

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

JOSÉ OLIVEIRA CRUZ NETO

**PROJETO MECÂNICO E ANÁLISE DE UMA BALANÇA  
UTILIZADA EM EXPERIMENTOS COM MÁQUINAS DE LAVAR  
ROUPAS**

SÃO CARLOS  
2024



JOSÉ OLIVEIRA CRUZ NETO

**PROJETO MECÂNICO E ANÁLISE DE UMA BALANÇA  
UTILIZADA EM EXPERIMENTOS COM MÁQUINAS DE LAVAR  
ROUPAS**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Departamento de  
Engenharia Mecânica da Universidade  
Federal de São Carlos, para obtenção  
do título de Bacharel em Engenharia  
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Alexandre Tá-  
cito Malavolta

SÃO CARLOS  
2024





FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS

COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA - CCEMec/CCET

Rod. Washington Luís km 235 - SP-310, s/n - Bairro Monjolinho, São Carlos/SP, CEP 13565-905

Telefone: (16) 33519703 - <http://www.ufscar.br>

DP-TCC-FA nº 1/2024/CCEMec/CCET

Graduação: Defesa Pública de Trabalho de Conclusão de Curso

Folha Aprovação (GDP-TCC-FA)

FOLHA DE APROVAÇÃO

JOSÉ OLIVEIRA CRUZ NETO

PROJETO MECÂNICO E ANÁLISE DE UMA BALANÇA UTILIZADA EM EXPERIMENTOS COM MÁQUINAS DE LAVAR ROUPAS

Trabalho de Conclusão de Curso

Universidade Federal de São Carlos - Campus São Carlos

São Carlos, 02 de fevereiro de 2024

ASSINATURAS E CIÊNCIAS

Cargo/Função	Nome Completo
Orientador	Alexandre Tácito Malavolta
Membro da Banca 1	Luis Antonio Oliveira Araujo
Membro da Banca 2	João Gustavo Pereira da Silva



Documento assinado eletronicamente por **Joao Gustavo Pereira da Silva, Docente**, em 02/02/2024, às 17:11, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Alexandre Tacito Malavolta, Docente**, em 02/02/2024, às 17:11, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Luis Antonio Oliveira Araujo, Docente**, em 02/02/2024, às 17:11, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site <https://sei.ufscar.br/autenticacao>, informando o código verificador **1329590** e o código CRC **57DC5C0F**.

**Referência:** Caso responda a este documento, indicar expressamente o Processo nº 23112.000973/2024-62

SEI nº 1329590



À minha avó Maria Ribeiro Cruz, avô José Oliveira Cruz, meu tio Álvaro Ribeiro Cruz e minha namorada Heloisa Poiatto:

Este trabalho é dedicado a vocês, pilares essenciais em minha jornada. À minha avó, pela sabedoria, amor e criação. Ao meu avô, pela retidão e exemplo. Ao meu tio, pelo apoio incansável. À minha namorada, pela luz nos dias escuros. Com gratidão, José Oliveira Cruz Neto.





## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente, quero agradecer ao meu orientador, Alexandre Tácito Malavolta, pela sua orientação e auxílio durante a realização do trabalho, agradeço também a todos os professores do curso de Engenharia Mecânica com os quais tive a oportunidade de estudar.

O mesmo se estende a todo o time de performance da Whirlpool, por permitir que a realização deste projeto fosse possível. Em especial ao meu gestor, Luiz Fernando Bisan Antunes, por ter confiado a mim o desenvolvimento do projeto.

Não posso deixar de expressar minha gratidão aos meus amigos e colegas de turma e, por último, mas não menos importante, agradeço a todos que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho. Este projeto não teria sido possível sem o apoio e contribuição de cada um de vocês. Muito obrigado por fazerem parte desta conquista.



*“Fiquei impressionado com a urgência de fazer. Saber não é suficiente; devemos aplicar. Estar disposto não é o suficiente; devemos fazer” – Leonardo Da Vinci*



## RESUMO

O controle de ruído e vibrações é um aspecto importante no desenvolvimento de eletrodomésticos e, na medida em que a sociedade se desenvolve, esses equipamentos se tornam cada vez mais importantes na vida cotidiana, conseqüentemente, padrões cada vez mais rigorosos são impostos pelos consumidores para que o produto atenda suas expectativas de performance e melhoria na qualidade de vida. Por outro lado, atender esses requisitos torna-se uma tarefa cada vez mais complicada pois exige melhoria contínua nos sistemas de controle e medição e, muitas vezes, os dispositivos facilmente disponíveis no mercado não são capazes de atender os requisitos impostos pelos times de desenvolvimento. Tendo isso em vista, o presente trabalho busca desenvolver o projeto mecânico de uma balança que será utilizada em experimentos com lavadoras de roupas de eixo horizontal, o objetivo é obter um equipamento que possua o menor deslocamento possível nas extremidades da plataforma de forma que a dinâmica da balança não interfira na aquisição dos experimentos.

**Palavras-chave:** projeto mecânico, balança, lavadora de roupas



## **ABSTRACT**

Noise and vibration control plays an important role in the development of household appliances and, as society evolves, this equipment becomes increasingly important in daily life. Consequently, increasingly rigorous standards are imposed by consumers so that the product meets its required performance and improvements in quality of life. On the other hand, meeting these requirements becomes an increasingly complicated task as it requires continuous improvement in control and measurement systems and, often, commonly market available devices are not capable of meeting the requirements imposed by development teams. With this in mind, the present work develops the mechanical design of a weighing scale that will be used in experiments with horizontal axis washing machines. The objective is to obtain equipment that has the smallest possible displacement at the corners of the platform so that the dynamics of the scale does not interfere with the acquisition during experiments.

**Palavras-chave:** mechanical design, laundry washing machine, weighing scale





## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tipos de lavadora . . . . .	25
Figura 2 – Configuração experimental . . . . .	26
Figura 3 – Balanças disponíveis . . . . .	27
Figura 4 – Modelo mecânico máquina de lavar . . . . .	29
Figura 5 – Tipos de células de carga . . . . .	30
Figura 6 – Composição de uma célula de carga . . . . .	31
Figura 7 – Configurações de extensômetros em células de carga . . . . .	32
Figura 8 – Tipos de extensômetros . . . . .	33
Figura 9 – Circuito Ponte de Wheatstone . . . . .	33
Figura 10 – Diagrama sistema de aquisição . . . . .	34
Figura 11 – Caixa de soma . . . . .	35
Figura 12 – Circuito amplificador não inversor . . . . .	36
Figura 13 – Amplificador comercial para pesagem . . . . .	36
Figura 14 – Conversão analógico-digital . . . . .	37
Figura 15 – Raspberry Pi Pico . . . . .	38
Figura 16 – Dimensões filete de solda . . . . .	39
Figura 17 – Suporte soldado . . . . .	40
Figura 18 – Diagrama processo de desenvolvimento . . . . .	43
Figura 19 – Modelo inicial da balança . . . . .	45
Figura 20 – Modelo unidimensional . . . . .	46
Figura 21 – Orientação dos elementos . . . . .	46
Figura 22 – Condições de contorno . . . . .	47
Figura 23 – Carregamento e condições de contorno . . . . .	48
Figura 24 – Vista explodida do modelo detalhado . . . . .	48
Figura 25 – Diagrama de corpo livre do suporte da célula de carga . . . . .	49
Figura 26 – Modelo tridimensional idealizado . . . . .	50
Figura 27 – Malha utilizada . . . . .	51
Figura 28 – Modelo utilizado . . . . .	52
Figura 29 – Compensação de canto . . . . .	53
Figura 30 – Perfil de velocidade do cesto . . . . .	54
Figura 31 – Deslocamento no modelo unidimensional . . . . .	55
Figura 32 – Tensão no modelo unidimensional . . . . .	55
Figura 33 – Deslocamento no modelo tridimensional . . . . .	56
Figura 34 – Tensão no modelo tridimensional . . . . .	56
Figura 35 – Tensão nas cantoneiras . . . . .	57
Figura 36 – Deslocamento nas cantoneiras . . . . .	57

Figura 37 – Modos de vibração da balança . . . . .	58
Figura 38 – Resposta em frequência . . . . .	58
Figura 39 – Conexões antes do retrabalho . . . . .	59
Figura 40 – Conexões após o retrabalho . . . . .	59
Figura 41 – Conexões . . . . .	60
Figura 42 – Balança montada . . . . .	60
Figura 43 – Aquisição no chão e na balança . . . . .	61
Figura 44 – Erro em função da tensão média . . . . .	63
Figura 45 – Aquisição da balança durante operação . . . . .	63

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades do filete . . . . .	40
Tabela 2 – Propriedades de eletrodos . . . . .	41
Tabela 3 – Perna do filete de solda mínima em função da maior espessura . . . . .	41
Tabela 4 – Classes de resistência para parafusos ISO . . . . .	42
Tabela 5 – Fator de torque $K_T$ . . . . .	42
Tabela 6 – Propriedades ASTM A36 . . . . .	45
Tabela 7 – Coordenadas dos pontos . . . . .	51
Tabela 8 – Compensação de cantos . . . . .	53
Tabela 9 – Dados de calibração utilizando uma reta . . . . .	62
Tabela 10 – Dados de calibração utilizando duas retas . . . . .	64



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MEF	Método dos elementos finitos
GF	Gauge factor



## LISTA DE SÍMBOLOS

$\eta$	Eficiência de extração de água
$M_r$	Massa de roupa após centrifugação
$M$	Massa de roupa seca
$F_d$	Força de desbalanceamento
$m_u$	Massa desbalanceada
$r$	Raio do cesto
$\omega$	Velocidade angular do cesto
$R$	Resistência
$\rho$	Resistividade
$L$	Comprimento do condutor
$A$	Área do condutor
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$\epsilon$	Deformação
$U$	Tensão
$v_o$	Tensão de saída do amplificador
$v_i$	Tensão de entrada do amplificador
$\epsilon_{adc}$	Resolução do conversor analógico-digital
$V_i$	Amplitude do fundo de escala
$n$	Resolução em bits
$t$	Garganta do filete
$w$	Perna do filete
$A_t$	Área da garganta de solda do filete
$\tau_P$	Tensão de cisalhamento primária no filete
$F$	Carregamento no filete

$\tau_F$	Tensão de cisalhamento causada por momento fletor
$M_F$	Momento fletor no filete
$c$	Distância da linha neutra
$I$	Segundo momento de inércia do filete
$\tau_T$	Tensão de cisalhamento causada por momento torsor
$M_T$	Momento torsor no filete
$r$	Distância do centro geométrico do filete
$J$	Momento polar de inércia do filete
$T$	Torque de pré-carga
$K_T$	Fator de torque
$d_{nom}$	Diâmetro nominal do parafuso
$F_{PC}$	Força de pré-carga
$A_{tp}$	Área sob tração do parafuso
$p$	Passo de rosca do parafuso
$\sigma_{ut}$	Tensão limite de ruptura
$\sigma_y$	Tensão de escoamento
$E$	Módulo de elasticidade
$P$	Carregamento
$F_c$	Força de carregamento
$L_e$	Comprimento da estrutura
$F_{cd}$	Força de carregamento dividida entre pés
$f$	Frequência da simulação
$m$	Massa presente na balança
$v$	Tensão medida pelo conversor analógico-digital



## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> . . . . .	25
1.1	OBJETIVOS . . . . .	27
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> . . . . .	29
2.1	LAVADORAS DE ROUPAS . . . . .	29
2.2	CÉLULAS DE CARGA . . . . .	30
<b>2.2.1</b>	<b>Extensômetros</b> . . . . .	31
<b>2.2.2</b>	<b>Ponte de Wheatstone</b> . . . . .	33
2.3	SISTEMA DE AQUISIÇÃO PARA PESAGEM . . . . .	34
<b>2.3.1</b>	<b>Caixa de Soma</b> . . . . .	34
<b>2.3.2</b>	<b>Amplificador</b> . . . . .	35
<b>2.3.3</b>	<b>Conversor Analógico-digital</b> . . . . .	36
2.4	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS . . . . .	37
2.5	UNIÕES SOLDADAS . . . . .	38
2.6	UNIÕES PARAFUSADAS . . . . .	41
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b> . . . . .	43
3.1	LEVANTAMENTO DE REQUISITOS . . . . .	43
3.2	CONCEPÇÃO INICIAL . . . . .	44
3.3	SIMULAÇÃO ESTÁTICA COM ELEMENTOS UNIDIMENSIONAIS . . . . .	45
3.4	MODELO DETALHADO . . . . .	47
3.5	SIMULAÇÃO ESTÁTICA COM ELEMENTOS TRIDIMENSIONAIS . . . . .	50
3.6	RESPOSTA EM FREQUÊNCIA . . . . .	52
3.7	CONEXÕES E COMPENSAÇÃO DE CANTOS . . . . .	53
3.8	CALIBRAÇÃO DA BALANÇA . . . . .	54
3.9	TESTE DE IMPACTO NAS LEITURAS DOS ACELERÔMETROS . . . . .	54
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b> . . . . .	55
4.1	ANÁLISE ESTÁTICA . . . . .	55
4.2	MODOS DE VIBRAÇÃO E RESPOSTA EM FREQUÊNCIA . . . . .	57
4.3	DESENHOS DE CONJUNTO E FABRICAÇÃO . . . . .	59
4.4	MONTAGEM DA BALANÇA E CONEXÕES . . . . .	60
4.5	TESTE DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA . . . . .	61
4.6	CALIBRAÇÃO DA BALANÇA . . . . .	61
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b> . . . . .	65
	<b>REFERÊNCIAS</b> . . . . .	67
	<b>APÊNDICE A – DESENHOS DE CONJUNTO</b> . . . . .	69
	<b>APÊNDICE B – CONEXÕES</b> . . . . .	75
	<b>APÊNDICE C – ALGORITMOS UTILIZADOS</b> . . . . .	77

**ANEXO A – DATASHEET CÉLULAS DE CARGA . . . . . 79**

## 1 INTRODUÇÃO

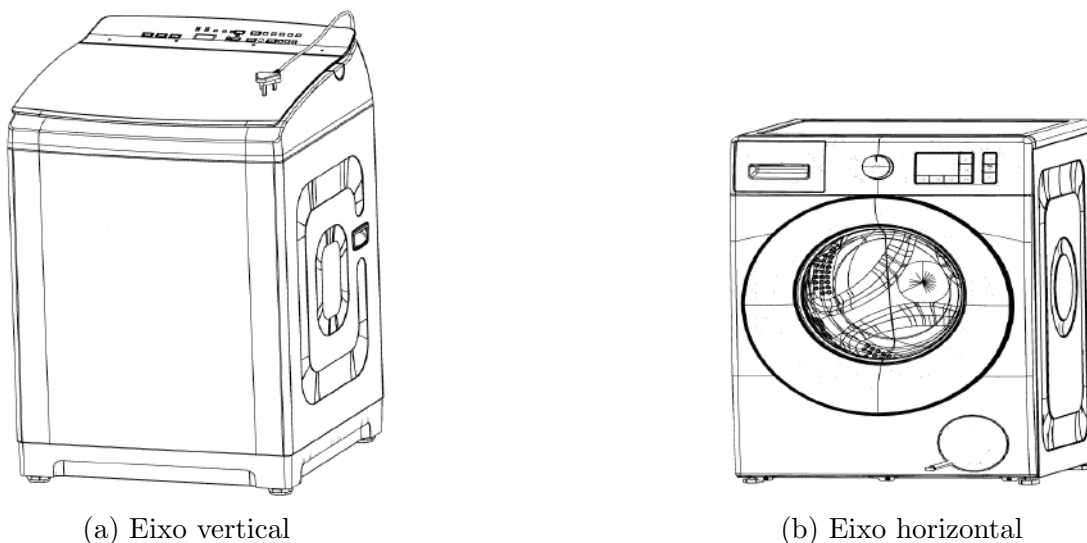
Segundo Pakula e Stamminger (2010), atualmente, a máquina de lavar roupas é um dos eletrodomésticos mais populares em todo o mundo, a praticidade fornecida por esse tipo de equipamento foi responsável por torná-lo indispensável na vida cotidiana, principalmente, por fornecer roupas limpas, de fácil secagem ou prontas para uso sem a necessidade de qualquer esforço físico. Esse tipo de equipamento se torna cada vez mais atrativo em áreas urbanas, pois locais com boa insolação são cada vez mais valorizados e o tempo livre para realização de atividades domésticas é escasso (NAPPER; THOMPSON, 2016).

Consequentemente, alguns fabricantes de eletrodomésticos têm o mercado de lavadoras de roupas como a principal atividade da companhia, levando-os a investir em inovações de produtos que, muitas vezes, são impulsionadas pela criação de normas internas para tornar o equipamento produzido mais competitivo.

Como apresentado por Abney et al. (2021), as máquinas de lavar podem ser classificadas em dois tipos: eixo horizontal e eixo vertical, ambas são brevemente descritas abaixo e podem ser visualizadas na Figura 1.

- Eixo vertical: O cesto no qual as roupas são inseridas gira em torno de um eixo vertical, o carregamento é feito pela parte superior da máquina;
- Eixo horizontal: O cesto no qual as roupas são inseridas gira em torno de um eixo horizontal, o carregamento é feito pela região frontal da máquina, alguns modelos também possuem a função de secadora.

Figura 1 – Tipos de lavadora



(a) Eixo vertical

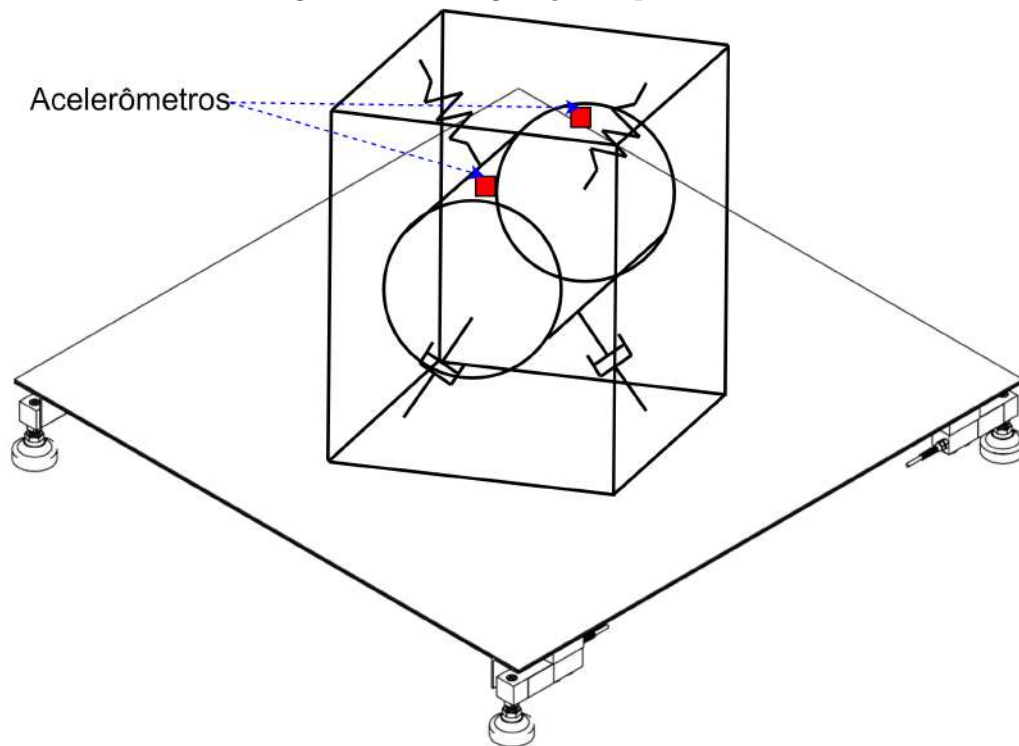
(b) Eixo horizontal

Fonte: autor

No Brasil, a fabricação de lavadoras de roupas é regulamentada pela Portaria nº 121, INMETRO (2022) e, embora ela não defina limites admissíveis de ruído para lavadoras, a empresa Whirlpool Corporation possui metas internas que limitam o nível de pressão sonora para lavadoras de eixo horizontal em 73 [dB] durante a fase de centrifugação, além do ruído, outros aspectos importantes para o desempenho do produto incluem: estabilidade do equipamento durante a centrifugação e eficiência de centrifugação.

Para atender esses requisitos, é essencial que o time de desenvolvimento de produto realize alguns experimentos para avaliar o equipamento produzido. Uma das configurações experimentais comumente utilizada é esquematizada na Figura 2, a imagem mostra uma representação simplificada de uma máquina de lavar com eixo horizontal sobre uma balança, os acelerômetros são utilizados para obter a resposta em frequência e deslocamento do cesto enquanto a balança obtém a massa total e curva de secagem da roupa. Segundo a Portaria nº 121, INMETRO (2022) a razão de extração de água  $\eta$  pode ser calculada pela Equação (1).

Figura 2 – Configuração experimental



Fonte: autor

$$\eta = \frac{M_r - M}{M} \quad (1)$$

Onde  $M_r$  é a massa da carga após a centrifugação e  $M$  é a massa da carga seca utilizada no experimento. A lavadora recebe pontuação máxima em eficiência de centrifugação caso a razão apresentada na Equação (1) seja menor que 0,6 (INMETRO, 2022).

A utilização dessa configuração experimental permite o estudo do impacto da duração e do perfil de velocidade imposto ao motor durante a fase de centrifugação e a eficiência de centrifugação ou secagem. A obtenção de todas essas variáveis por meio de uma única configuração é essencial para a otimização no tempo de desenvolvimento do produto, a maior dificuldade para a realização dos experimentos é o impacto da resposta dinâmica da balança durante a centrifugação.

Embora diversos tipos de balanças estejam disponíveis no mercado, a definição de alguns experimentos contém algumas particularidades que junto à políticas de fornecedores da empresa, dificultam a obtenção de um equipamento que atenda os requisitos necessários para a realização do experimento. No caso, busca-se uma balança que suporte a carga máxima a ser utilizada nos experimentos (aproximadamente 150 [kg]) e que não interfira significativamente nas medições dos acelerômetros.

A Figura 3 mostra duas balanças disponíveis na empresa e que, embora atendam o requisito de carga, acabam influenciando na medição dos acelerômetros. No caso da Figura 3a, trata-se de uma balança na qual as células de carga estão sob esferas para permitir o movimento no plano (como pode ser visto na Figura 3b). Enquanto na Figura 3c, a balança apresenta um deslocamento considerável nas extremidades da superfície ao ser carregada, pois a mesma possui apenas uma célula de carga no centro da estrutura que, embora tenha a capacidade de carga desejada, não é rígida o bastante. Vale ressaltar que a balança da Figura 3c possui uma chapa encaixada acima da estrutura apresentada.

Figura 3 – Balanças disponíveis



(a) Plataforma livre no plano

(b) Esferas

(c) Célula de cara única

Fonte: autor

## 1.1 OBJETIVOS

Dado o contexto apresentado anteriormente, o presente trabalho pode ter os objetivos gerais listados como apresentado abaixo:

- Projeto mecânico, fabricação e montagem de uma balança que será utilizada para a realização de experimentos com máquinas de lavar;
- A balança deve possuir capacidade de, pelo menos, 150 [kg];

- A resposta em frequência da balança não deve interferir significativamente nas leituras dos acelerômetros;
- A balança deve ser fabricada em uma das oficinas presentes na empresa.

Adicionalmente, alguns objetivos específicos utilizados para a conclusão do trabalho também podem ser listados abaixo:

- Elaboração do projeto estrutural;
- Análise por elementos finitos (estática, modal e resposta em frequência);
- Contemplar a especificação dos componentes, conexões e algoritmos utilizados para a aquisição dos dados;
- Realizar testes do equipamento.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

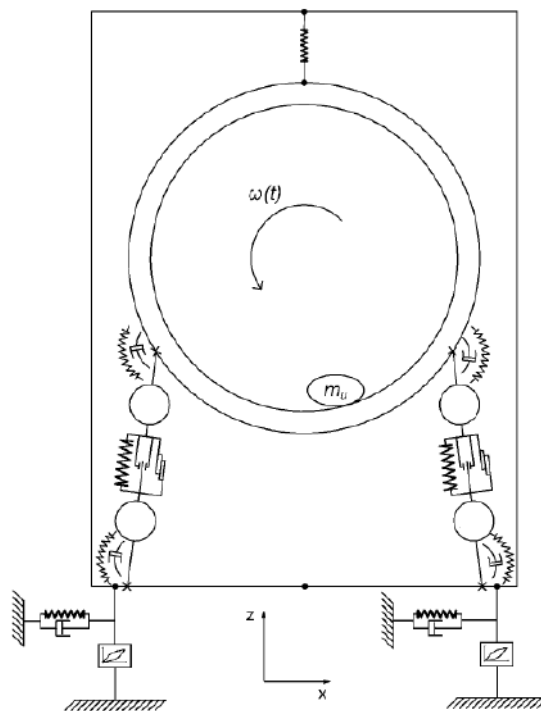
Este capítulo apresenta a fundamentação teórica das ferramentas utilizadas no presente trabalho.

### 2.1 LAVADORAS DE ROUPAS

Segundo Wang, Lu e Tan (2018), problemas relacionados a vibração são umas das principais motivações para avaliações negativas em lavadoras de roupas, por outro lado, a capacidade do equipamento é o principal fator a ser levado em conta durante a decisão de compra. Este cenário representa um grande impasse para os times de desenvolvimento de produtos, visto que, em um mercado que busca redução de pegada ambiental e custos, a instabilidade do equipamento está diretamente relacionada com a sua capacidade (CONRAD; SOEDEL, 1995).

Segundo Nygård e Berbyuk (2012), um modelo mecânico bidimensional de uma máquina de lavar com eixo horizontal pode ser observado na Figura 4.

Figura 4 – Modelo mecânico máquina de lavar



Fonte: adaptado de Nygård e Berbyuk (2012)

No caso, trata-se de uma representação da vista frontal de uma máquina, a vibração responsável pelas avaliações negativas desse tipo de equipamento são causadas pelo desbalanceamento de carga durante a centrifugação. Esse desbalanceamento é representado pela massa  $m_u$  que, ao ser rotacionada em torno do eixo de giro de um cesto de raio  $r$  e

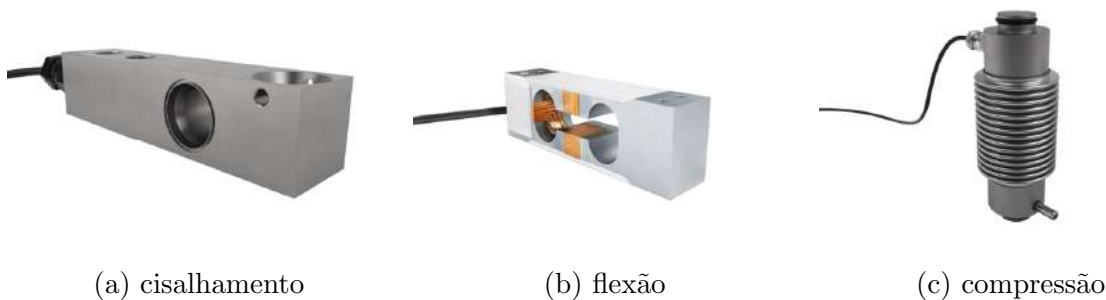
com velocidade angular  $\omega$ , gera uma força de desbalanceamento  $F_d$  que pode ter seu efeito simplificado pela Equação (2) (CONRAD; SOEDEL, 1995).

$$F_d = m_u r \omega^2 \quad (2)$$

## 2.2 CÉLULAS DE CARGA

Células de carga são dispositivos utilizados para realizar a medição de carregamentos, os tipos mais comuns disponíveis no mercado incluem: hidráulicas, pneumáticas, piezoelétricas e com extensômetros (FREDDI; OLMI; CRISTOFOLINI, 2015). No presente trabalho, serão apresentadas apenas as células de carga que possuem extensômetros, pois trata-se do tipo de equipamento utilizado para o desenvolvimento do projeto. Algumas variações desse tipo de célula são apresentadas pela Figura 5.

Figura 5 – Tipos de células de carga



Fonte: Flintec (2023)

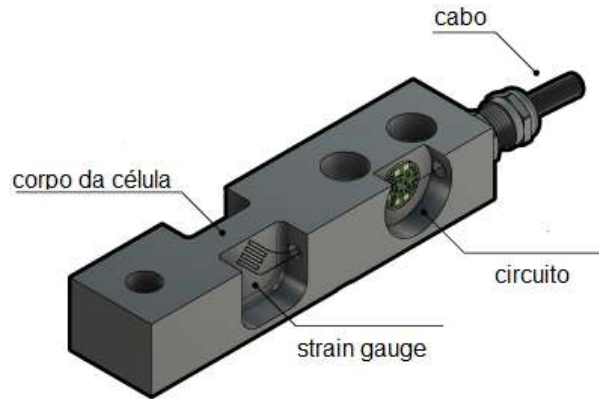
Segundo Kamble, Shinde e Kittur (2020), o princípio de funcionamento desses dispositivos se baseia na utilização de um circuito de Ponte de Wheatstone para converter, em tensão, a variação de resistência sofrida por um extensômetro ao ser deformado; a Figura 6 esquematiza a configuração de uma célula de carga. Cada um dos tipos de células de carga apresentados na Figura 5 possuem diferentes configurações e quantidades de extensômetros que são selecionados de acordo com a estrutura da célula, tipo de aplicação e estado de tensão no ponto de medição.

A Figura 7 mostra algumas configurações usuais de extensômetros em diferentes tipos de células de carga, no caso da Figura 7a, os extensômetros são posicionados a  $45^\circ$  em uma área com seção transversal reduzida, pois trata-se da direção na qual ocorre a maior deformação causada por esforços cisalhantes; a célula apresentada pela Figura 7b possui transdutores posicionados de maneira a permitir a medição de cargas desalinhadas com o eixo longitudinal da célula; enquanto a célula apresentada pela Figura 7c possui extensômetros posicionados para medir a deformação causada pela compressão da célula.

O princípio de funcionamento de extensômetros e da ponte de Wheatstone são apresentados, respectivamente, pela Subseção 2.2.1 e Subseção 2.2.2.



Figura 6 – Composição de uma célula de carga



Fonte: adaptado de Flintec (2023)

### 2.2.1 Extensômetros

De acordo com (BETHE, 1989), o princípio básico de funcionamento dos extensômetros utilizados em células de carga é a variação de resistência causada pela mudança na área ou comprimento de um condutor provocada pela deformação do mesmo. Segundo Böhm et al. (2021), os extensômetros devem ser instalados no material a ser estudado de forma que a deformação de interesse aconteça na direção axial dos condutores, alguns exemplos de configurações comumente utilizadas podem ser observadas na Figura 8, geometrias de condutores como a apresentadas na Figura 8b e Figura 8c podem ser utilizadas para medir a deformação em mais de uma direção.

Segundo, Hoffmann et al. (1989) resistência de um fio pode ser calculada pela Equação (3).

$$R = \frac{\rho L}{A} \quad (3)$$

Onde  $\rho$  é a resistividade do material,  $L$  é o comprimento do fio e  $A$  a área da seção transversal.

Conforme Clarke (1981), a variação da resistência sob tração ou compressão pode ser definida pela Equação (4).

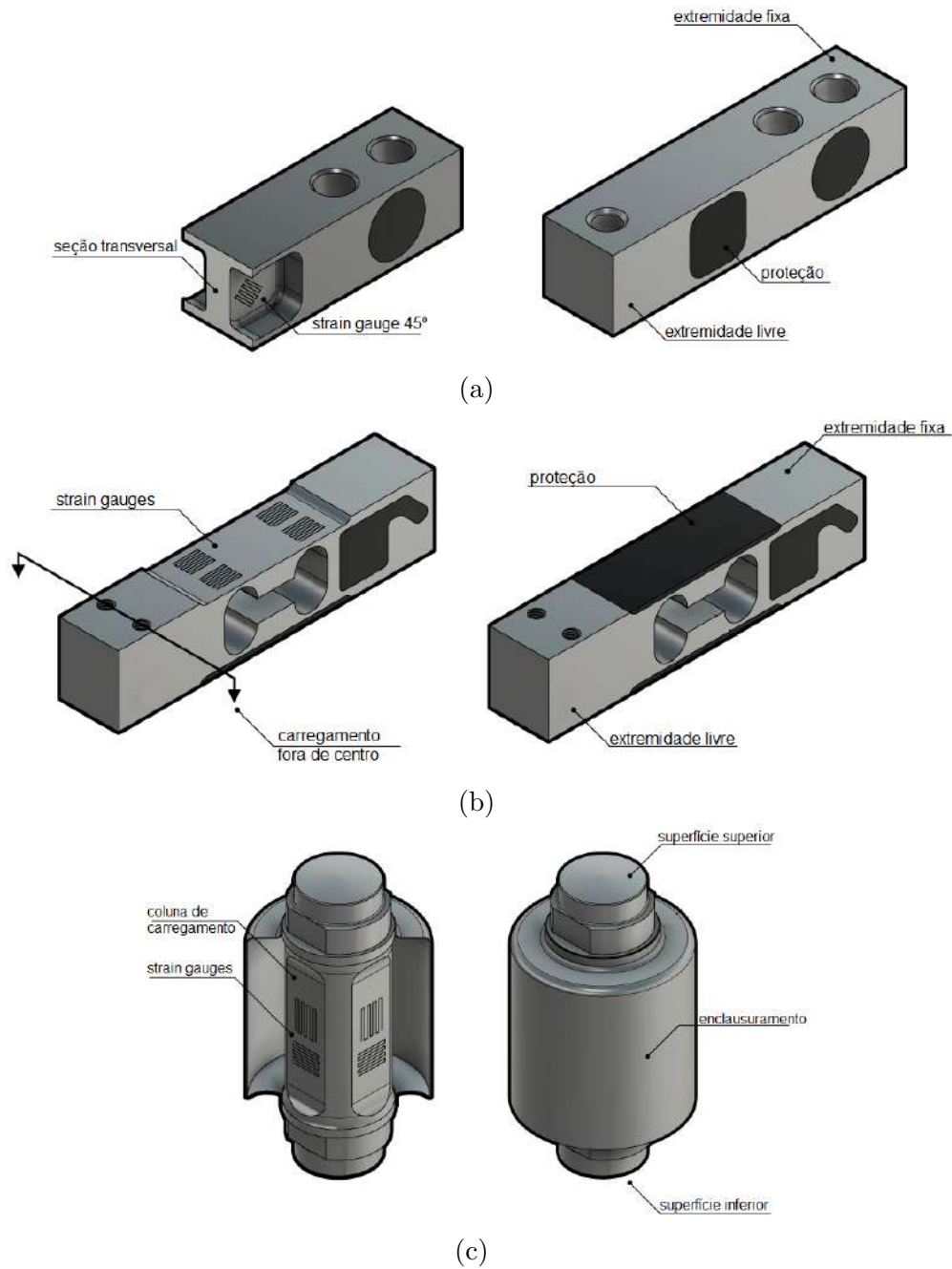
$$\Delta R = \frac{\rho \Delta L (1 + 2\nu)}{A} + \frac{L \Delta \rho}{A} \quad (4)$$

Onde  $\nu$  é o Coeficiente de Poisson do material.

Por fim, a razão entre a mudança relativa de resistência e a mudança relativa de comprimento do condutor é chamada de *Gauge Factor* ( $GF$ ) e pode ser calculada pela equação Equação (5),  $\epsilon$  é a deformação sofrida pelo material.

$$GF = \frac{\Delta R/R}{\Delta L/L} = \frac{\Delta R/R}{\epsilon} = (1 + 2 \cdot \nu) + \frac{\Delta \rho/\rho}{\Delta L/L} \quad (5)$$

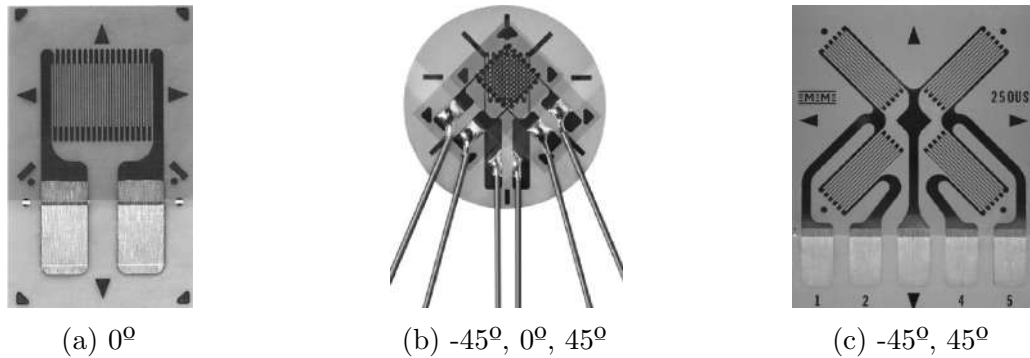
Figura 7 – Configurações de extensômetros em células de carga



Fonte: adaptado de Flintec (2023)

O  $GF$  de um material representa o efeito da variação do comprimento na resistência do condutor, a maioria das células de cargas disponibilizadas comercialmente possuem  $GF$  de, aproximadamente, 2 (SUJATHA, 2023). A Equação (5) pode então ser utilizada para estimar a variação de resistência causada por uma deformação de 0,1 [%], tendo em vista que, segundo Bethe (1989), 120 [ $\Omega$ ] é uma resistência usual para extensômetros.

Figura 8 – Tipos de extensômetros



Fonte: Gages e Databook (2016)

$$\frac{\Delta R/R}{\epsilon} = 2 \quad (6)$$

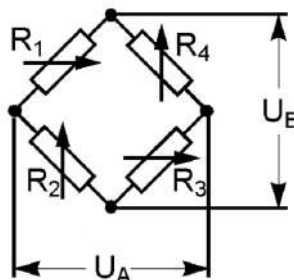
$$\Delta R = 2 \cdot 120 \cdot 0,1 \cdot 10^{-2} = 0,24 [\Omega]$$

Como pode ser observado na Equação (6), extensômetros, geralmente, estão sujeitos à pequenas variações de resistência, por isso, circuitos com pontes de Wheatstone são utilizados para a medição dessas variações, bem como a compensação de outros fenômenos também observados (MULLER et al., 2010). A Subseção 2.2.2 introduz algumas configurações de circuito comumente utilizadas.

### 2.2.2 Ponte de Wheatstone

Segundo Hoffmann (1974) a Ponte de Wheatstone é um circuito amplamente utilizado para a medição de pequenas variações de resistência e especialmente útil para a construção de células de carga. Como pode ser visto na Figura 9, o circuito é composto por 4 resistores numerados de 1 a 4 e possui duas tensões de referência, sendo  $U_E$  a tensão de alimentação ou excitação do circuito e  $U_A$  a tensão de saída. A relação entre essas duas tensões e a resistência dos resistores é apresentada pela Equação (7).

Figura 9 – Circuito Ponte de Wheatstone



Fonte: Adaptado de Hoffmann (1974).

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \quad (7)$$

A tensão de saída é nula caso todos os resistores possuam a mesma resistência ou caso o  $R_1 \cdot R_3 - R_2 \cdot R_4 = 0$ . Assumindo que todos os resistores são extensômetros que sofreram uma pequena variação na resistência, a Equação (7) pode ser simplificada como apresentado na Equação (8).

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{1}{4} \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (8)$$

Por fim, substituindo Equação (5) em Equação (8):

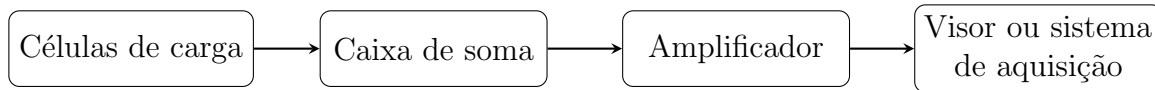
$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{GF}{4} (\epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_3 - \epsilon_4) \quad (9)$$

A Equação (9) relaciona a deformação sofrida pelo material com a tensão produzida pelo circuito e mostra que algumas configurações de extensômetros podem ser utilizadas para compensar interferências externas na medição produzida pelo transdutor. Por exemplo, os extensômetros 2 e 4 podem ser utilizados para compensar a expansão térmica sofrida pelos extensômetros 1 e 3 (FARHATH; SAMAD, 2020).

### 2.3 SISTEMA DE AQUISIÇÃO PARA PESAGEM

A Figura 10 mostra uma configuração comumente utilizada em sistemas de pesagem, no caso, as células de carga são conectadas em uma caixa de soma que é responsável por contabilizar o sinal emitido por cada uma das células e transmiti-lo para um amplificador, que faz com que a tensão de saída esteja em uma faixa usualmente utilizada por mostradores e/ou conversores analógico-digital (ATO, 2023).

Figura 10 – Diagrama sistema de aquisição



Fonte: autor

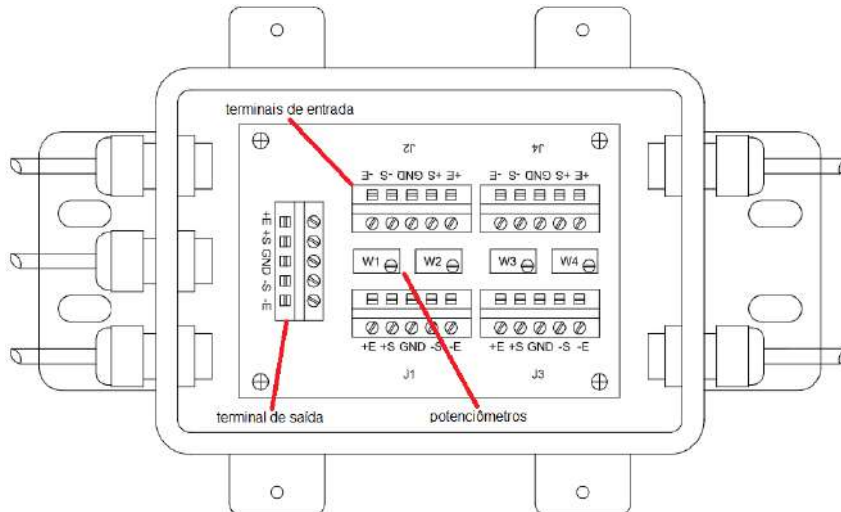
Esse sistema permite a utilização de configurações com diversas células de carga, a caixa de soma não precisa ser utilizada caso o sistema possua apenas uma célula. O funcionamento dos componentes citados é brevemente apresentado nas Seções 2.3.1, 2.3.2 e 2.3.3.

#### 2.3.1 Caixa de Soma

A Figura 11 mostra uma caixa de soma disponível comercialmente e que é utilizada para contabilizar a pesagem de 4 células de carga, o circuito é composto por terminais

enumerados de 1 a 4 que são utilizados para a conexão das células e outro terminal utilizado para a saída do dispositivo.

Figura 11 – Caixa de soma



Fonte: adaptado de Forsentek (2023)

Cada terminal de entrada apresentado na Figura 11 possui um potenciômetro associado, o mesmo é utilizado para a calibração das células de carga, pois variações introduzidas no processo de fabricação fazem com que células de carga idênticas excitadas com a mesma tensão produzam saídas diferentes, esse desvio não interfere a capacidade de medição do dispositivo, trata-se apenas de uma condição inicial do mesmo (FORSENTEK, 2023).

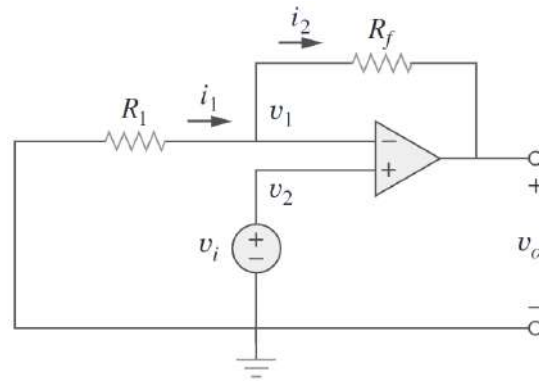
Tendo isso em vista, de acordo com ATO (2023), a calibração de uma caixa de soma pode ser feita seguindo os seguintes passos:

1. Conecte as células de carga como especificado, exceto os pinos de saída;
2. Alimente a caixa de soma com a tensão de excitação especificada para as células;
3. Utilizando a mesma carga, carregue uma célula de cada vez e meça a diferença de potencial entre os terminais de saída;
4. Anote a menor tensão observada e ajuste o potenciômetro de cada um dos terminais restantes até que todos atinjam a menor tensão.

### 2.3.2 Amplificador

Segundo Alexander (2013), um dos tipos de circuitos amplificadores mais utilizados pode ser visualizado na Figura 12 e trata-se de um circuito amplificador não inversor. No caso, a relação entre a tensão de saída  $v_o$  e a de entrada  $v_i$  é apresentada pela Equação (10).

Figura 12 – Circuito amplificador não inversor



Fonte: Alexander (2013)

$$v_o = \left(1 + \frac{R_f}{R_1}\right) v_i \quad (10)$$

Dispositivos utilizados em sistema de medição possuem resistores variáveis que permitem o controle do ganho do amplificador, o objetivo é transformar o sinal fornecido pela célula de carga ou caixa de soma (com amplitudes na casa das dezenas de [mV]) para um nível de tensão mais comumente utilizado por sistemas de aquisição e mostradores que possuem entre 5 a 12 [V] de amplitude (JUNG, 2005).

Um exemplo de amplificador utilizado comercialmente é apresentado pela Figura 13, o mesmo possui resistores variáveis capazes de ajustar o ganho de tensão e deslocar o nível de tensão para compensar condições iniciais de pesagem. O circuito deste tipo de amplificador não será discutido em detalhes.

Figura 13 – Amplificador comercial para pesagem



Fonte: autor

### 2.3.3 Conversor Analógico-digital

Segundo Pelgrom (2013), o conversor analógico-digital é um dispositivo de extrema importância para sistemas de aquisição, o mesmo é utilizado para converter sinais

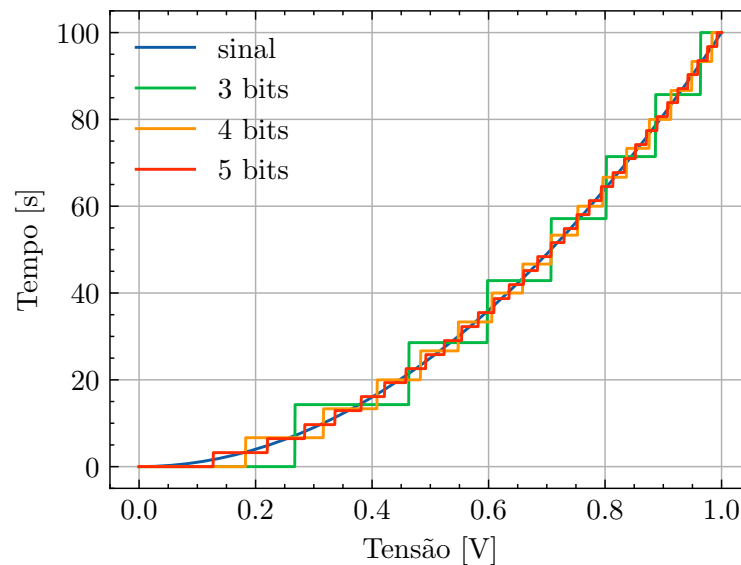
analógicos, produzidos por sensores, em números binários que podem ser interpretados por computadores. A característica mais importante para este tipo de conversor é a sua resolução, pois ela define a menor variação perceptível durante a conversão do sinal analógico (contínuo, com resolução infinita) para o digital (discreto, com resolução finita) (WALDEN, 2007).

A resolução de tensão em um conversor analógico-digital  $\epsilon$  pode ser calculada pela Equação (11), onde  $V_i$  é a amplitude do fundo de escala do conversor enquanto  $2^n$  é a quantidade de valores binários que o conversor consegue gerar sendo  $n$  a sua resolução em bits (PELGROM, 2013).

$$\epsilon_{adc} = \frac{V_i}{2^n} \quad (11)$$

A importância da resolução de um conversor analógico-digital pode ser exemplificada na Figura 14 que mostra a conversão do mesmo sinal analógico utilizando-se conversores com diferentes resoluções em bits, um conversor com mais bits é capaz de identificar variações menores no sinal e produz uma conversão mais fidedigna.

Figura 14 – Conversão analógico-digital



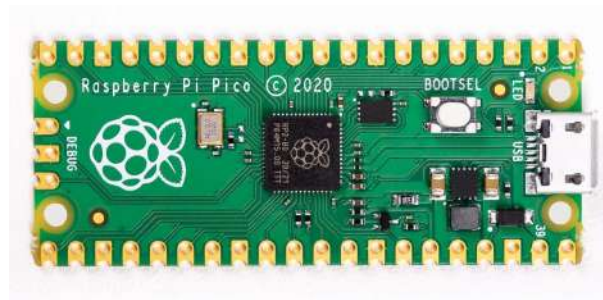
Fonte: autor

Em sistemas de pesagem, a resolução do conversor está diretamente relacionada com a menor variação de carga perceptível, conversores analógico-digital estão presente em diversos microcontroladores e outros dispositivos disponíveis comercialmente, a Figura 15 mostra um microcontrolador Raspberry Pi Pico que possui um conversor de 16 bits.

## 2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Segundo Rao (2017), o método dos elementos finitos (MEF) é um método numérico capaz de obter resoluções aproximadas para equações diferenciais que descrevem fenômenos

Figura 15 – Raspberry Pi Pico



Fonte: Upton e Halfacree (2016)

físicos, como transferência de calor e análise de tensões e deformações, que, em objetos com geometrias arbitrárias, são praticamente impossíveis de serem solucionadas por métodos analíticos.

A ideia básica do MEF é dividir a geometria de estudo em elementos conectados por nós e obter uma solução aproximada para o problema, esses elementos são conhecidos como elementos finitos e, cada um deles, possui uma formulação matemática que permite a montagem de um sistema de equações global que descreve o problema estudado, o MEF provê uma metodologia capaz de encontrar a solução aproximada do sistema por meio de programas de computador e o mesmo pode ser simplificado pelos cinco passos apresentados abaixo (BELYTSCHKO, 2007):

1. Pré-processamento: subdivisão do domínio do problema em elementos e aplicação das condições de contorno;
2. Formulação dos elementos: desenvolvimento das equações para os elementos;
3. Montagem: obtenção do sistema global de equações que engloba todos os elementos;
4. Resolução das equações;
5. Pós-processamento: obtenção dos valores de interesse e visualização das respostas.

Segundo Logan (2002), uma das partes mais importantes para a realização de uma simulação em elementos finitos precede a utilização do método e trata-se da definição das condições de contorno e o tipo de elemento a ser utilizado na simulação, atualmente, os softwares comerciais de que utilizam o MEF são cada vez mais simples e, caso o usuário não utilize as considerações corretas ao modelar o problema, mesmo que se obtenha uma solução, a mesma pode ser muito diferente do real (COOK, 1994).

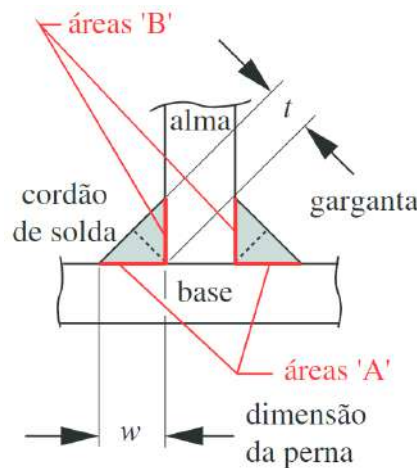
## 2.5 UNIÕES SOLDADAS

A soldagem com adição de material é um processo no qual um material adicional na forma de um eletrodo é utilizado para fortalecer a junta entre as peças a serem unidas.



Durante o processo, a extremidade do eletrodo é aquecida através de uma fonte de calor, geralmente um arco elétrico, resultando na fusão tanto do eletrodo quanto das peças a serem unidas. O material fundido do eletrodo é depositado na junta e este método permite a união de materiais de diferentes composições e espessuras, proporcionando versatilidade na fabricação de estruturas metálicas (NORTON; HIGGINS, 2021). A Figura 16 mostra a nomenclatura utilizada para as dimensões de um filete de solda, com destaque para a garganta de solda que é utilizada para cálculos de resistência dos filetes.

Figura 16 – Dimensões filete de solda



Fonte: Norton e Higgins (2021)

Segundo Budynas (2019), o processo de dimensionamento desse tipo de união sob carregamentos combinados deve seguir os seguintes passos:

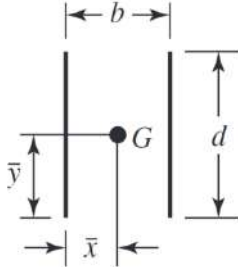
1. Calcule a tensão de cisalhamento primária causada no filete devido o carregamento;
2. Calcule as tensões de cisalhamento secundárias causadas por momento fletor e torsor;
3. Combine as solicitações;
4. Compare o valor combinado com o permissível para o filete de solda

Ainda segundo Budynas (2019), uma simplificação adotada para o dimensionamento de filetes é considerá-los como linhas para calcular as suas propriedades, a Tabela 1 mostra a representação de uma configuração de filete de solda assumindo essa simplificação e suas propriedades, os momentos unitários são derivados a partir da simplificação adotada e utilizados para unificar as propriedades independentemente da largura do filete.

Considerando o suporte soldado apresentado na Figura 17, a tensão de cisalhamento primária  $\tau_P$  no filete que fixa o tubo na parede pode ser calculada pela Equação (15); sendo  $F$  o carregamento considerado e  $A_t$  a área de garganta de solda do filete.

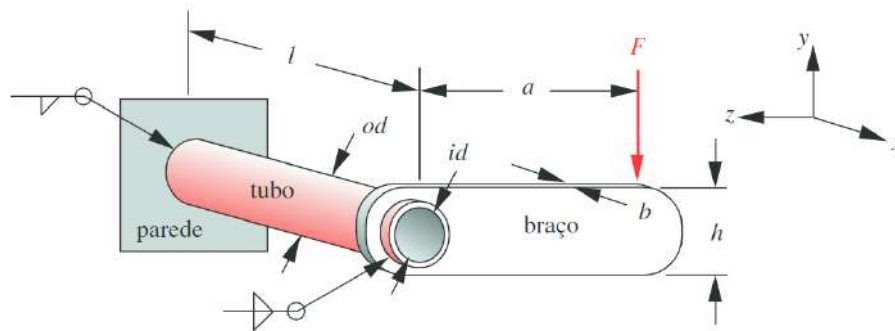
$$\tau_P = \frac{F}{A_t} \quad (15)$$

Tabela 1 – Propriedades do filete

Filete	Área de garganta	Segundo momento unitário de área	Segundo momento polar unitário de área
	$A_t = 1.414wd$ (12)	$I_u = \frac{d^3}{6}$ (13)	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$ (14)

Fonte: Budynas (2019)

Figura 17 – Suporte soldado



Fonte: Norton e Higgins (2021)

Enquanto as tensões de cisalhamento secundárias causadas pelos momentos fletores e torsores são calculadas, respectivamente, pela Equação (16) e Equação (17), sendo  $M_F$  o momento fletor,  $c$  a distância do ponto de interesse em relação a linha neutra,  $I$  o segundo momento de inércia do filete,  $M_T$  o momento torsor  $r$  a distância do ponto de interesse em relação ao centro geométrico do filete e  $J$  seu momento polar de inércia.

$$\tau_f = \frac{M_F c}{I} \quad (16)$$

$$\tau_T = \frac{M_T r}{J} \quad (17)$$

A combinação dos esforços depende da geometria do filete e o ponto crítico da união. Por fim, segundo Norton e Higgins (2021), recomenda-se que as tensões cisalhantes nos cordões estejam limitadas a 30% do limite de resistência do eletrodo, a Tabela 2 mostra a classificação de eletrodos segundo a Sociedade Americana de Soldagem e seus respectivos limites. Além disso, outras recomendações para o dimensionamento dos filetes também são apontadas, a Tabela 3 apresenta recomendações de pernas de solda mínimas com base na espessura da menor chapa unida.

Tabela 2 – Propriedades de eletrodos

Classificação do eletrodo	Limite de ruptura [MPa]	Limite de escoamento [MPa]
E60xx	427	345
E70xx	482	393
E80xx	551	462
E90xx	620	531
E100xx	689	600
E120xx	827	737

Fonte: Budynas (2019)

Tabela 3 – Perna do filete de solda mínima em função da maior espessura

Espessura da chapa mais espessa [pol.]	Perna de solda [pol.]
Até 1/4	1/8
Maior que 1/4 e até 1/2	3/16
Maior que 1/2 até 1/4	1/4

Fonte: Budynas (2019)

## 2.6 UNIÕES PARAFUSADAS

Juntas parafusadas são um dos elementos mais comumente utilizados em projetos de máquinas e estruturas e são separadas em dois tipos: tração e cisalhamento. No entanto, o presente trabalho discutirá apenas a utilização de juntas onde o parafuso está sendo solicitado por tração.

Segundo Budynas (2019), uma união parafusada que possui uma pré carga pode ser interpretada como uma junção em paralelo de duas molas com diferentes rigidezes e, quando a montagem sofre uma sollicitação, as peças unidas acomodam a maior parte do carregamento, pois são dimensionadas para possuir uma rigidez muito maior do que o parafuso responsável pela união.

Esta condição se mantém enquanto os elementos estiverem unidos, uma vez que a união é desfeita, todo o carregamento passa a ser acomodado pelo parafuso e, conseqüentemente, ocorre a falha do componente. A força de pré carga é importante pois é responsável pela união dos elementos, ainda segundo Budynas (2019), juntas solicitadas por carregamentos estáticos devem ser montadas com pré-carga equivalente a 90% da resistência de prova do parafuso, sendo esta a tensão limite para o regime elástico do componente, enquanto juntas sob carregamento dinâmico são carregadas com, aproximadamente, 75%.

Parafusos são separados por classes de resistência e diâmetro, a Tabela 4 traz algumas classes de resistências, seus diâmetros usuais e resistência mínima de prova segundo especificações ISO.

Segundo Budynas (2019), o torque necessário para atingir a pré carga estimulada pode ser calculado pela Equação (18).

Tabela 4 – Classes de resistência para parafusos ISO

Classe de resistência	Intervalo de diâmetro	Tensão de prova $\sigma_P$ [MPa]
4.6	M5–M36	225
4.8	M1,6–M16	310
5.8	M5–M24	380
8.8	M3–M36	600
9.8	M1,6–M16	650
10.9	M5–M36	830
12.9	M1,6–M36	970

Fonte: Norton e Higgins (2021)

$$T = K_T d_{nom} F_{PC} \quad (18)$$

Sendo  $K_T$  um coeficiente que depende do atrito na união,  $d_{nom}$  o diâmetro nominal do parafuso e  $F_{PC}$  a força de pré-carga, que é calculada com base na classe de resistência do parafuso, tipo de carregamento na junta e sua área sob tração. Segundo Budynas (2019), em uniões permanentes, recomenda-se utilizar uma força de pré carga equivalente a 90% da força necessária para atingir a tensão de prova para a classe de resistência utilizada, enquanto a área sob tração de um parafuso métrico  $A_t$  pode ser calculado com a Equação (19), sendo  $p$  o passo de rosca do parafuso (ASME, 2006).

$$A_t = \frac{\pi}{4} (d_{nom} - 0,9382p)^2 \quad (19)$$

A Tabela 5 apresenta algumas condições superficiais para o parafuso e valores de  $K_T$  recomendados.

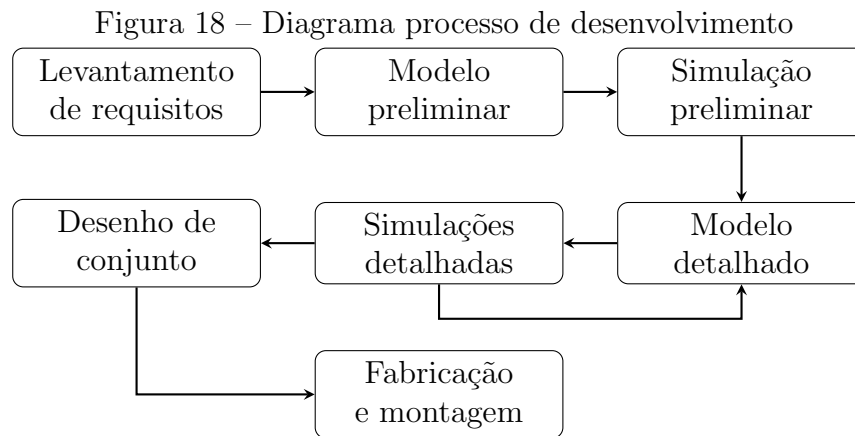
Tabela 5 – Fator de torque  $K_T$ 

Condição superficial do parafuso	$K_T$
Sem banho	0,3
Zincado	0,2
Lubrificado	0,18

Fonte: Budynas (2019)

### 3 METODOLOGIA

O diagrama apresentado na Figura 18 resume o procedimento utilizado para a realização do projeto.



Fonte: autor

A primeira etapa para o desenvolvimento compreende o levantamento de requisitos e é essencial para definir como o equipamento projetado deve se comportar nas condições operacionais e quais materiais serão utilizados, em seguida, foi feito um modelo preliminar para a estrutura do equipamento, o mesmo foi utilizado para a realização de uma simulação estática preliminar que teve como objetivo verificar se a balança resistiria ao carregamento definido pelos requisitos de projeto.

Vale ressaltar que todas as simulações foram realizadas utilizando o software Siemens NX 12 com a licença estudantil disponibilizada pelo Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de São Carlos.

A próxima etapa foi a criação de um modelo detalhado da balança, definindo sua estrutura, todos os seus componentes e interfaces, este modelo foi utilizado para a realização de simulações mais detalhadas e construção dos desenhos de conjunto, o resultado das simulações pode realimentar o modelo e criar variantes de projeto.

Por fim, foi realizada a fabricação, montagem e instalação da balança. As etapas de fabricação não serão apresentadas no presente trabalho pois os desenhos de conjunto foram enviados para oficina da empresa e, devido ao cronograma de demandas e treinamentos necessários para acessar o ambiente, não foi possível documentar o processo de soldagem da estrutura.

#### 3.1 LEVANTAMENTO DE REQUISITOS

A primeira etapa para o levantamento de requisitos é a descrição dos experimentos que serão realizados com a balança. No caso, tratam-se de dois principais: resposta dinâmica durante centrifugação e eficiência de extração.

No experimento voltado para a resposta dinâmica espera-se que o equipamento não interfira significativamente na leitura dos acelerômetros, o mesmo é realizado apenas para lavadoras de eixo horizontal, pois as máquinas com eixo vertical possuem equipamento dedicado.

Como referência, tem-se as balanças apresentados pela Figura 3. No caso do equipamento apresentado pela Figura 3a, o mesmo apresenta uma movimentação no plano que ultrapassa 1 [cm], interfere nas medidas dos acelerômetros e, conseqüentemente, gera muito ruído durante a operação, por outro lado, a balança apresentada na Figura 3c também produz interferência significativa nas medidas e não garante a estabilidade da secadora, o produto tende a se mover durante a centrifugação e pode acabar caindo da plataforma de pesagem.

Por sua vez, o experimento de eficiência de extração apresenta os mesmos desafios do anterior, ele é realizado para os dois tipos de lavadoras e, no caso das lavadoras que não são capazes de secar a roupa, a Equação (1) é calculada com a massa após a centrifugação, enquanto, para lavadoras que possuem essa função, o cálculo é feito com a massa após o processo de secagem que ocorre após a centrifugação.

A utilização da Equação (1) para o cálculo da eficiência de extração introduz um novo requisito, no caso, espera-se que a balança possua resolução capaz de identificar variações de carga de, aproximadamente, 50 [g], pois trata-se da resolução fornecida pela balança da Figura 3a.

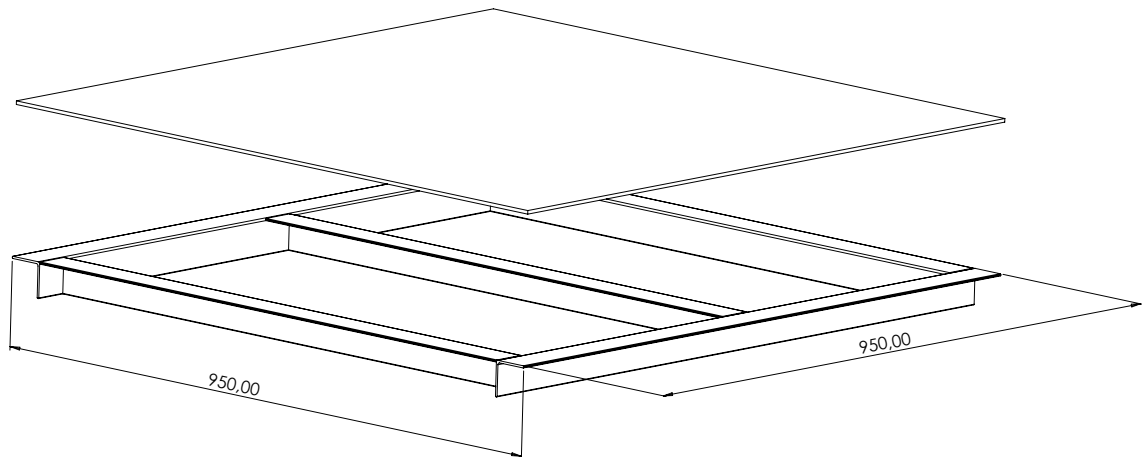
Partindo para os requisitos relacionados a dimensão do equipamento, espera-se que o mesmo seja capaz de acomodar a maior lavadora produzida pela empresa, no caso, trata-se de um modelo que possui distância entre pés de 70 [cm]. Outra característica interessante é a altura da plataforma, a balança mostrada na Equação (1) possui 14 [cm] de altura, no caso, busca-se uma plataforma mais baixa para facilitar a elevação das lavadoras.

Por fim, o último requisito está relacionado aos materiais utilizados na construção da estrutura, no caso, a balança será fabricada por uma oficina presente na empresa que é responsável pela construção de alguns itens de suporte para as fábricas, como esteiras e prateleiras. Por isso, a balança deve utilizar componentes estruturais já disponíveis no estoque da oficina, no caso, cantoneiras, chapas e barras de aço; mais detalhes sobre os materiais utilizados são apresentados na Seção 3.2.

## 3.2 CONCEPÇÃO INICIAL

O modelo estrutural inicial surgiu tendo como base os requisitos levantados na Seção 3.1, o primeiro passo para o desenvolvimento da estrutura foi uma concepção inicial de sua configuração, a configuração utilizada foi baseada na balança apresentada na Figura 3c e é apresentada na Figura 19. A escolha dos componentes se baseou na disponibilidade de estoque da oficina, no caso, trata-se de uma estrutura feita com cantoneiras de 2" de aba com 1/8" de espessura e uma chapa superior de 5 [mm].

Figura 19 – Modelo inicial da balança



Fonte: autor

Tanto a cantoneira quanto a chapa de aço são fabricadas com aço ASTM A36 que possui as propriedades mecânicas listadas na Tabela 6.

Tabela 6 – Propriedades ASTM A36

$\sigma_{ut}$ [MPa]	$\sigma_y$ [MPa]	E [GPa]	$\nu$
400 - 552	$\geq 248$	200	0,26

Fonte: MatWeb (2011)

A balança possui 950 [mm] de lateral, pois trata-se da dimensão necessária para acomodar completamente o envelope da maior máquina que pode ser utilizada nos experimentos, embora não tenha sido apresentado no modelo, a utilização da cantoneira possibilita a fixação da célula de carga na estrutura de forma a obter um melhor aproveitamento do espaço, espera-se fixá-la próximo a conexão das cantoneiras que definem o contorno externo da estrutura.

A cantoneira disponível no estoque da oficina possui 6 [m] de comprimento, no entanto, não foi completamente utilizada para facilitar a fabricação da estrutura; uma alternativa a solução proposta seria adicionar mais uma cantoneira perpendicular a que está posicionada no centro da estrutura, mas realizar a união de duas cantoneiras perpendiculares dificultaria a fabricação e prejudicaria a planicidade da estrutura.

Outra alternativa seria utilizar dois tubos retangulares e perpendiculares na estrutura interna, no entanto, as dimensões disponíveis não eram apropriadas para a construção da estrutura por serem muito destoantes das utilizadas nas cantoneiras.

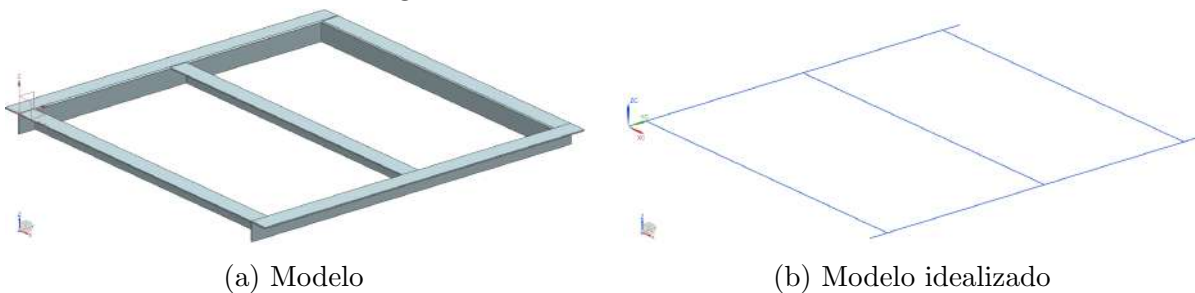
### 3.3 SIMULAÇÃO ESTÁTICA COM ELEMENTOS UNIDIMENSIONAIS

A simulação utilizando os elementos uniaxiais do tipo viga com 6 graus de liberdade para cada um dos nós (CBEAM) foi a primeira análise feita e serviu como fundamentação

para a escolha da configuração da estrutura. Embora possua algumas limitações para a aplicação, a mesma pode ser utilizada para obter uma estimativa inicial de deslocamento e confiabilidade.

O primeiro passo para a realização da simulação é a modelagem da estrutura que já foi realizada e é apresentada na Figura 19, em seguida, o modelo é utilizado como base para construir o modelo idealizado da estrutura. A Figura 20a mostra o modelo utilizado para a estrutura da balança enquanto a Figura 20b mostra a simplificação utilizada, o modelo simplificado é composto por retas que serão utilizadas como referência para o posicionamento da malha utilizada na simulação.

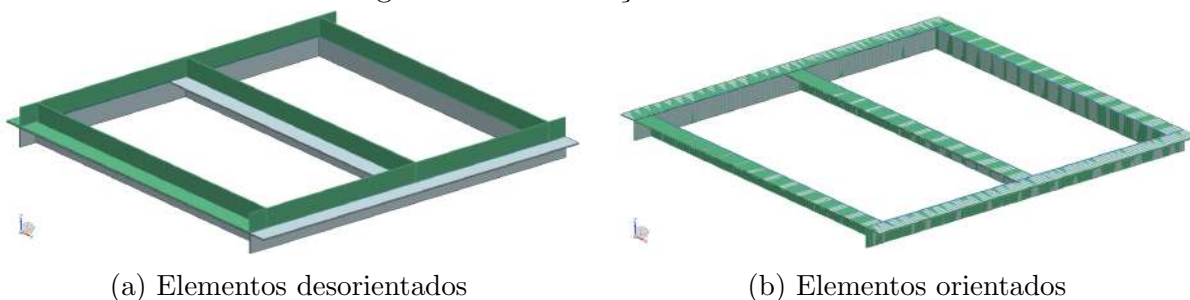
Figura 20 – Modelo unidimensional



Fonte: autor

Em seguida, a malha precisa ser criada e devidamente orientada, o modelo idealizado é utilizado como referência para a criação da malha enquanto o tridimensional também pode ser utilizado como apoio para a orientação dos elementos. A Figura 21a mostra a posição inicial dos elementos criados (em verde) e a posição correta dos mesmos representada pela geometria cinza; o modelo, após a correção de orientação, pode ser visualizado na Figura 21b.

Figura 21 – Orientação dos elementos



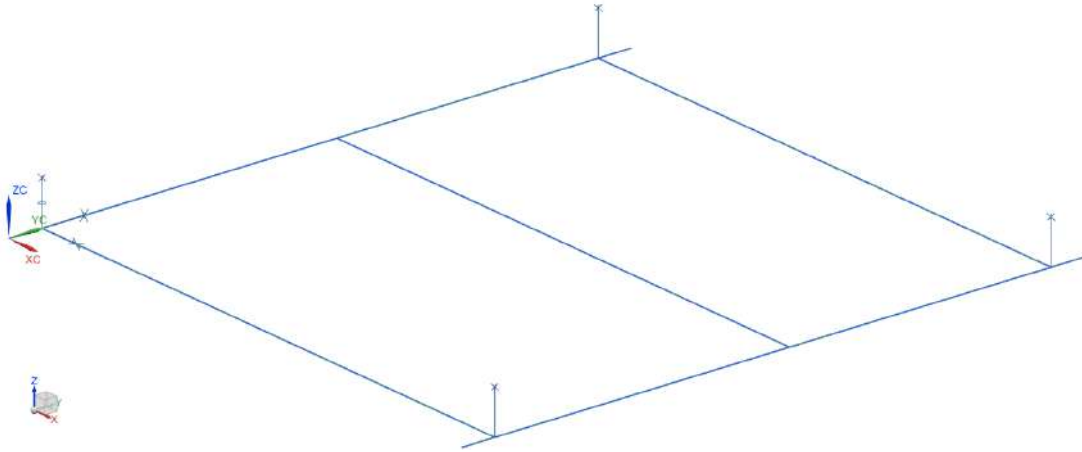
Fonte: autor

Para esta simulação, utilizou-se elementos com, aproximadamente, 10 [mm] de comprimento, pois o refinamento da malha não modificou o resultado obtido e o tamanho dos elementos facilita a utilização dos nós para a aplicação das condições de contorno, o modelo com as condições aplicadas pode ser visualizado na Figura 22, no caso, o encontro das cantoneiras externas foram considerados como sendo os pontos de fixação da estrutura e



tiveram seus deslocamentos no eixo Z travados, um dos pontos também teve o deslocamento no plano XY e rotação no eixo Z travados para evitar erros numéricos.

Figura 22 – Condições de contorno



Fonte: autor

Ao definir as condições de contorno, é possível notar uma das limitações desse tipo de elemento, não é tão simples considerar o efeito do posicionamento das células de carga, por simplificação, foi considerado que as condições de contorno geradas por eles atuam no encontro entre os perfis que delimitam o contorno da estrutura, como discutido acima, enquanto, na realidade, os suportes estão posicionados fora da linha de referência utilizada pela malha e suas condições não se aplicam a apenas um ponto.

Outra simplificação precisa ser adotada para a definição do carregamento, no caso, é preciso assumir que toda o esforço é transferido de maneira uniforme para a estrutura por meio da chapa e, para isso, utilizou-se um carregamento constante durante toda a extensão dos elementos, o valor utilizado é definido pela Equação (20).

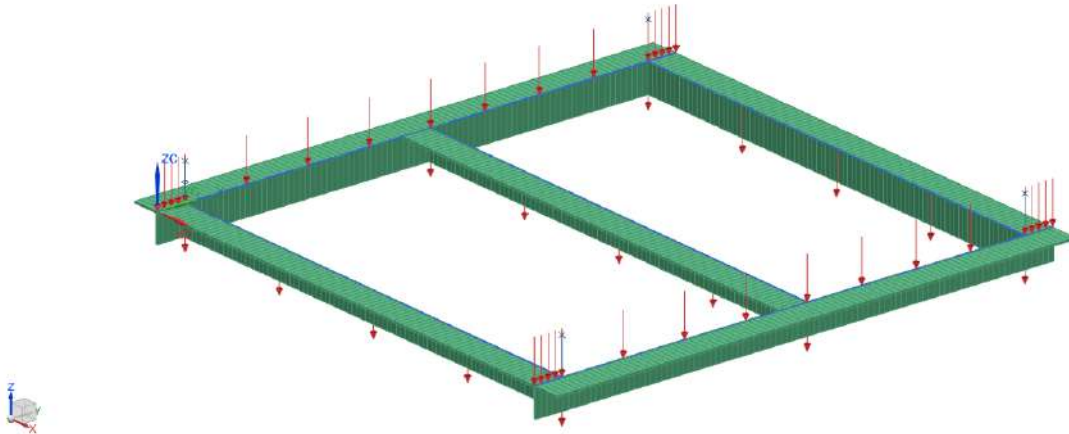
$$P = \frac{F_c}{L_e} \quad (20)$$

Onde  $P$  é o carregamento em [N/m],  $F_c$  é a força resultante do carregamento em [N] e  $L_e$  é o comprimento total da estrutura em metros. O modelo com o carregamento e condições de contorno definidos é apresentado na Figura 23, utilizou-se 1500 [N] de carregamento com o comprimento total da estrutura de 4,44 [m].

### 3.4 MODELO DETALHADO

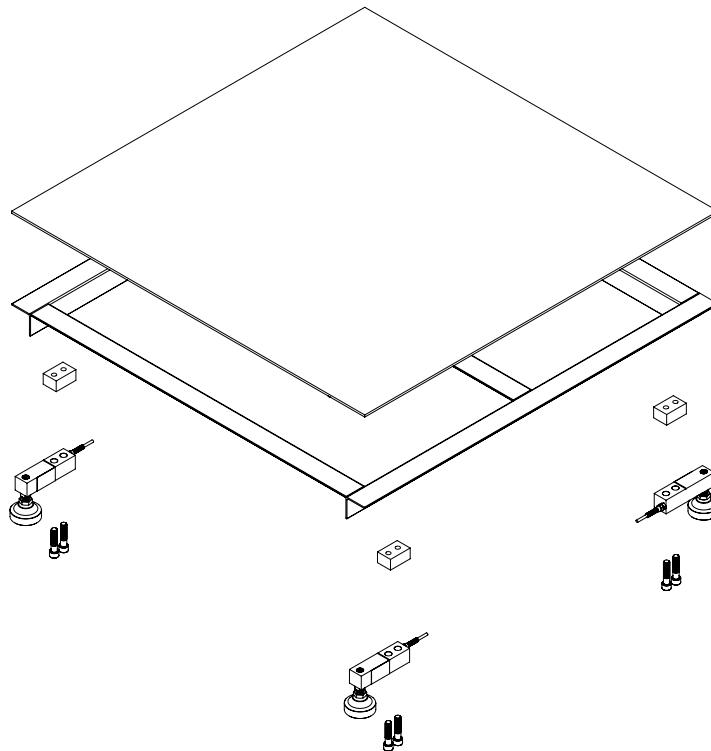
O modelo detalhado compreende o detalhamento da configuração estrutural apresentada na Seção 3.2 e, como pode ser visto na Figura 24, especifica o posicionamento das células de carga, fixação e solda dos componentes. Detalhes sobre a construção do modelo podem ser visualizados nos desenhos disponíveis no Apêndice A.

Figura 23 – Carregamento e condições de contorno



Fonte: autor

Figura 24 – Vista explodida do modelo detalhado



Fonte: autor

As células de carga escolhidas para a execução do projeto são do tipo cisalhamento e possuem pés M12 para o suporte da estrutura, cada uma delas possui capacidade de até 500 [kg], mais informações sobre o componente podem ser obtidas no Anexo A.

A estrutura foi pensada de maneira a ocupar o menor envelope possível, a utilização das cantoneiras permite a instalação das células de carga no vão e proporciona um melhor aproveitamento do espaço. Os filetes de solda foram especificados de acordo com as recomendações propostas na Tabela 3, como a menor espessura é sempre 1/8", a perna de

solda de todos os filetes foi especificada como 3 [mm].

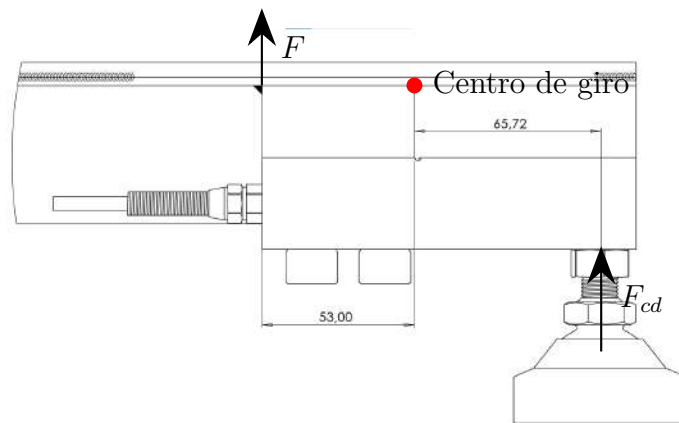
De antemão, sabe-se que o carregamento utilizado é pequeno ao levar em conta o arranjo estrutural proposto e que o elemento mais crítico do equipamento é o filete de solda que une a estrutura ao suporte da célula de carga, a tensão atuante nele pode ser facilmente calculada ao realizar algumas simplificações; primeiro considera-se que o carregamento é suportado por apenas um filete e que o mesmo é igualmente distribuído em todos os pés.

Com essas considerações, o diagrama de corpo livre apresentado na Figura 25 pode ser utilizado para calcular a tensão atuante no filete, sendo  $F$  a força atuante no mesmo e  $F_{cd}$  a força de reação causada pelo carregamento da balança que foi dividido entre os 4 suportes. A Equação (21) pode então ser utilizada para calcular a  $F$  enquanto a Equação (22) é utilizada para calcular a tensão, sendo  $A_t$  a área de garganta do filete de solda.

$$F = F_{cd} \cdot \frac{65,72}{53} = \frac{1500}{4} \cdot \frac{65,72}{53} = 465 \text{ [N]} \quad (21)$$

$$\tau = \frac{F}{A_t} = \frac{465}{3 \cdot 0,707 \cdot 35} = 6,26 \text{ [MPa]} \quad (22)$$

Figura 25 – Diagrama de corpo livre do suporte da célula de carga



Fonte: autor

O resultado da Equação (22) mostra que os filetes estão superdimensionados para o carregamento utilizado, mesmo considerando a utilização de eletrodos E60, a tensão de cisalhamento obtida é muito inferior ao limite de escoamento por classificação apresentado na Tabela 2.

Outra definição importante é o torque utilizado nos parafusos, no caso, a especificação do fabricante das células de carga pede a utilização de um parafuso M12 sem especificar a classe de resistência, os parafusos M12 disponíveis na oficina seguem a ISO 4762 e possuem classe de resistência 12.9, o torque de aperto pode ser calculado como apresentado na Seção 2.6 e desenvolvido nas Equações 23 e 24.

$$F_{PC} = A_t \sigma_P = \frac{\pi}{4} \cdot (12 - 0,9382 \cdot 1,75)^2 \cdot 970 = 89,337 \text{ [kN]} \quad (23)$$

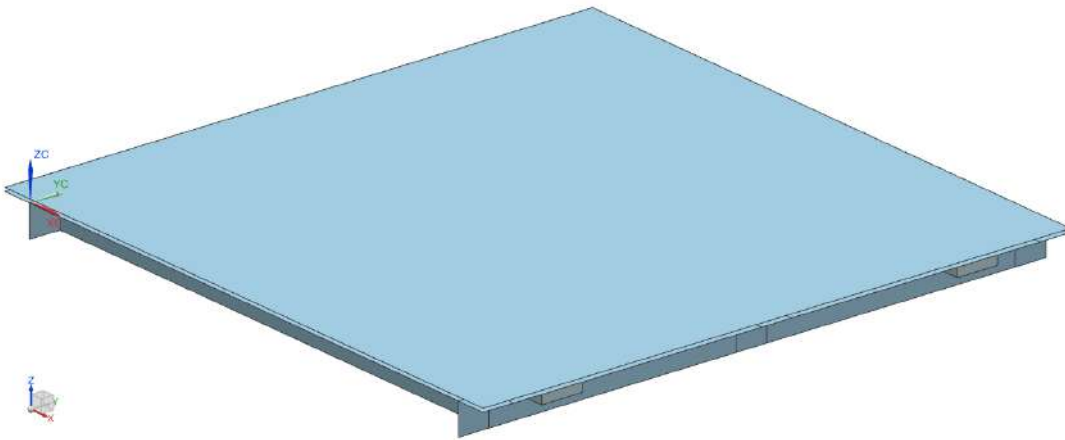
$$T = 0,2 \cdot 12 \cdot 89,337 = 214,4 \text{ [Nm]} \quad (24)$$

Devido a inconsistências encontradas nas dimensões dos furos de fixação das células de carga, os suportes precisaram ser fabricados individualmente, cada um deles foi fabricado com base em uma das célula de carga.

### 3.5 SIMULAÇÃO ESTÁTICA COM ELEMENTOS TRIDIMENSIONAIS

A simulação detalhada utiliza como base o modelo apresentado na Seção 3.4, a chapa superior e cantoneiras são simplificadas por seus respectivos planos médios para compor o modelo idealizado e a célula de carga é removida da montagem para simplificar a simulação. O modelo idealizado com as simplificações citadas pode ser visualizado na Figura 26.

Figura 26 – Modelo tridimensional idealizado



Fonte: autor

A malha utilizada para a simulação é composta por três tipos elementos, o primeiro é do tipo casca, possui 4 nós com 6 graus de liberdade cada (CQUAD4) e foi utilizado para compor a malha da chapa superior e cantoneiras, enquanto o suporte das células de carga utiliza elementos sólidos de 4 nós com cada um possuindo 3 graus de liberdade (CTETRA). Por fim, elementos de conexão (RBE2) foram utilizados para realizar a conexão do centro de massa da lavadora com nós da região onde há contato entre os pés e a estrutura da balança.

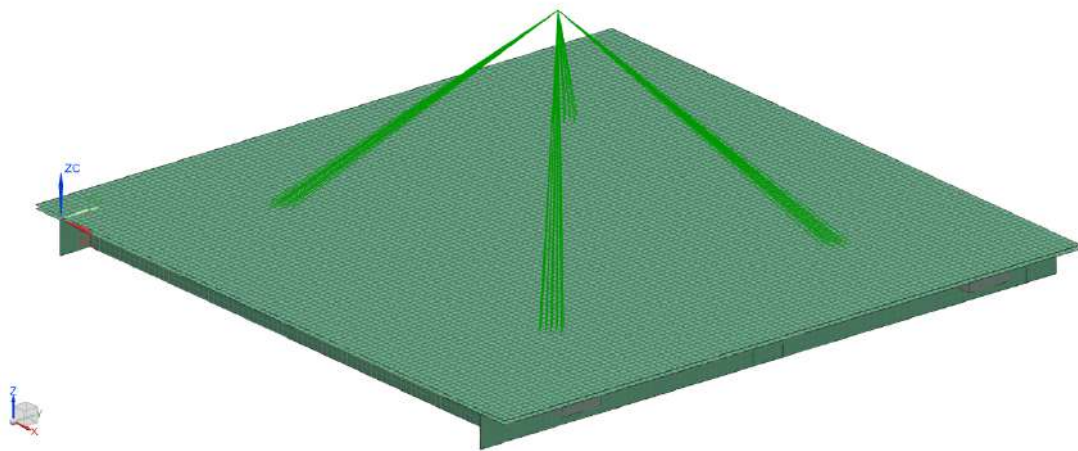
As coordenadas dos centros dos 4 pés e centro de massa do equipamento são apresentadas na Tabela 7, cada um dos pés possui 40 [mm] de diâmetro. A malha do modelo pode ser visualizada na Figura 27.

Tabela 7 – Coordenadas dos pontos

Ponto	x [mm]	y [mm]	z [mm]
Centro pé 1	699,2	240	0
Centro pé 2	699,2	710	0
Centro pé 3	149,2	240	0
Centro pé 4	149,2	710	0
Centro de massa	424,2	475	300

Fonte: autor

Figura 27 – Malha utilizada



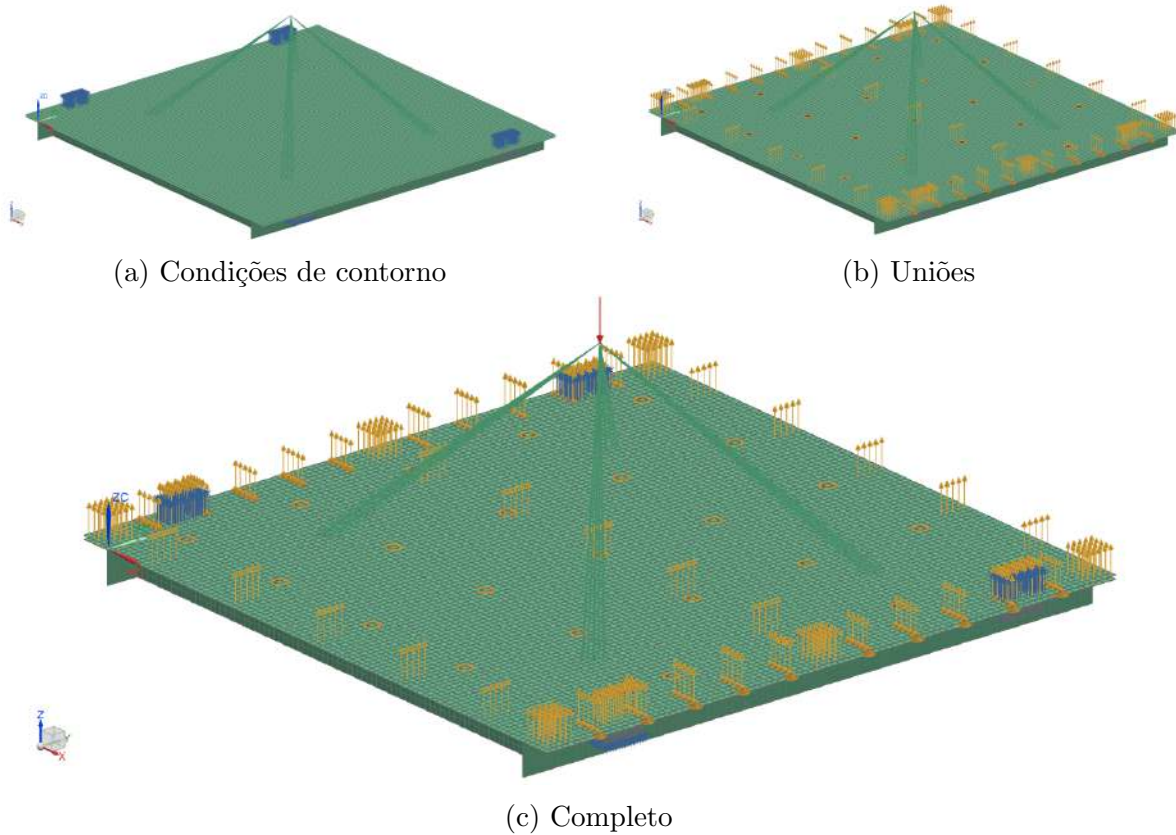
Fonte: autor

O próximo passo para a realização da simulação é a definição das condições de contorno e carregamentos, no caso, o deslocamento em Z da face inferior dos suportes das células de carga foi restringido e, uma delas, também teve o deslocamento no plano XY travado para evitar erros. Em seguida, foram feitas as uniões entre a chapa e estrutura de cantoneiras e entre a estrutura com suporte das células de carga, essas uniões têm como objetivo simular a solda presente entre os componentes.

Por fim, o carregamento é definido no ponto que representa o centro de massa da secadora, no caso, utilizou-se 1500 [N] orientado pela direção negativa do eixo Z, vale ressaltar que, embora as coordenadas dos pés e centro de massa sejam de um modelo de lavadora menor, o carregamento é referente ao modelo mais pesado e que pode atingir até os 150 [kg].

O modelo com as condições de contorno pode ser visualizado na Figura 28a enquanto o modelo com as definições de uniões pode ser visualizado na Figura 28b e o modelo completo pode ser visualizado na Figura 28c.

Figura 28 – Modelo utilizado



Fonte: autor

### 3.6 RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

A malha utilizada para realizar as simulações de resposta em frequência é a mesma descrita na Seção 3.5 e apresentado na Figura 27, as condições de contorno também são reutilizadas, no entanto, um elemento de massa concentrada com 80 [kg] é adicionada no centro de massa da lavadora. A simulação utilizada para a obtenção dos modos de vibração não requer a definição de carregamentos enquanto a obtenção da resposta em frequência requer a definição de uma força de excitação.

Por sua vez, a força de excitação é definida utilizando-se a Equação (2), a máquina de lavar utilizada possui um raio de 260 [mm], a massa desbalanceada pode chegar a até 0,5 [kg] com até 1200 [RPM]. Com isso, a força de excitação inserida no modelo, em função da frequência  $f$  em [Hz], pode ser descrita pela Equação (25).

$$F_d = 0,5 \cdot 0,26 \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2 \quad (25)$$

A utilização da Equação (25) para a definição de uma força agindo no centro de massa e diretamente conectado na estrutura implica assumir como simplificação que todo o esforço gerado pelo desbalanceamento é transferido pela balança. As simulações foram feitas até 400 [Hz], tendo em vista que os 10 primeiros modos de vibração da estrutura

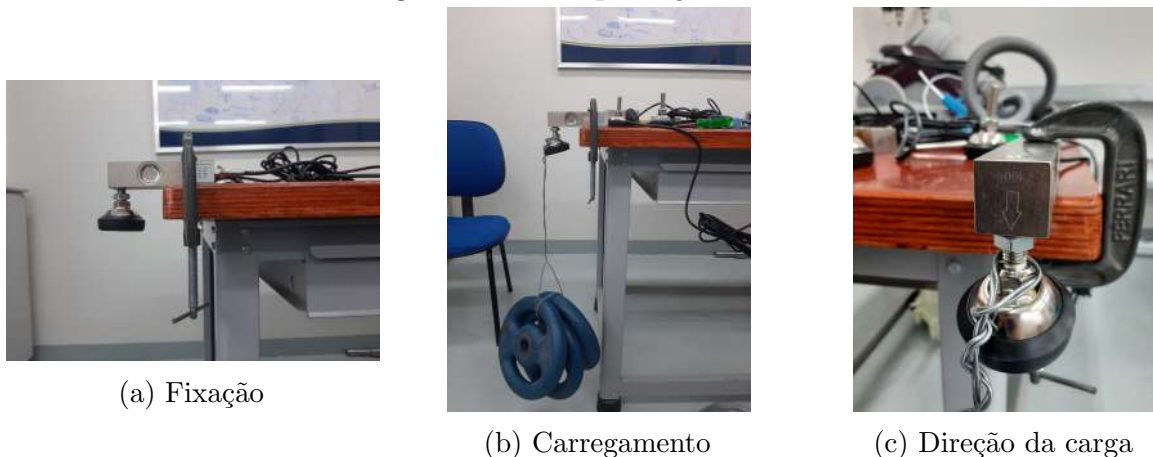
acontecem abaixo deste patamar, também foi utilizado um amortecimento estrutural de 2%, como recomendado em Nastran (2004).

### 3.7 CONEXÕES E COMPENSAÇÃO DE CANTOS

Tendo completado as simulações e a fabricação da balança, o próximo passo para o desenvolvimento do projeto é a realização da conexão dos componentes eletrônicos, todas as conexões devem ser feitas de acordo com o diagrama esquemático apresentado no Apêndice B.

Por fim, o procedimento descrito em Subseção 2.3.1 pode ser realizado para concluir a compensação de canto, no caso, as células de carga foram carregadas, uma por vez, na configuração mostrada na Figura 29. Vale ressaltar que, apenas para realizar a compensação, todas as células de carga tiveram seus pés instalados ao contrário para que o carregamento de 30 [kg] estivesse na direção de carregamento esperada pelo dispositivo, como pode ser observado na Figura 29c.

Figura 29 – Compensação de canto



Fonte: autor

Para melhorar o ajuste, a tensão obtida para cada célula de carga foi medida após a amplificação e pode ser observada na Tabela 8, todas elas foram ajustadas de forma que forneçam 132,4 [mV].

Tabela 8 – Compensação de cantos

Identificação da célula	Tensão [mV]
JP1	132,4
JP2	134,6
JP3	141,0
JP4	139,1

Fonte: autor

Por fim, todas as células de devem ser instaladas na estrutura que já foi fabricada de acordo com os desenhos de conjunto no Apêndice A.

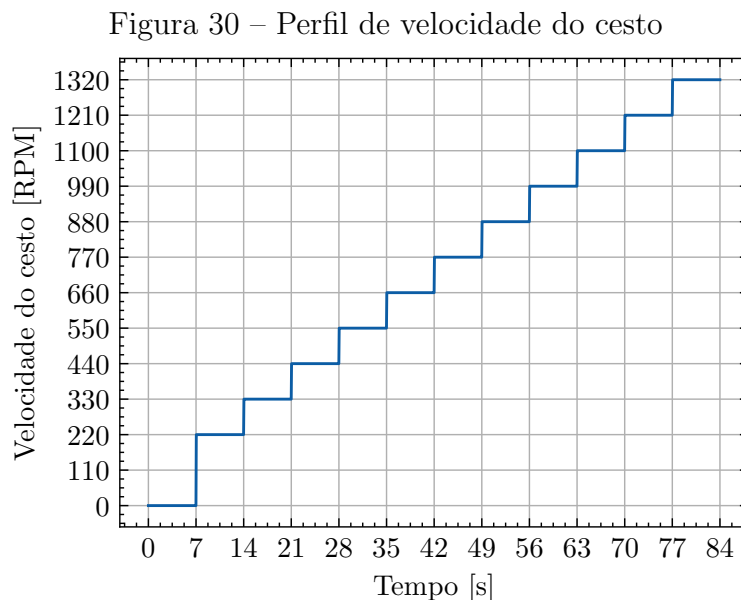
### 3.8 CALIBRAÇÃO DA BALANÇA

Tendo concluído a montagem e feito a compensação de cantos, o próximo passo é a obtenção da curva de resposta. Para isso, utilizou-se 19 pesos de 10 [kg] que foram medidos com uma balança de referência e o sinal emitido pelo transmissor de carga foi adquirido por 9 segundos para cada carregamento. Por fim, os dados obtidos são ajustados por retas que descrevem a massa presente na balança em função da tensão medida no conversor analógico-digital.

O código utilizado para a obtenção dos dados pode ser observado no Apêndice C.

### 3.9 TESTE DE IMPACTO NAS LEITURAS DOS ACELERÔMETROS

Por fim, foi realizado um experimento para mensurar o impacto da utilização da balança nas leituras dos acelerômetros, o mesmo consiste na utilização da configuração experimental apresentada na Figura 2 para a aquisição dos dados, no caso, um dos acelerômetros foi utilizado para obter a resposta do cesto com a lavadora no chão e em cima da balança. Utilizou-se 0,5 [kg] de massa desbalanceada e o perfil de velocidade imposto ao motor é apresentado na Figura 30.



Fonte: autor

A configuração experimental não foi apresentada para preservar detalhes construtivos internos do equipamento utilizado.

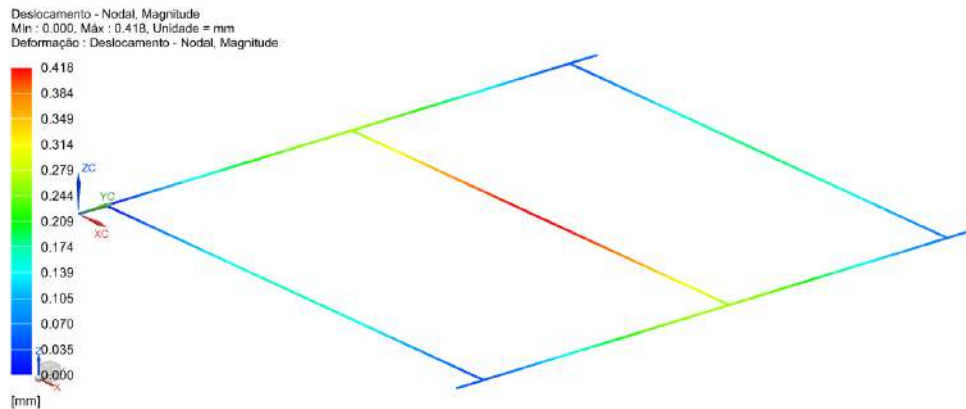


## 4 RESULTADOS

### 4.1 ANÁLISE ESTÁTICA

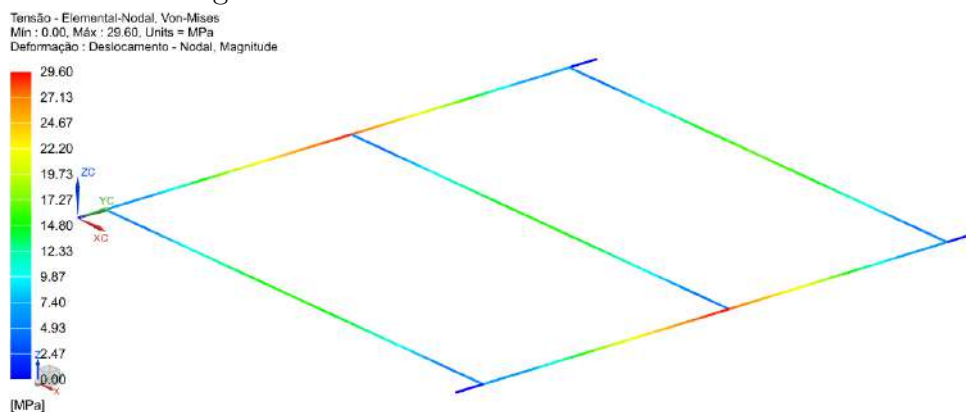
Partindo para o resultados das simulações estáticas, as Figuras 33 e 34 mostram soluções da simulação utilizando elementos unidimensionais que foi apresentada na Seção 3.2, no caso, o maior deslocamento obtido aconteceu no centro da estrutura e tem magnitude de 0,418 [mm] enquanto a maior tensão ocorreu no centro dos elementos de 950 [mm] e possui 29,6 [MPa] de magnitude, este valor é 8 vezes menor do que o limite de escoamento do material apresentado na Tabela 6. Como esperado, todos os resultados são simétricos.

Figura 31 – Deslocamento no modelo unidimensional



Fonte: autor

Figura 32 – Tensão no modelo unidimensional

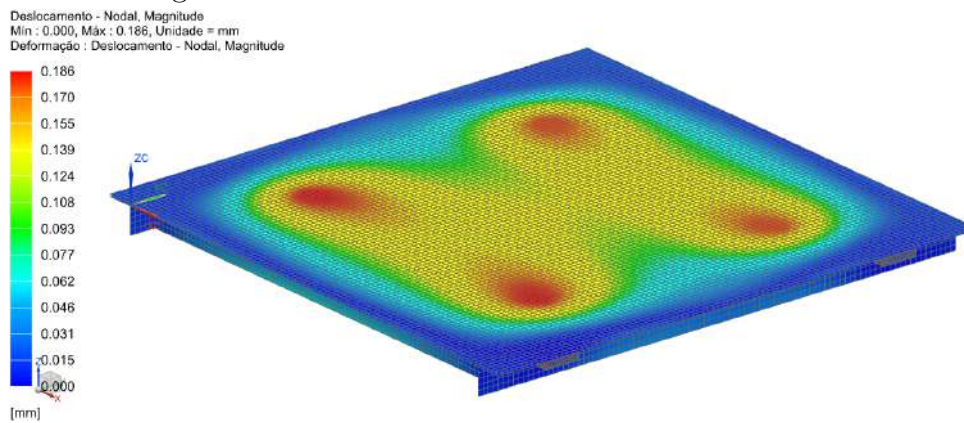


Fonte: autor

Adicionalmente, o resultado da simulação estática com elementos tridimensionais pode ser observado nas Figuras 33 e 34. Embora não exista requisitos para o deslocamento da estrutura carregada estaticamente, a Figura 33 mostra que o carregamento utilizado é baixo para a estrutura projetada, pois o deslocamento máximo obtido é de 0,186 [mm], esta observação é confirmada ao analisar a tensão equivalente de von Misses na Figura 34, no

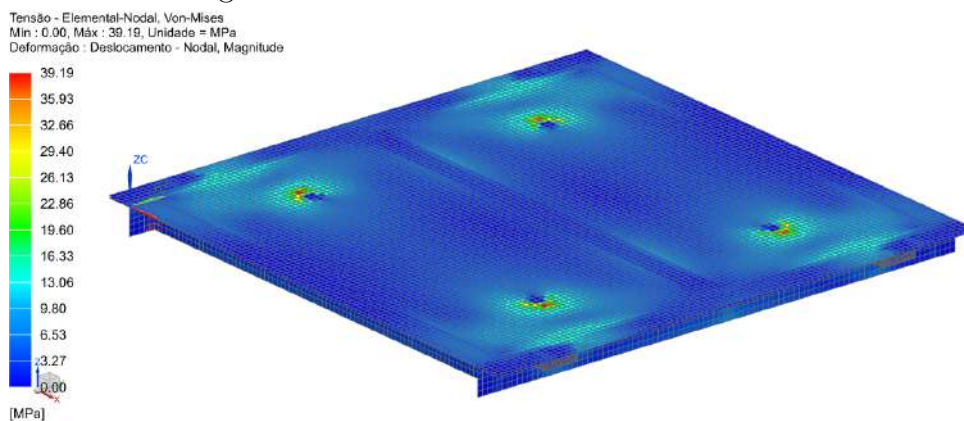
caso, a tensão máxima observada é de 39,19 [MPa] e ocorre na região dos pés da lavadora. O nível de tensão observado é 6 vezes menor do que o limite de escoamento do material utilizado.

Figura 33 – Deslocamento no modelo tridimensional



Fonte: autor

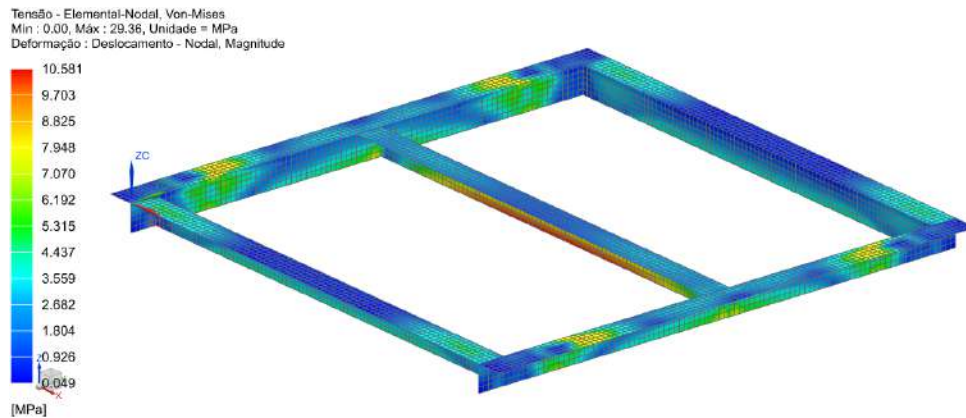
Figura 34 – Tensão no modelo tridimensional



Fonte: autor

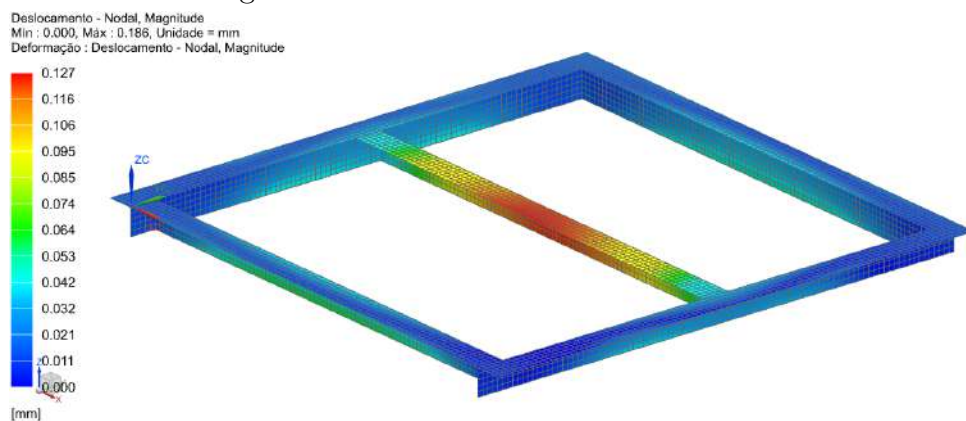
Ao comparar os dois modelos, notam-se algumas diferença entre tensões e deslocamentos máximos, no caso, a adição da chapa superior no modelo tridimensional diminuiu consideravelmente o deslocamento e tensão máxima. A Figura 35 mostra a tensão apenas para a estrutura de cantoneiras, o máximo é 10,58 [MPa] e a Figura 36 mostra o deslocamento com máxima de 0,127 [mm].

Figura 35 – Tensão nas cantoneiras



Fonte: autor

Figura 36 – Deslocamento nas cantoneiras



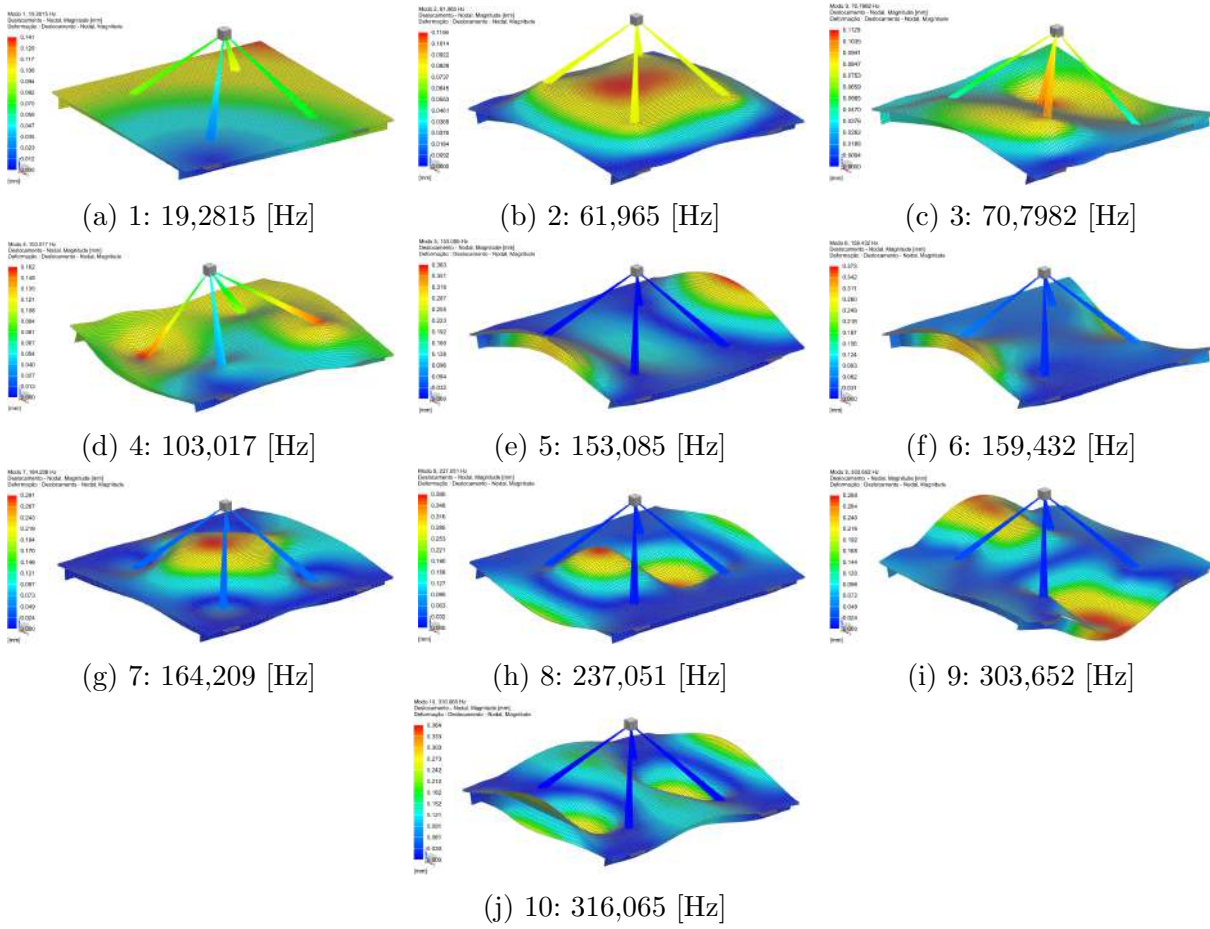
Fonte: autor

## 4.2 MODOS DE VIBRAÇÃO E RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

Os modos de vibração obtidos na simulação descrita na Seção 3.6 podem ser visualizados na Figura 37 enquanto a Figura 38 mostra a resposta em frequência para o nó central da chapa superior.

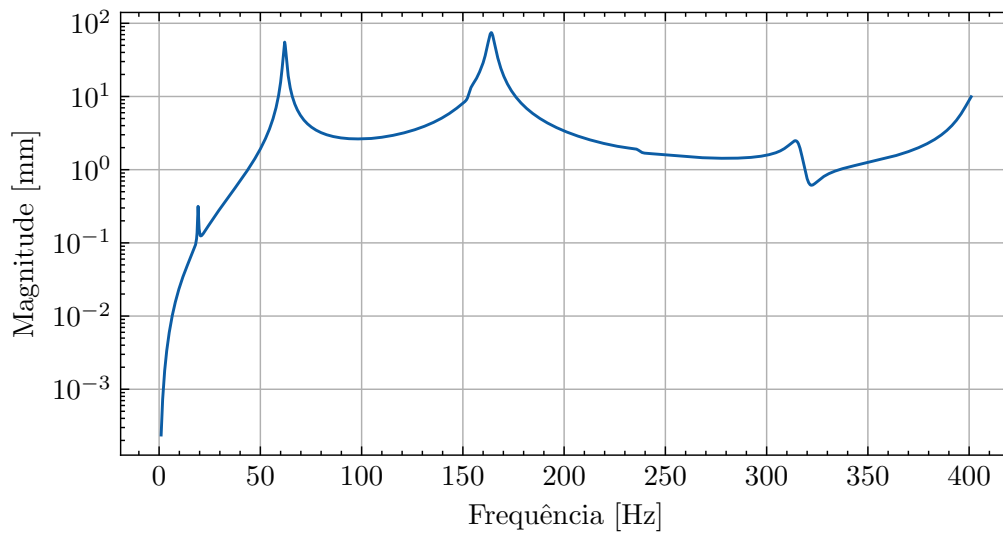
No caso, a rotação máxima atingida no processo de centrifugação é de 1400 [RPM], que equivale a 23,3 [Hz] e, embora o primeiro modo de vibração aconteça a 19,28 [Hz], a magnitude atingida no primeiro pico da Figura 38 é de 0,18 [mm], estes resultados mostram que, embora exista uma frequência de ressonância na faixa de operação do equipamento, seu impacto não é grande o bastante para justificar modificações estruturais.

Figura 37 – Modos de vibração da balança



Fonte: autor

Figura 38 – Resposta em frequência



Fonte: autor

### 4.3 DESENHOS DE CONJUNTO E FABRICAÇÃO

Os desenhos utilizados para a fabricação do equipamento podem ser visualizados no Apêndice A. Durante o processo de fabricação, a estrutura passou por um retrabalho por conta dos filetes de solda utilizados nas fixações da célula de carga e chapa, a Figura 39 mostra as conexões antes do retrabalho enquanto a Figura 40 mostra os filetes após retrabalho.

Como pode ser observado na Figura 39, os filetes de solda não tinham sido feitos como especificado pelos desenhos disponíveis no Apêndice A, embora a solda das cantoneiras tenham sido feitas como especificado, o suporte era preso por apenas alguns pingos de solda enquanto a chapa era fixada por parafusos, no entanto, a Figura 40 mostra a mesma estrutura após o retrabalho com todos os filetes feitos de acordo com a especificação.

Figura 39 – Conexões antes do retrabalho



(a) Suporte célula de carga



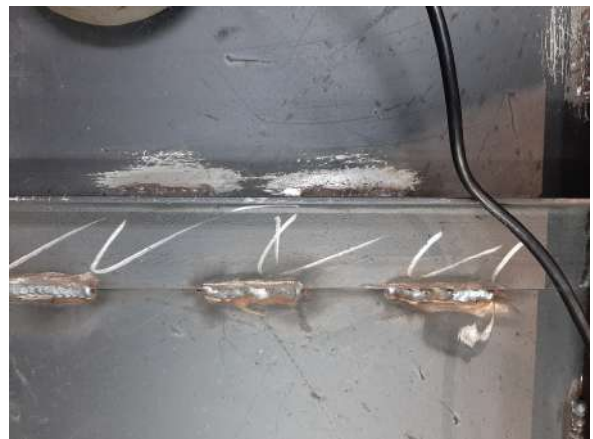
(b) Cantoneiras e chapa

Fonte: autor

Figura 40 – Conexões após o retrabalho



(a) Suporte célula de carga



(b) Filete da chapa

Fonte: autor

#### 4.4 MONTAGEM DA BALANÇA E CONEXÕES

Por fim, todas as conexões foram realizadas de acordo com o diagrama disponível no Apêndice B, algumas das conexões realizadas podem ser visualizadas na Figura 41.

Figura 41 – Conexões



(a) Células de carga

(b) Caixa de soma

(c) Amplificador

Fonte: autor

Após realizar as conexões e compensação de cantos, as células de carga foram fixadas na estrutura da balança, a montagem completa pode ser observada na Figura 42. Vale ressaltar que os pés das células de carga foram substituídos por pés rígidos de borracha, pois o conjunto que acompanha a célula de carga possui uma junta universal que apresenta folga considerável e prejudica a resposta em frequência da balança.

Figura 42 – Balança montada

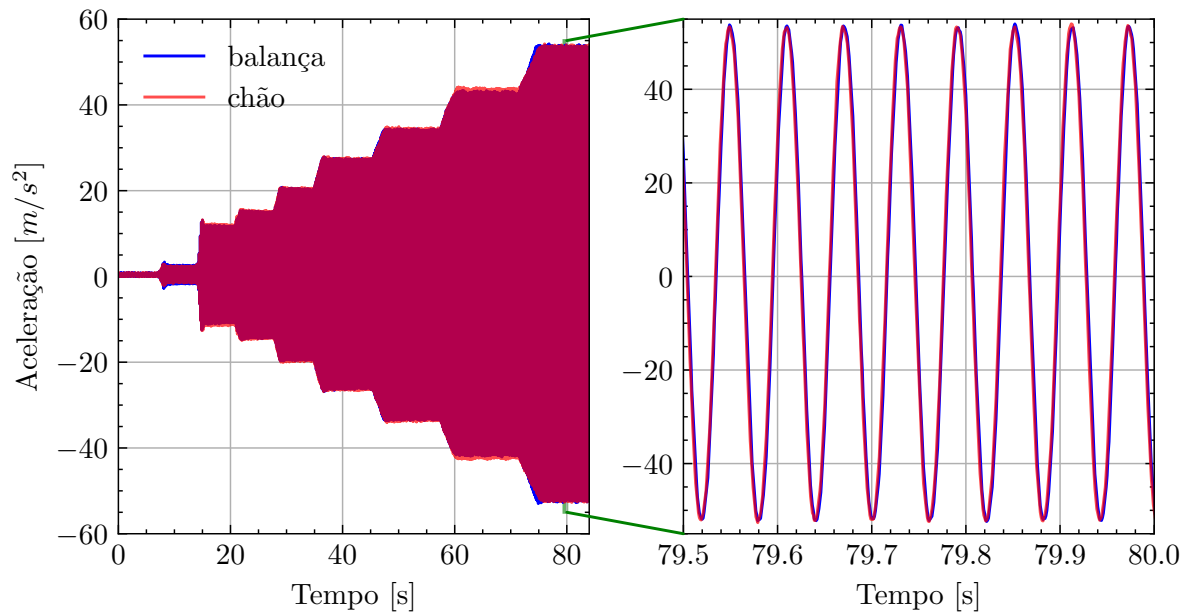


Fonte: autor

#### 4.5 TESTE DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

Após a fabricação e montagem da balança, o teste de resposta em frequência foi realizado para mensurar o impacto da utilização da balança nas medições dos acelerômetros, as aquisições realizadas em cima da balança e no chão podem ser visualizadas na Figura 43.

Figura 43 – Aquisição no chão e na balança



Fonte: autor

Como pode ser observado na Figura 43, no último patamar de velocidade de rotação a 1320 [RPM], a frequência e amplitude de oscilação para as duas configurações são idênticas, ou seja, a balança não produz impacto significativo nas medições dos acelerômetros.

#### 4.6 CALIBRAÇÃO DA BALANÇA

A Tabela 9 possui todos os dados utilizados para a calibração da balança, no caso, a primeira abordagem utilizada consistiu na utilização de apenas uma equação de primeiro grau para ajustar a predição da carga em função da tensão medida.

No entanto, como pode ser observado na Tabela 9, o erro apresentado pela curva que melhor ajusta os dados chega a atingir 500 [g] e ao analisar o seu comportamento em função da tensão média, que é mostrado na Figura 44, nota-se que o mesmo pode ser descrito por duas retas. A resposta observada na Figura 44 evidencia uma mudança na resposta do transmissor de pesagem ao ultrapassar 1,5 [V], sendo assim, a carga da balança passou a ser estimada por meio de duas retas definidas pela Equação (26).

Tabela 9 – Dados de calibração utilizando uma reta

Média [mV]	Massa [g]	Ajustado [g]	Erro [g]
503.61	0	-132	132
605.68	10070	10001	69
709.38	20270	20295	-25
809.96	30320	30280	40
912.95	40390	40504	-114
1015.28	50550	50662	-112
1117.82	60640	60841	-201
1221.10	70740	71093	-353
1322.65	80870	81174	-304
1425.99	91040	91433	-393
1518.57	101100	100623	477
1621.26	111280	110818	462
1724.14	121380	121030	350
1825.59	131430	131101	329
1927.24	141410	141192	218
2030.86	151510	151478	32
2134.41	161700	161758	-58
2238.35	171940	172076	-136
2339.79	181950	182146	-196
2441.59	191990	192251	-261

Fonte: autor

$$m(v) = \begin{cases} 98,7 \cdot v - 49697, & \text{se } v \leq 1500 \\ 98,38 \cdot v - 48246, & \text{se } v > 1500. \end{cases} \quad (26)$$

Sendo  $m$  a massa na balança em [g] e  $v$  a tensão medida em [mV]. Por fim, o resultado da utilização da Equação (26) pode ser observado na Tabela 10, nota-se que o erro médio obtido para as medições é de 34 [g] que atende o valor estipulado de 50 [g].

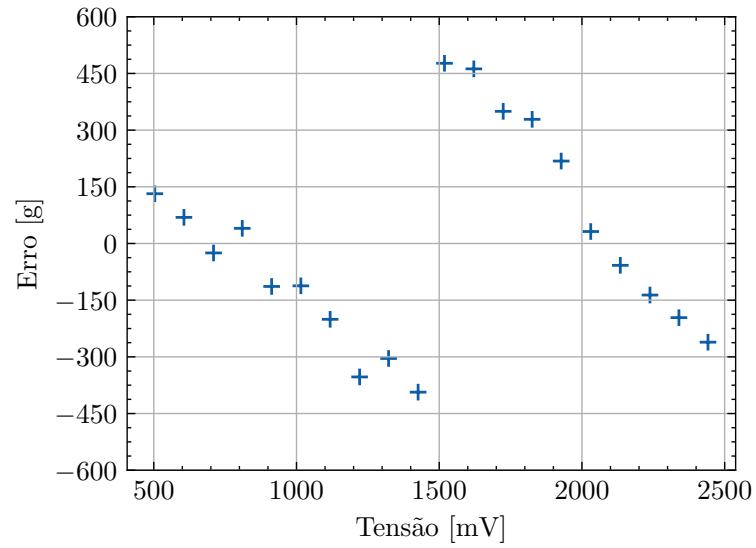
O código utilizado para a implementação da Equação (26) no sistema de aquisição pode ser visualizado no Apêndice C.

Por fim, a utilização do equipamento pode ser observada na Figura 45, no caso, trata-se de uma aquisição feita durante um ciclo de operação em uma máquina de lavar. Ao observar os dados, é possível analisar duas curvas de secagem, a primeira delas acontece após a etapa de agitação do produto e serve para realizar a troca de água entre a agitação e molho, enquanto a segunda é a centrifugação final do produto.

Vale ressaltar que esses dados foram obtidos na segunda rodada de um experimento e, no caso, considerando o peso em vazio da máquina de 70,5 [kg] e com o carregamento utilizado de 10 [kg] de roupas secas, a Equação (1) fornece uma razão de extração de 0,565 para o peso final de 86,15 [kg].

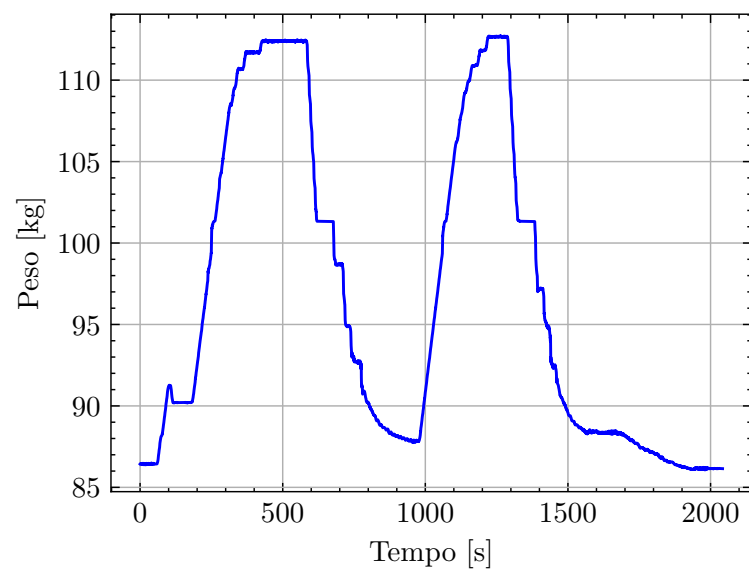


Figura 44 – Erro em função da tensão média



Fonte: autor

Figura 45 – Aquisição da balança durante operação



Fonte: autor

Tabela 10 – Dados de calibração utilizando duas retas

Média [mV]	Massa [g]	Ajustado [g]	Erro [g]	Erro médio [g]
503.61	0	9	-9	
605.68	10070	10084	-14	
709.38	20270	20319	-49	
809.96	30320	30246	74	
912.95	40390	40411	-21	
1015.28	50550	50511	39	
1117.82	60640	60631	9	
1221.1	70740	70825	-85	
1322.65	80870	80848	22	
1425.99	91040	91049	-9	
1518.57	101100	101151	-51	34.01
1621.26	111280	111254	26	
1724.14	121380	121375	5	
1825.59	131430	131356	74	
1927.24	141410	141356	54	
2030.86	151510	151550	-40	
2134.41	161700	161737	-37	
2238.35	171940	171963	-23	
2339.79	181950	181943	7	
2441.59	191990	191957	33	

Fonte: autor

## 5 CONCLUSÃO

Ao analisar os resultados apresentados no Capítulo 4, pode-se concluir que os objetivos do projeto foram atingidos, pois, como pode ser observado na Seção 4.5, a resposta dinâmica da balança não interfere significativamente nas medidas dos acelerômetros em regime permanente, além disso, a capacidade da balança também pode ser verificada, tendo em vista que o processo de calibração apresentado na Seção 4.6 excedeu a capacidade desejada para a estrutura sem apresentar qualquer problema estrutural, reforçando o comportamento previsto pelas simulações apresentadas na Seção 4.1.

Também vale ressaltar que todo o processo de fabricação da estrutura foi realizado na oficina da empresa, o processo de soldagem da estrutura foi rápido e todo o conjunto soldado foi entregue no mesmo dia em que entrou na fila de espera da oficina, embora tenha passado por um retrabalho, o mesmo não impactou significativamente o tempo de execução. A necessidade de retrabalho só foi discutida pois houve dano na pintura preexistente.

Por fim, a resolução obtida durante o processo de calibração é satisfatória, pois a balança atingiu um erro médio de 34 [g] e um exemplo de funcionamento pode ser visualizado na Figura 45, onde a mesma foi utilizada para obter o peso de uma máquina durante um ciclo de lavagem.

Adicionalmente, uma sugestão de desenvolvimento para futuros trabalhos é o detalhamento do modelo utilizado para a obtenção da resposta em frequência, embora testes de validação dos resultados não tenham sido conduzidos, notou-se que a modificação dos pés impacta significativamente na resposta em frequência do equipamento e que a solicitação gerada pela máquina de lavar é significativamente atenuada por sua suspensão. No caso, tanto as células de carga e seus respectivos pés quanto a suspensão da máquina foram desconsideradas, no entanto, um modelo mais detalhado compreenderia a adição dos efeitos viscoelásticos dos dois conjuntos.



## REFERÊNCIAS

- ABNEY, S. E. et al. Laundry hygiene and odor control: state of the science. **Applied and environmental microbiology**, Am Soc Microbiol, v. 87, n. 14, p. e03002–20, 2021.
- ALEXANDER, C. K. **Fundamentals of electric circuits**. [S.l.]: McGraw-Hill,, 2013.
- ASME, T. A. S. o. M. E. Metric screw threads: M profile. **B1. 13M-2005 (R2020)**, ASME, 2006.
- ATO, a. **Ato Industrial Automation**. 2023. Disponível em: <<https://www.ato.com/>>.
- BELYTSCHKO, J. F. T. **A first course in finite elements**. [S.l.: s.n.], 2007.
- BETHE, K. The scope of the strain gage principle. In: IEEE. **Proceedings. VLSI and Computer Peripherals. COMPEURO 89**. [S.l.], 1989. p. 3–31.
- BÖHM, A. M. et al. The measurement accuracy of instrumented ship structures under local ice loads using strain gauges. **Marine structures**, Elsevier, v. 76, p. 102919, 2021.
- BUDYNAS, R. G. **Shigley’s Mechanical Engineering Design**. [S.l.]: MCGRAW-HILL EDUCATION, 2019.
- CLARKE, R. G. **Design of a load cell for triaxial force measurement in walking**. Tese (Doutorado) — Massachusetts Institute of Technology, 1981.
- CONRAD, D.; SOEDEL, W. On the problem of oscillatory walk of automatic washing machines. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 188, n. 3, p. 301–314, 1995.
- COOK, R. D. **Modeling for Stress Analysis**. [S.l.]: New York: Wiley, 1994.
- FARHATH, M.; SAMAD, M. F. Design and simulation of a high sensitive stripped-shaped piezoresistive pressure sensor. **Journal of Computational Electronics**, Springer, v. 19, n. 1, p. 310–320, 2020.
- FLINTEC. **What is a load cell and how does it work?** 2023. Disponível em: <<https://www.flintec.com/nl/weight-sensors/load-cells/what-is-a-load-cell>>.
- FORSENTEK, F. **Load Cell: Load cells: Force sensors and measuring solutions**. 2023. Disponível em: <<http://www.forsentek.com/>>.
- FREDDI, A.; OLMI, G.; CRISTOFOLINI, L. Experimental stress analysis for materials and structures. **Stress analysis models for developing design methodologies. Series in solid and structural mechanics**, Springer, v. 1, 2015.
- GAGES, P. S.; DATABOOK, S. **Micro-Measurements**. [S.l.]: Editor, 2016.
- HOFFMANN, K. **Applying the wheatstone bridge circuit**. [S.l.]: HBM Darmstadt, Germany, 1974.
- HOFFMANN, K. et al. **An introduction to measurements using strain gages**. [S.l.], 1989.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA. **Portaria n.º 121**: Regulamento técnico da qualidade para máquinas de lavar roupas. Rio de Janeiro, 2022. 51 p.

JUNG, W. **Op Amp applications handbook**. [S.l.]: Newnes, 2005.

KAMBLE, V. A.; SHINDE, V. D.; KITTUR, J. K. Review on optimization of load cells. **Journal of Advancements in Material Engineering (e-ISSN: 2582-0036)**, v. 5, n. 03, p. 8–15, 2020.

LOGAN, D. L. **A first course in the finite element method**. [S.l.]: Thomson, 2002. v. 4.

MATWEB. **Online materials information resource**. MatWeb, LLC, 2011. Disponível em: <<https://www.matweb.com/>>.

MULLER, I. et al. Load cells in force sensing analysis—theory and a novel application. **IEEE Instrumentation & Measurement Magazine**, IEEE, v. 13, n. 1, p. 15–19, 2010.

NAPPER, I. E.; THOMPSON, R. C. Release of synthetic microplastic plastic fibres from domestic washing machines: Effects of fabric type and washing conditions. **Marine pollution bulletin**, Elsevier, v. 112, n. 1-2, p. 39–45, 2016.

NASTRAN, M. Basic dynamic analysis user's guide. **MSC. Software Corporation. US A**, 2004.

NORTON, R. L.; HIGGINS, M. P. **Machine design an integrated approach**. [S.l.]: Pearson, 2021.

NYGÅRDS, T.; BERBYUK, V. Multibody modeling and vibration dynamics analysis of washing machines. **Multibody System Dynamics**, Springer, v. 27, p. 197–238, 2012.

PAKULA, C.; STAMMINGER, R. Electricity and water consumption for laundry washing by washing machine worldwide. **Energy efficiency**, Springer, v. 3, p. 365–382, 2010.

PELGROM, M. J. **Analog-to-digital conversion**. [S.l.]: Springer, 2013.

RAO, S. S. **The finite element method in engineering**. [S.l.]: Butterworth-heinemann, 2017.

SUJATHA, C. Strain gauge-based equipment. In: **Vibration, Acoustics and Strain Measurement: Theory and Experiments**. [S.l.]: Springer, 2023. p. 305–349.

UPTON, E.; HALFACREE, G. **Raspberry Pi user guide**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2016.

WALDEN, R. H. Analog-to-digital conversion in the early twenty-first century. **Wiley Encyclopedia of Computer Science and Engineering**, Wiley Online Library, p. 1–14, 2007.

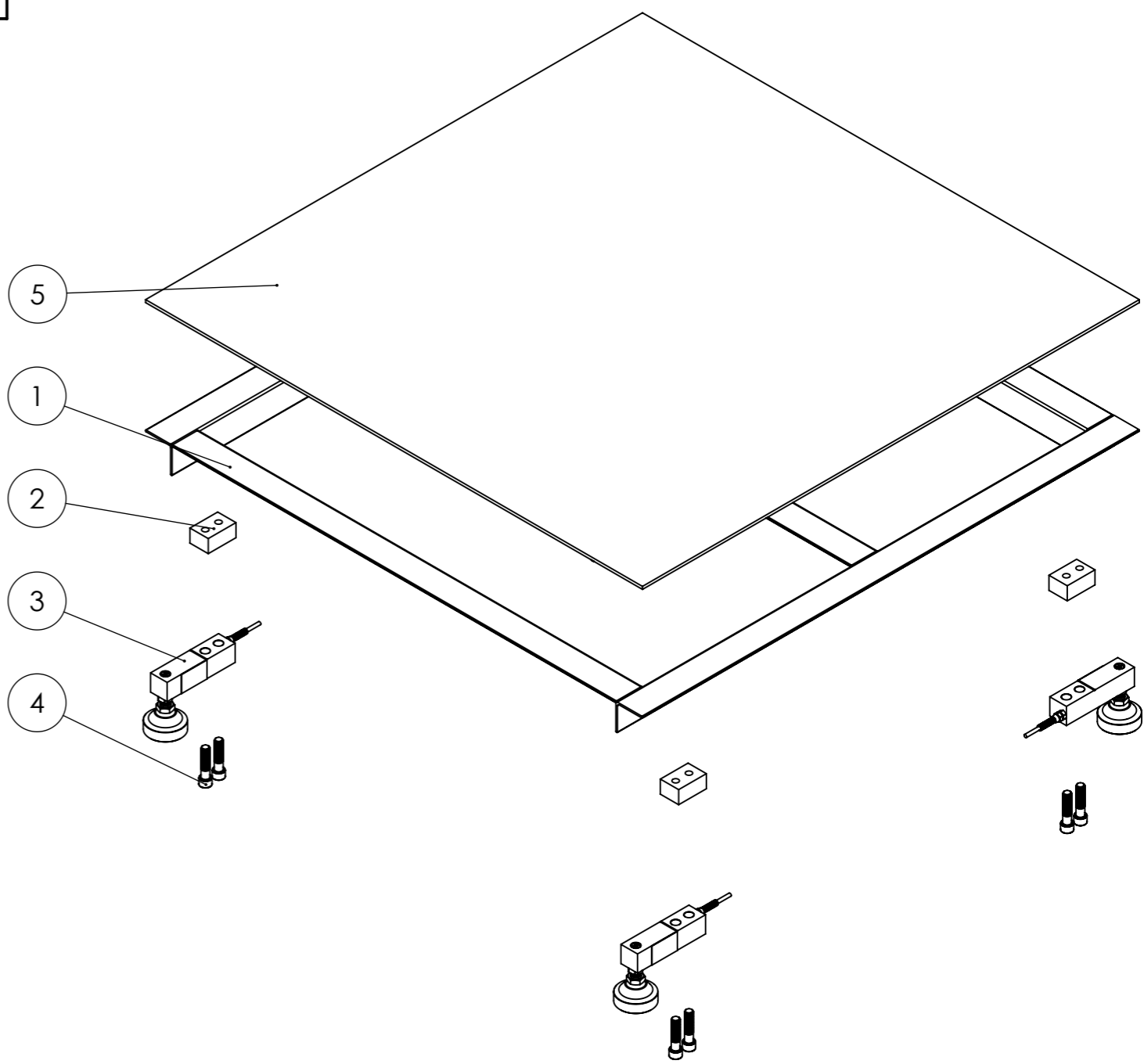
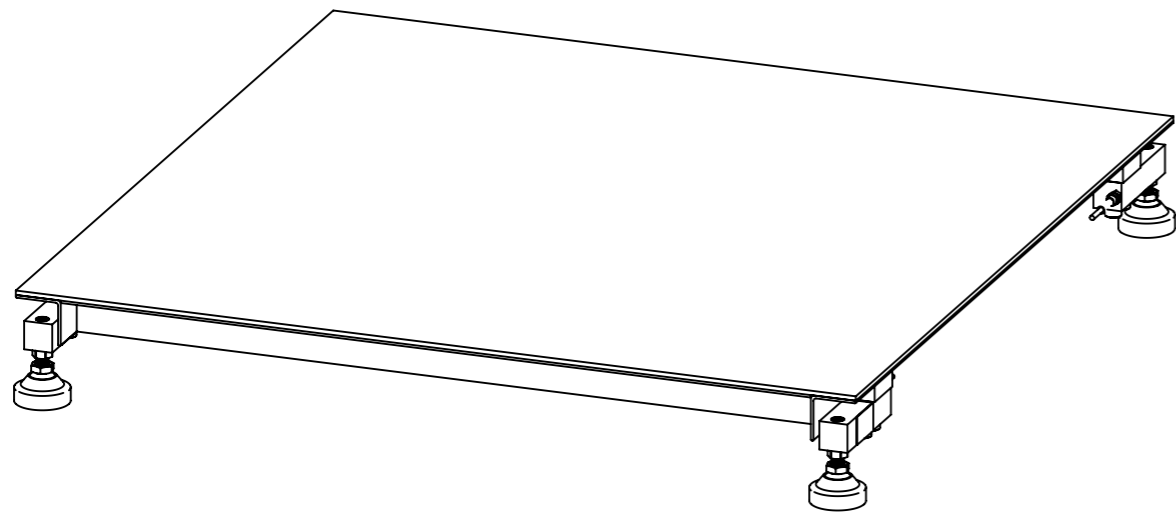
WANG, Y.; LU, X.; TAN, Y. Impact of product attributes on customer satisfaction: An analysis of online reviews for washing machines. **Electronic Commerce Research and Applications**, Elsevier, v. 29, p. 1–11, 2018.

## APÊNDICE A – Desenhos de conjunto

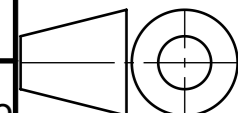
Este apêndice fornece os desenhos utilizados para a fabricação da estrutura, os mesmos são apresentados na seguinte sequência:

1. Desenho de conjunto utilizado para especificar a montagem do equipamento
2. Desenho técnico utilizado para especificar montagem e solda da estrutura
3. Desenho técnico utilizado para especificar montagem e solda da chapa superior e suportes na estrutura
4. Desenho técnico utilizado para especificar fabricação dos suportes para células de carga

NO. ITEM	NOME	DESCRIÇÃO	QNT.
1	Estrutura	Cantoneiras 2" x 1/8" ASTM A36	1
2	Suporte roscado	Barra chata ASTM A36	4
3	Célula de carga	Célula de carga - FH8C	4
4	Parafuso	ISO 4762 - M12 x 50 12.9	8
5	Chapa	Chapa 5 mm de espessura ASTM A36	1



Projeto: Balança			
	Descrição:	Vista explodida	Tipo: Desenho de conjunto
	Projetista:	José Neto	Desenhista: José Neto
	Verificação:	Alexandre T. Malavolta	Aprovação: Alexandre T. Malavolta
	Resp. técnico:	Alexandre T. Malavolta	Status: Fabricação
10/2023			Folha: 1

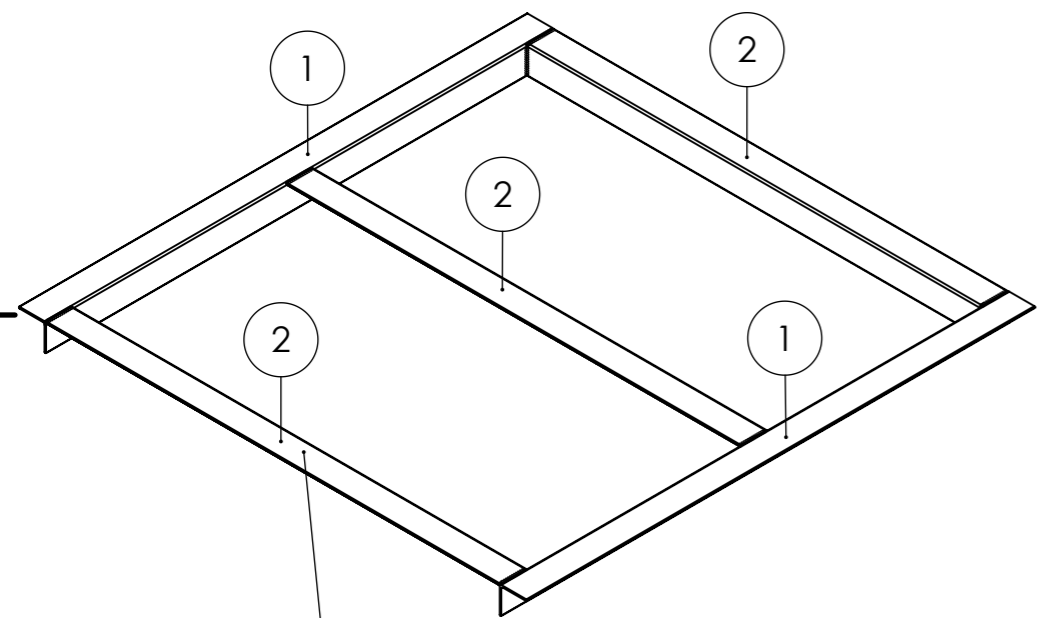


Nº:	1
Escala:	1:8
Folha:	1

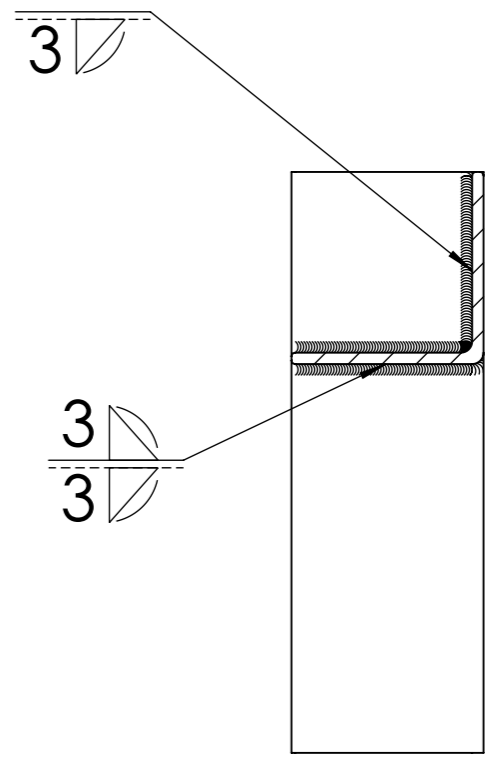
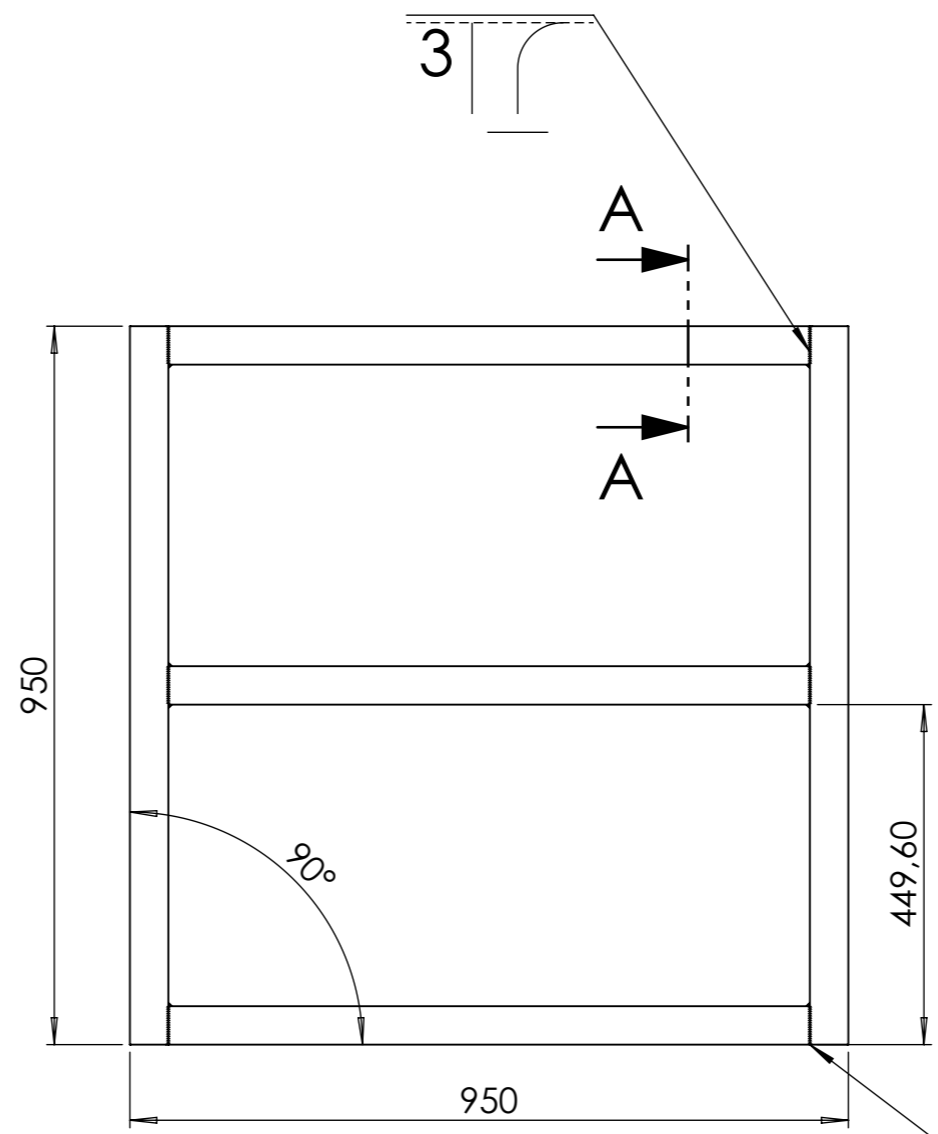
A3



N°	Quantidade	Descrição	Comprimento [mm]
1	2	Cantoneira 2" x 1/8" ASTM A36	950
2	3	Cantoneira 2" x 1/8" ASTM A36	848,4



desvio de planicidade máximo de 3 [mm]



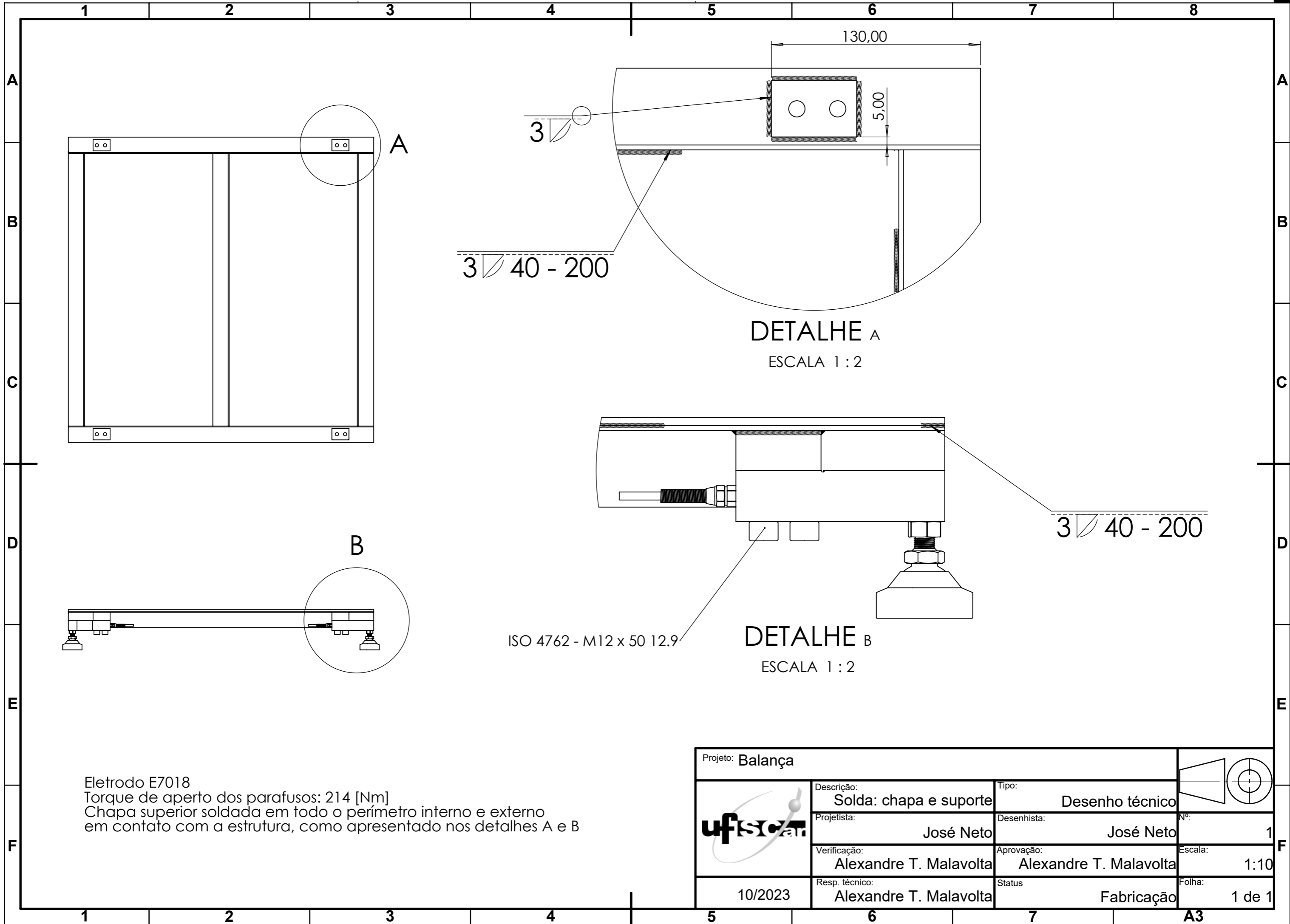
SEÇÃO A-A  
ESCALA 1 : 2

todos os perfis soldados como apresentado pela seção A-A

Eletrodo E7018  
Tolerâncias de comprimento: +- 2 [mm]

Projeto: Balança			
	Descrição:	Estrutura	Desenho técnico
	Projetista:	José Neto	Desenhista: José Neto
	Verificação:	Alexandre T. Malavolta	Aprovação: Alexandre T. Malavolta
	Resp. técnico:	Alexandre T. Malavolta	Status: Fabricação
10/2023			Folha: 1 de 1

A3



A

B

DETALHE A

ESCALA 1 : 2

DETALHE B

ESCALA 1 : 2

ISO 4762 - M12 x 50 12.9

Eletrodo E7018  
 Torque de aperto dos parafusos: 214 [Nm]  
 Chapa superior soldada em todo o perímetro interno e externo  
 em contato com a estrutura, como apresentado nos detalhes A e B

Projeto: Balança			
	Descrição:	Solda: chapa e suporte	Tipo: Desenho técnico
	Projeta:	José Neto	Desenhista: José Neto
	Verificação:	Alexandre T. Malavolta	Aprovação: Alexandre T. Malavolta
	Resp. técnico:	Alexandre T. Malavolta	Status: Fabricação
10/2023			Escala: 1:10 Folha: 1 de 1

A3

1

2

3

4

A

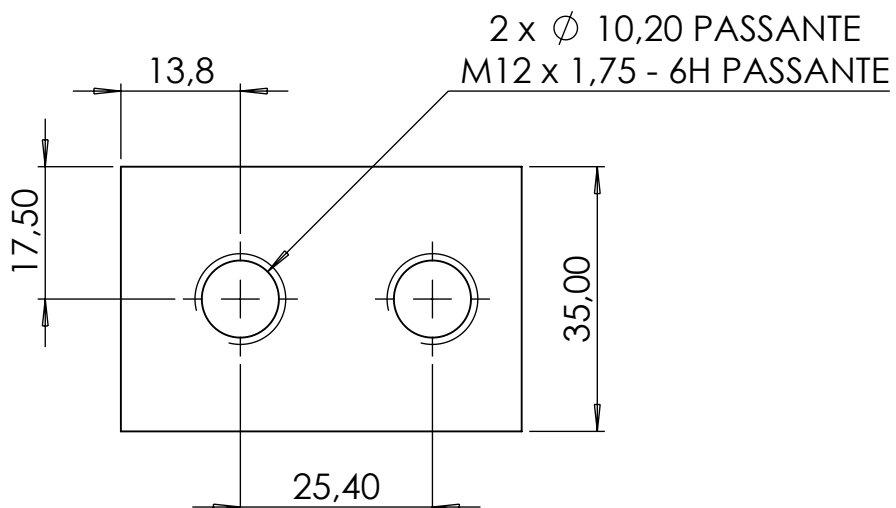
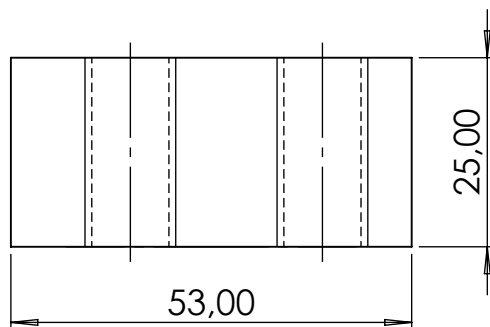
B

C

D

E

F



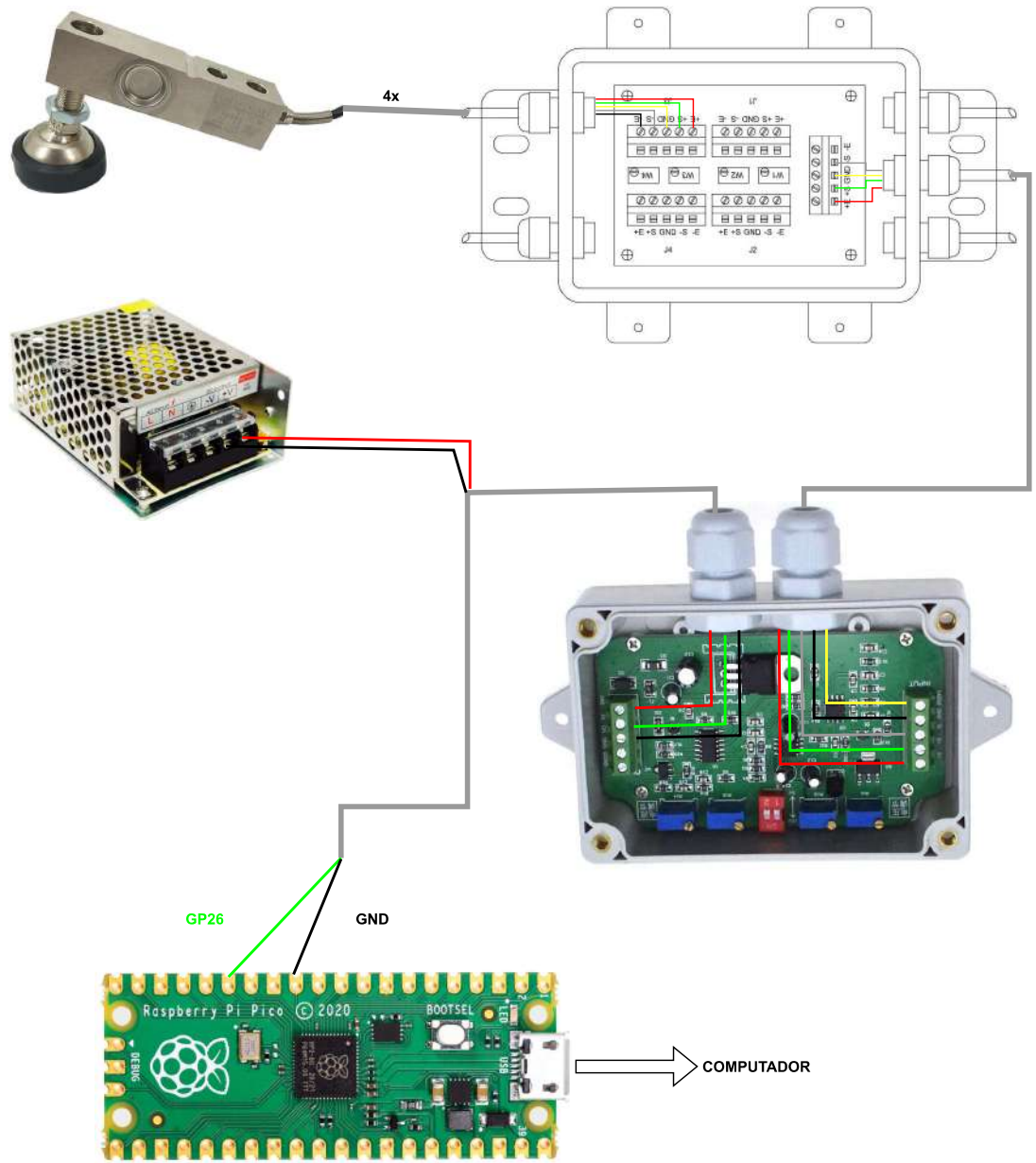
Tolerâncias e ajustes de acordo com células de carga  
Barra chata 1" x 1 1/2"

Projeto: <b>Balança</b>		Material:	ASTM A36	
	Descrição:	Tipo:		
	<b>Suporte células de carga</b>	<b>Desenho técnico</b>		
	Projeto:	Desenhista:	Nº:	1
	<b>José Neto</b>	<b>José Neto</b>		
	Verificação:	Aprovação:	Escala:	1:1
	<b>Alexandre T. Malavolta</b>	<b>Alexandre T. Malavolta</b>		
10/2023	Resp. técnico:	Status	Folha:	1
	<b>Alexandre T. Malavolta</b>	<b>Fabricação</b>		

A4



## APÊNDICE B – Conexões





## APÊNDICE C – Algoritmos utilizados

O código abaixo foi utilizado para obter a tensão emitida pelo amplificador conectado ao pino GP26.

```
1 from machine import ADC, Pin
2 import utime
3
4 adc = ADC(Pin(26))
5
6 while True:
7     raw_value = adc.read()
8     voltage = (raw_value / 65535) * 3300
9     print(f'{voltage:.5f}')
10    utime.sleep(0.01)
```

O código abaixo foi utilizado para calcular o peso em gramas utilizando a tensão emitida pelo amplificador conectado ao pino GP26.

```
1 from machine import ADC, Pin
2 import utime
3
4 adc = ADC(Pin(26))
5
6 while True:
7     raw_value = adc.read()
8     voltage = (raw_value / 65535) * 3300
9     if voltage <= 1500:
10        w = 98.7 * voltage - 49697
11    else:
12        w = 98.38 * voltage - 48246
13    print(f'{w}')
14    utime.sleep(0.01)
```





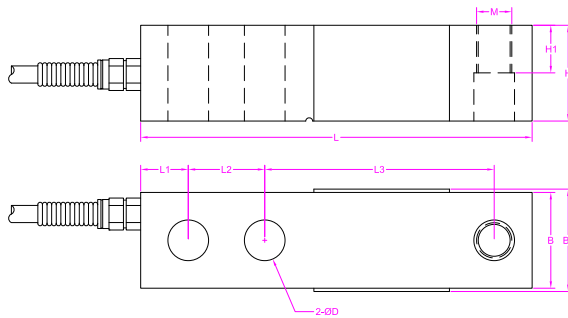
## ANEXO A – Datasheet células de carga

Measure it right  
**Forsentek**

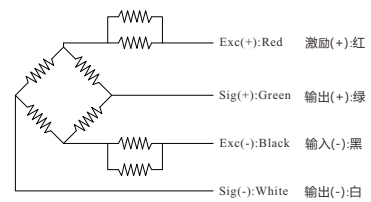
Weighing || Measuring || Controlling

**Model: FH8C**

- IP67 sealed, high accuracy, low cost
- Widely used for floor scales, hopper scales, bed weighing, batch weighing, etc..



Wiring Diagram/接线图



Capacity	L	L1	L2	L3	H	H1	B	B1	D	M
100/250kg	130	15.8	25.4	76.2	31.8	15.8	31.8	37	13.5	M12*1.75
0.5/1/1.5/2 t	130	15.8	25.4	76.2	31.8	15.8	31.8	34	13.5	M12*1.75
1/1.5/2.5/3/4/5 klb										1/2-20UNF
2.5/3/5 t										M18*1.5
5(lb)/7.5/10 klb	171.5	19.1	38.1	95.3	38.1	18.8	38.1	40	19.8	3/4-16UNF
10t										M24*2
20klb	222.3	25.4	50.8	120.7	50.8	25.4	50.8	52.4	26	1-12UNF

Ordering code  
**FH8C - 2t**  
Model Capacity

P-1/2

--- Specifications / 规格参数 ---

Rated Output 额定输出	3.0±0.005 mV/V	Compensated Temp. 温度补偿范围	-10...+40°C
Excitation 激励电压	3~15V	Operating Temp. 工作温度范围	-35...+65°C
Zero Balance 零点输出	±0.05mV/V	Temp. Shift Zero 零点温度漂移	±0.02% of R.O./10°C
Nonlinearity 非线性	±0.02% of R.O.	Temp. Shift Span 灵敏度温度漂移	±0.02% of R.O./10°C
Hysteresis 滞后	±0.02% of R.O.	Input Resistance 输入阻抗	350±10Ω
Nonrepeatability 非重复性	±0.017% of R.O.	Output Resistance 输出阻抗	350±5Ω
Creep(30min) 蠕变	±0.02% of R.O.	Insulation Resistance 绝缘阻抗	>5000MΩ(50V)
Safe Overload 安全过载	150% of F.S.	Ingress Protection 防护等级	IP67
Ultimate Overload 极限过载	250% of F.S.	Material of Element 弹性体材料	Nickel-plated alloy steel 合金钢镀镍
Cable 导线	0.5-2t Ø5*4000mm 4-core shielded cable Other capacities Ø5*6000mm 4-core shielded cable		
R.O.=Rated Output/额定输出 F.S.=Full Scale/满量程			

• Subject to change without notice / 如有更改,不另行通知

Forsentek Co., Limited

•Web: [www.forsentek.com](http://www.forsentek.com)

•Email: [sales@forsentek.com](mailto:sales@forsentek.com)