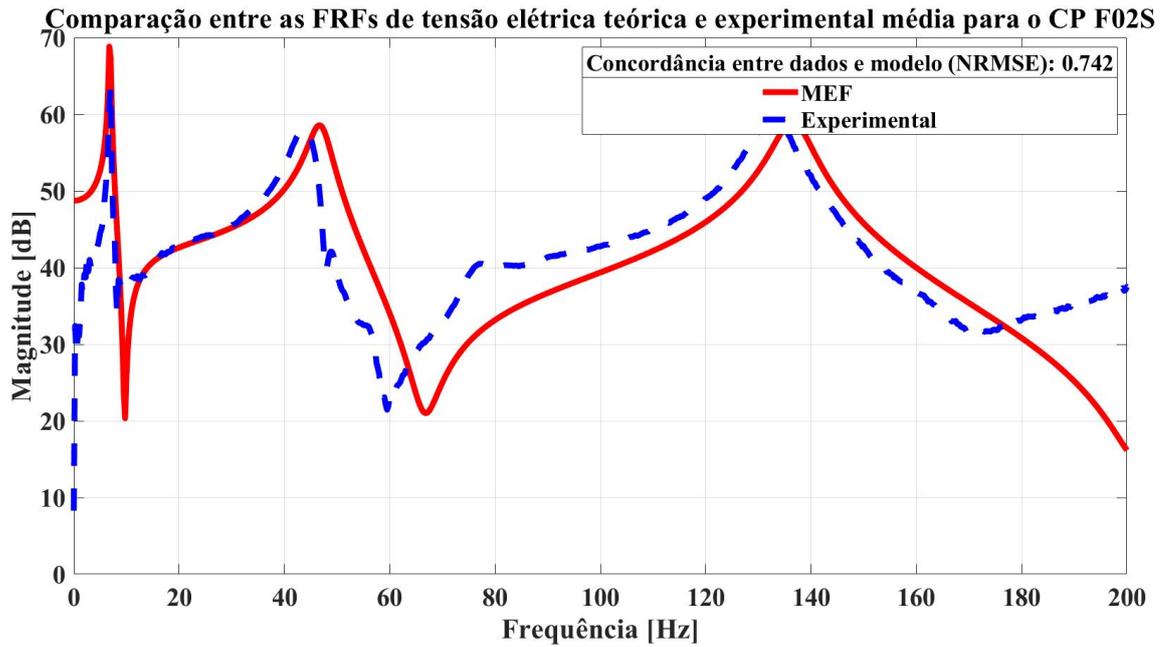


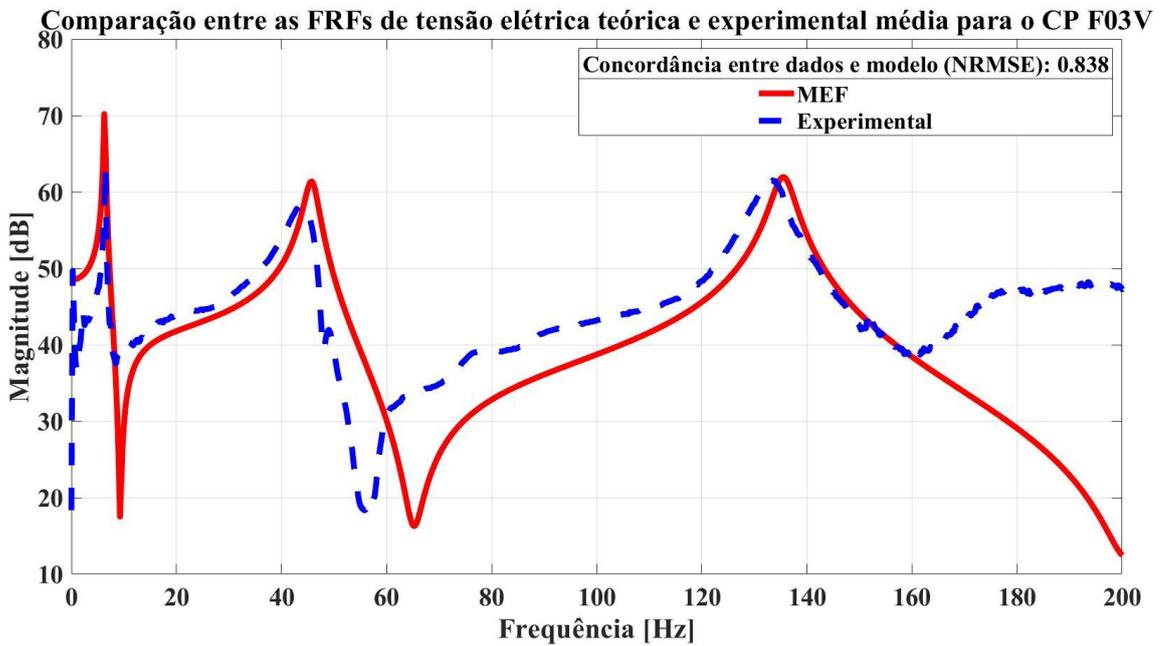
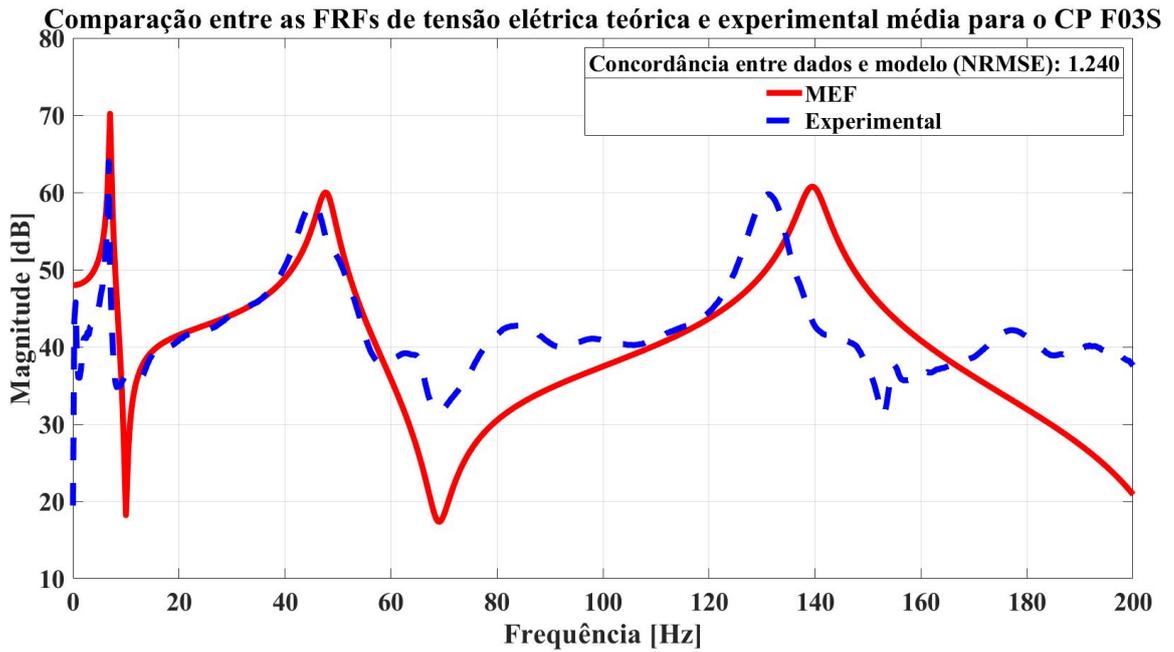




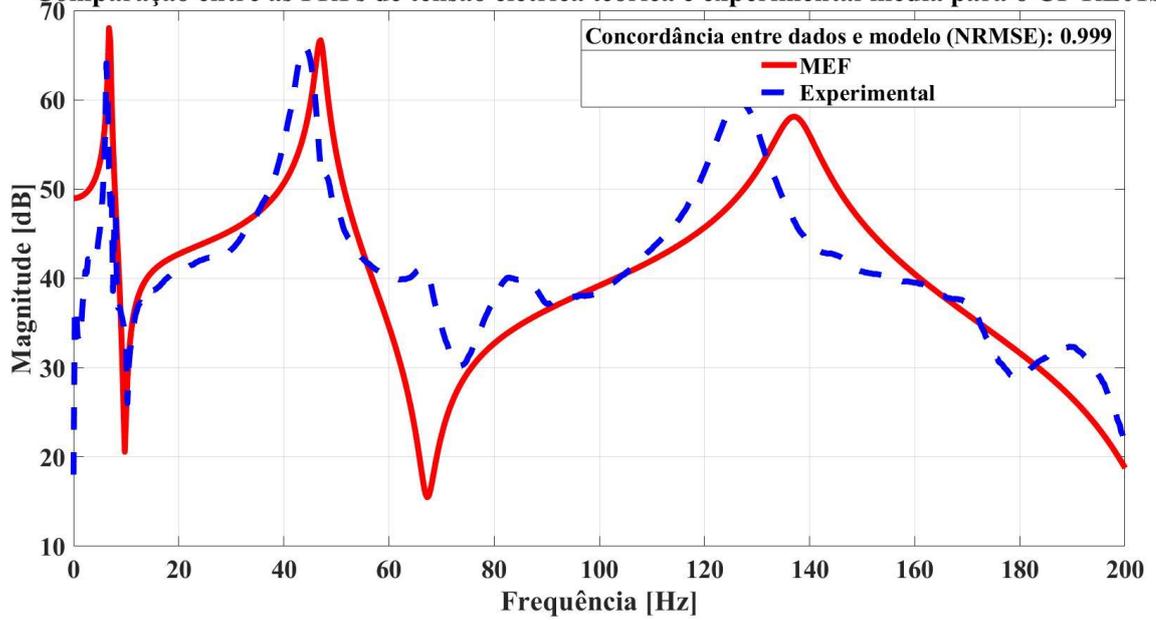




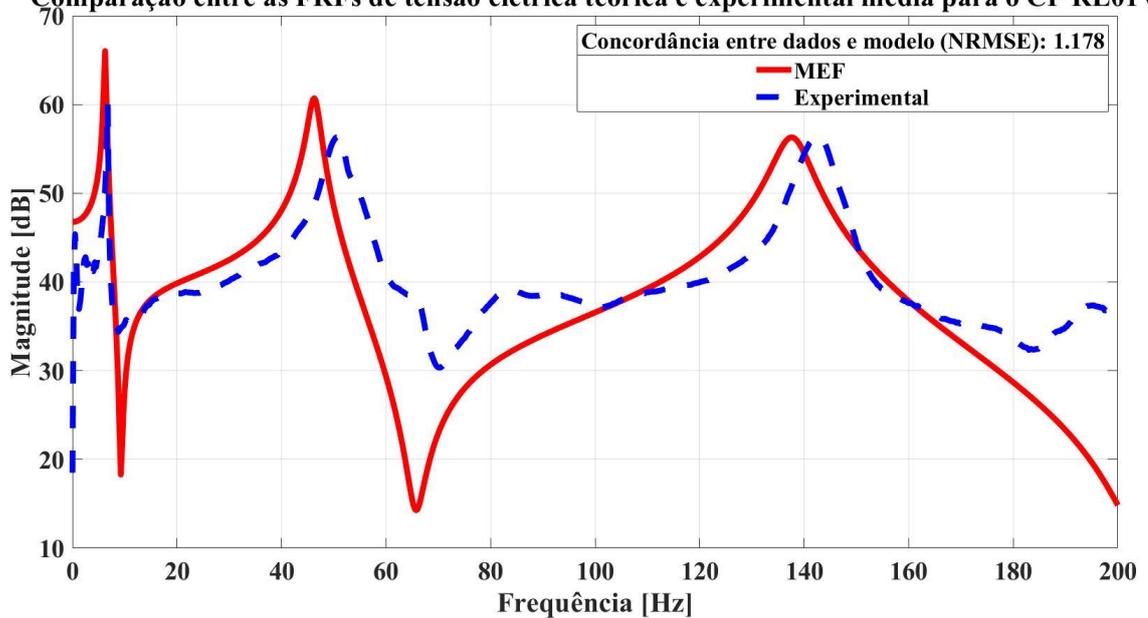




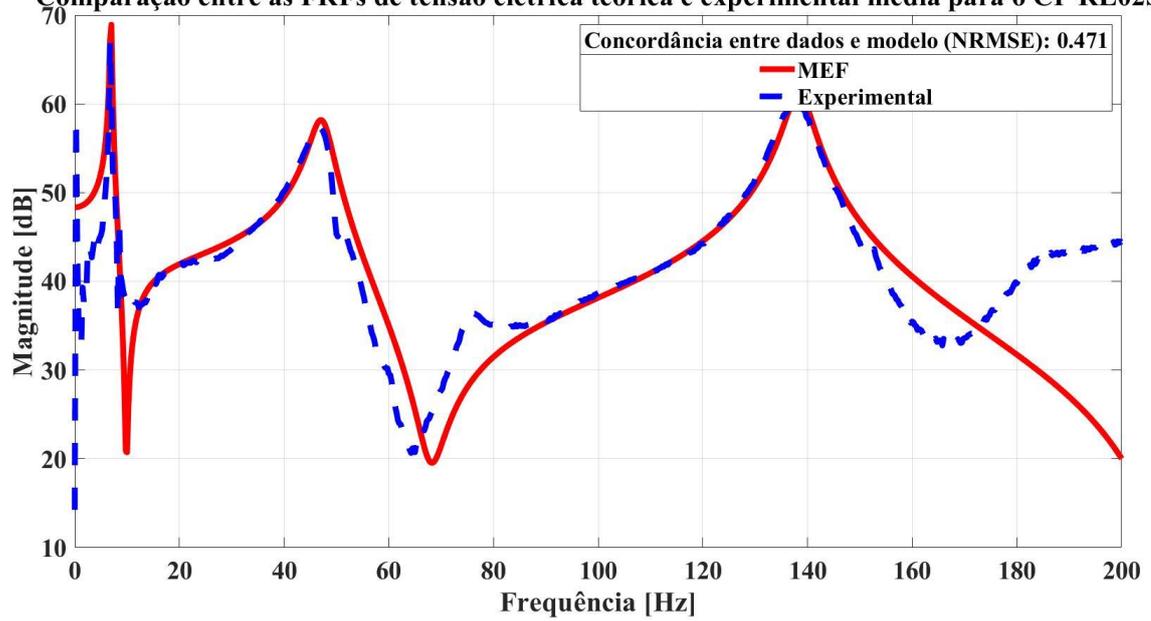
Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP RL01S



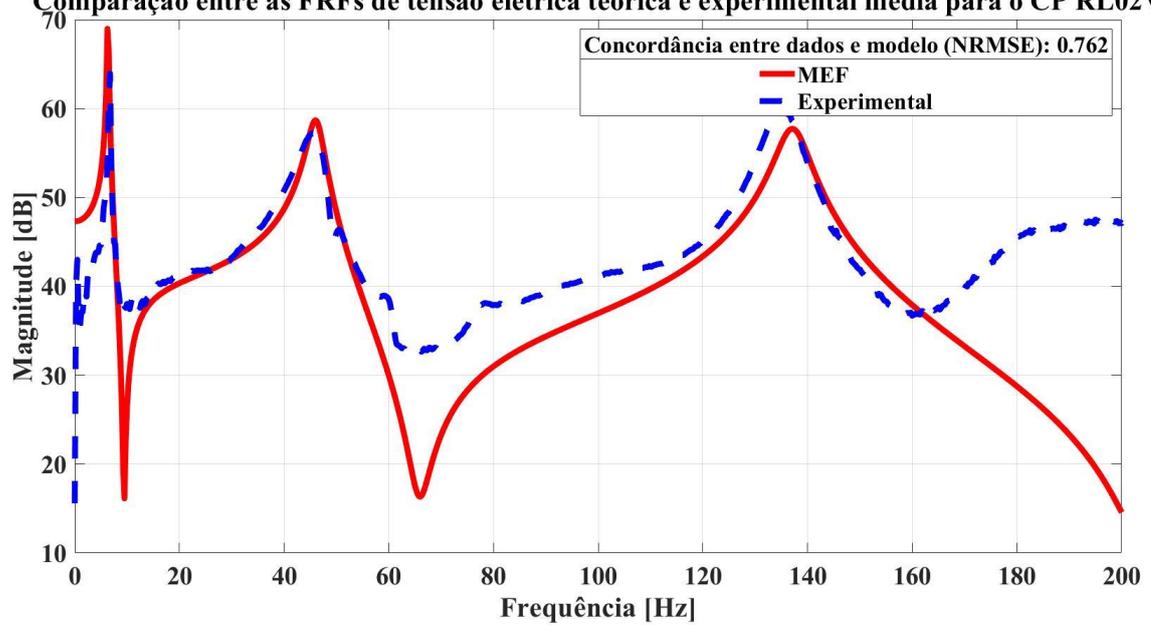
Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP RL01V



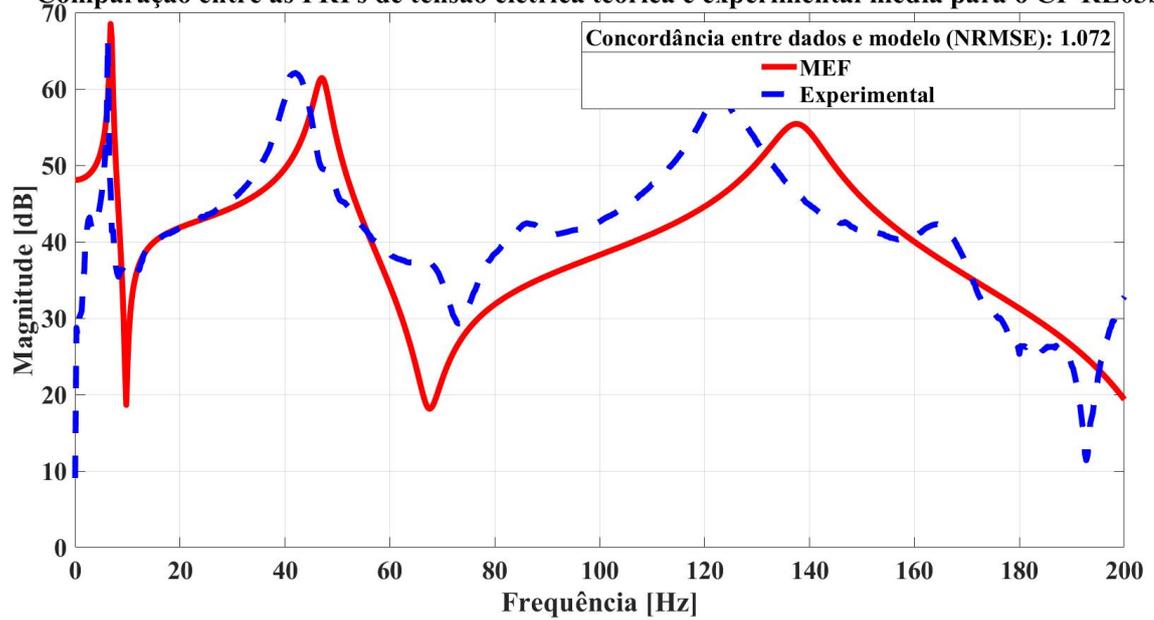
Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP RL02S



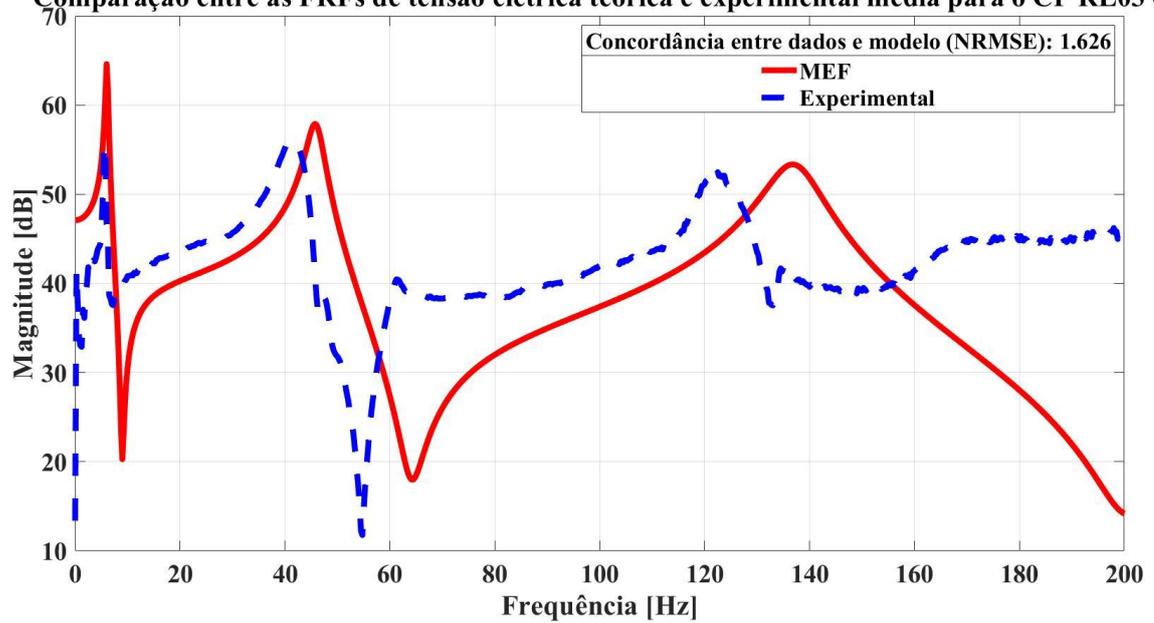
Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP RL02V



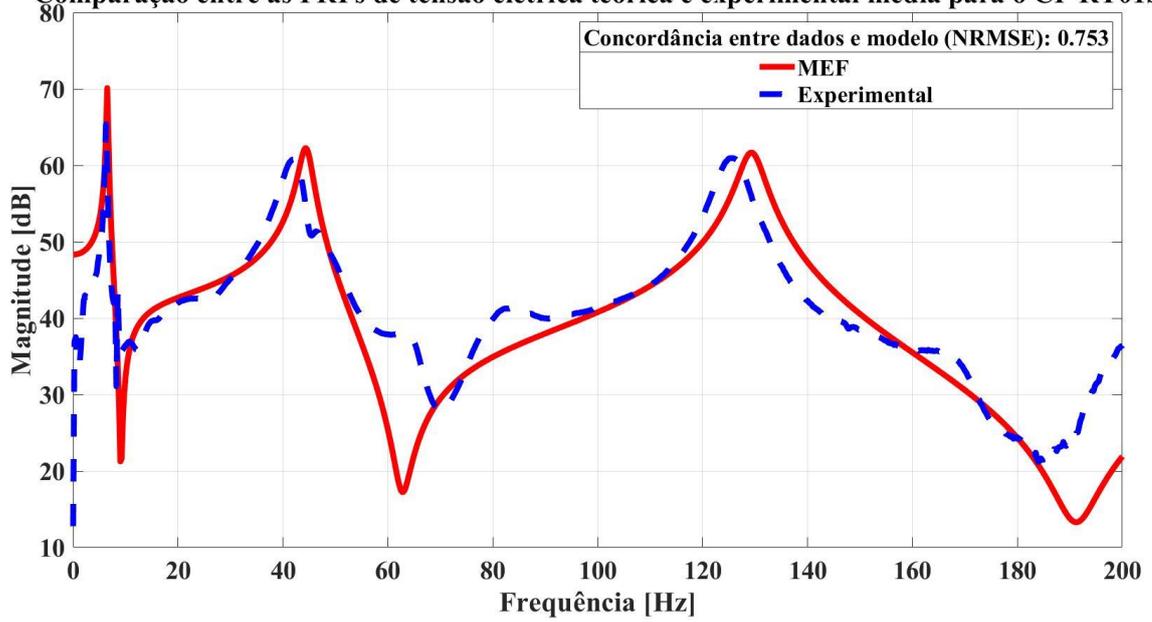
Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP RL03S



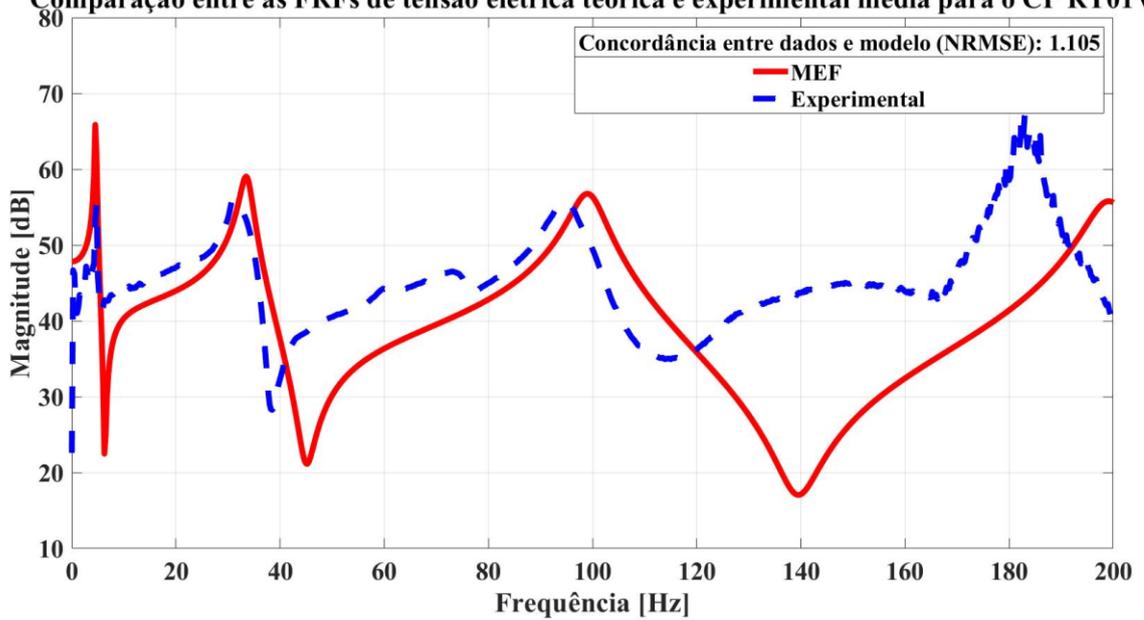
Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP RL03V



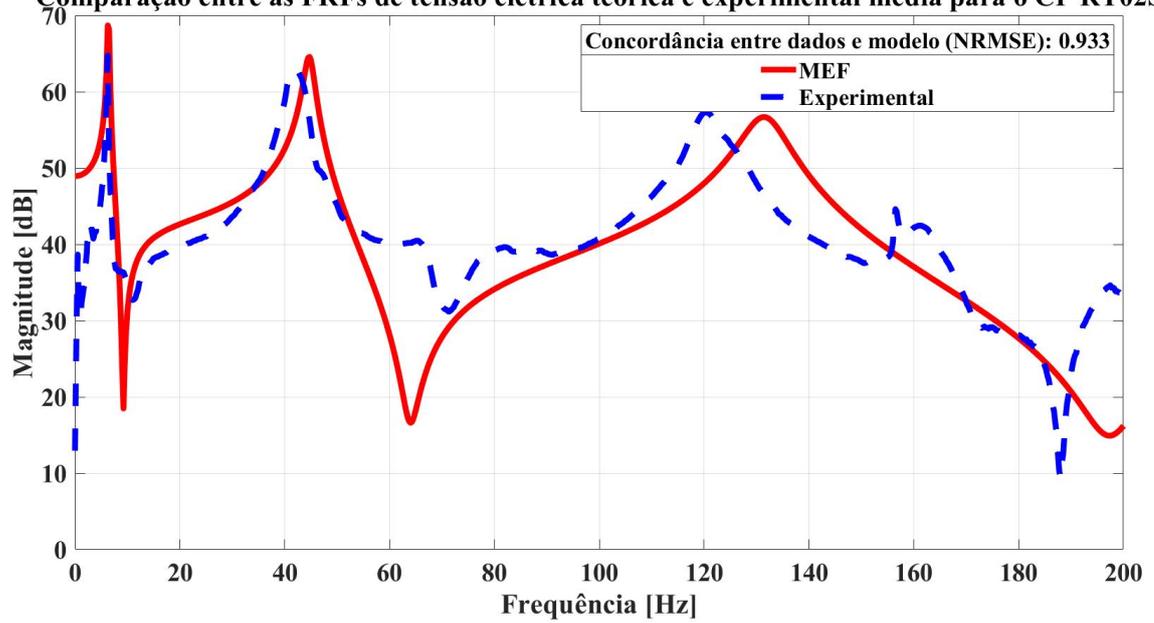
Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP RT01S



Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP RT01V



Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP RT02S



Comparação entre as FRFs de tensão elétrica teórica e experimental média para o CP RT02V

