

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

ALANA INDAH BOAVENTURA

**PROJETO DE UMA PENEIRA VIBRATÓRIA PARA CLASSIFICAÇÃO DE NOZ
PECÃ**

**ALEGRETE
2015**

ALANA INDAH BOAVENTURA

**PROJETO DE UMA PENEIRA VIBRATÓRIA PARA CLASSIFICAÇÃO DE NOZ
PECÃ**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal do
Pampa, como requisito parcial para
obtenção do Título de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof^o Dr Wang Chong

Coorientador: Prof^o Dr Marco Antonio
Durlo Tier

**ALEGRETE
2015**


ALANA INDAH BOAVENTURA

**PROJETO DE UMA PENEIRA VIBRATÓRIA PARA CLASSIFICAÇÃO DE NOZ
PECÃ**

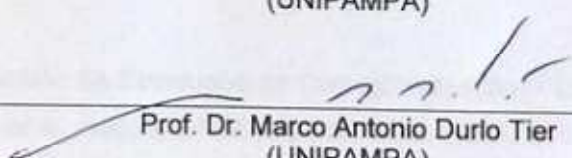
Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal do
Pampa como requisito parcial para
obtenção do Título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 11/12/2015.

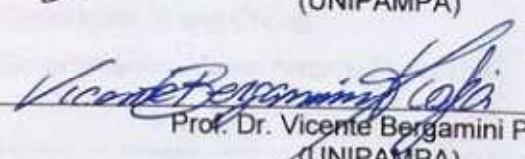
Banca examinadora:



Prof. Dr. Wang Chong
Orientador
(UNIPAMPA)



Prof. Dr. Marco Antonio Durlo Tier
(UNIPAMPA)



Prof. Dr. Vicente Bergamini Puglia
(UNIPAMPA)

Ficha catalográfica elaborada automaticamente com os dados fornecidos pelo(a) autor(a) através do Módulo de Biblioteca do Sistema GURI (Gestão Unificada de Recursos Institucionais) .

B662 Boaventura, Alana Indah

PROJETO DE UMA PENEIRA VIBRATÓRIA PARA CLASSIFICAÇÃO DE NOZ PECÃ / Alana Indah Boaventura.

187 p.

Trabalho de Conclusão de Curso(Graduação)-- Universidade Federal do Pampa, ENGENHARIA MECÂNICA, 2015.

"Orientação: Wang Chong

Co-orientação: Marco Antonio Durlo Tier".

Dedico este trabalho aos meus grandes heróis, meus pais Antonio e Lucia e meus irmãos Ariane e Angelo, minha maior motivação.

Agradecimentos

Quero agradecer primeiramente a Deus, que me guiou em toda essa trajetória, não me abandonou em nenhum minuto da minha vida, se hoje estou conquistando mais esta etapa, é graças a ele, que me dá saúde, força, e muita fé.

Agradeço aos meus pais, Antonio e Lucia, que sempre estiveram presentes em minha vida, que me incentivaram desde o início e me fizeram sempre acreditar que eu era capaz, que sempre tentaram de alguma maneira amenizar a distância e fazer-se presente em todos os momentos, vocês são incríveis e não há palavras que expressem a gratidão e amor que sinto por vocês. À minha irmã e melhor amiga agradeço pelo carinho, compreensão e atenção nas horas mais difíceis, se fazendo presente a cada momento em que estive longe da minha família. Ao meu irmão Angelo, que eu tenho muito orgulho, quero agradecer por sempre me auxiliar nas minhas decisões, por me aconselhar e pelo constante apoio. Aos meus cunhados Gustavo e Bruna, agradeço pelo carinho e torcida. Aos meus avós, José Saudino, Maria do Carmo Saudino, Angelo Boaventura e Luiza Boaventura, agradeço pelas orações, amor e constante preocupação comigo. Aos meus tios, tias, primos e primas que estiveram sempre presentes, orando por mim, torcendo e me aguardando toda vez que eu voltava à Jaú, agradeço pelo amor e carinho de vocês. Ao Rafael, meu namorado, amigo e grande companheiro, quero agradecer por sempre estar presente, nas horas boas e ruins e por ser esse grande parceiro, sem você eu não seria metade do que sou hoje. Agradeço também à sua família, que já considero minha também. Eu sou muito grata por ter todos vocês em minha vida, grande família!!

Agradeço ao meu orientador Wang Chong, por compartilhar tua sabedoria, me orientar durante todo este trabalho, pela atenção, paciência e apoio. Ao meu tutor e co-orientador Marco Antonio Durlo Tier, por todo incentivo durante a graduação, pelo carinho, amizade e sabedoria que partilhou durante esta jornada. Agradeço pela compreensão e além de ser um grande Professor, um amigo.

À família Siqueira, pelo carinho, por me acolher e ser minha segunda família em Alegrete, pelas deliciosas comidas da Dona Elsa, os melhores churrascos e pelos grandes amigos Aline e Anderson (o eterno Bahia)!!!!

Agradeço a Ana Luiza, grande amiga que mesmo longe, sempre esteve perto, às nossas conversas no *Skype*, me animando e aconselhando, amigos assim a gente leva para a vida inteira!

Agradeço a todas as amigadas que fiz em Alegrete, às aulas de inglês com a Diandra e sua amizade, os conselhos e carinho da Priscila, a constante ajuda em "Trascal" do Rafael Bianchin e Régis Zorzo, a grande torcida da Bárbara, aos churrascos e saídas com o Anderson e Aline, a republica das paulistas com os palpites culinários da Susy, e "misturas" divididas com a Geovana, ao Edinelson, Kézia, Luizane, Luana Denardi pelas boas conversas, a Andressa, que sempre me salvou nas madrugadas matando os insetos e quebrando meu galho sempre que precisei, e aos meus colegas do grupo PET-CTC!! Agradeço também à Adriana, Fernanda, Felipe, Rayza e Thays pelo apoio e amizade, que mesmo estando longe, sempre torceram por mim. E ao meu eterno mestre, Mir, que além de compartilhar seus conhecimentos de Engenharia, me instruiu no curso de Piano.

Ao corpo docente do curso de Engenharia Mecânica da UNIPAMPA, todos meus professores que de alguma maneira contribuíram tanto na minha vida profissional como pessoal. Todos, sem exceção, foram de extrema importância na minha formação acadêmica. Ao Alegrete, por me fazer amadurecer e dar a oportunidade de conhecer o tão saboroso chimarrão e churrasco gaúcho, além da brilhante UNIPAMPA!!!

É difícil agradecer todas as pessoas que de algum modo, nos momentos serenos e apreensivos, fizeram e fazem parte da minha vida, por isso, neste último parágrafo deixo meu mais sincero agradecimento a todos que de alguma maneira esteve presente nesta jornada.

"O Senhor é o meu pastor, nada me faltará [...] Ainda que eu andasse pelo vale da sombra da morte, não temeria mal algum, porque tu estás comigo; a tua vara e o teu cajado me consolam."(Salmos, 23)

Bíblia Sagrada

Resumo

Com o crescimento das agroindústrias no setor de beneficiamento de noz pecã e a baixa disponibilidade de tecnologias existente no Brasil atualmente, faz-se necessário o estudo e desenvolvimento de novas técnicas para contribuição no setor. O beneficiamento de nozes consiste em três principais etapas: decorticação do fruto, separação entre casca e amêndoa e a sua classificação. No cenário atual, tais etapas são realizadas com baixa automação, resultando em produtos com perda de qualidade e alto custo de processamento, desta forma, tem-se a necessidade de automação das etapas de beneficiamento de noz pecã. Neste contexto, o presente trabalho se propõe desenvolver o projeto de uma peneira vibratória capaz de classificar amêndoas em quatro níveis de granulometria, visando à automação de uma das etapas do processamento de noz pecã, bem como a redução de custos de beneficiamento da mesma. A metodologia deste projeto baseia-se nos seguintes passos: revisão bibliográfica, consulta dos tipos de peneiras vibratórias existentes, determinação dos parâmetros, concepção da máquina, dimensionamento analítico, análise dos modos de vibração por elementos finitos, seleção e especificação dos elementos de máquinas e a realização do memorial do projeto, apresentado junto do desenvolvimento do mesmo. A peneira vibratória projetada é inclinada com um ângulo de aproximadamente 9° , acionada por motovibrador e seu sistema de vibração se dá por movimento circular. O projeto realizado permite a classificação de amêndoas em quatro granulometrias (amêndoas inteiras, pela metade, $1/4$ do seu tamanho e amêndoas despedaçadas), a abertura de malha das telas de peneiramento são quadradas e fabricadas de arame de aço inoxidável AISI 304. Durante o desenvolvimento do projeto pôde-se concluir que os parâmetros adotados inicialmente foram satisfatórios, a peneira vibratória atendeu aos requisitos de projeto, apresentando coeficientes de segurança confiáveis no dimensionamento dos elementos de máquinas e a análise por elementos finitos mostrou-se satisfatória, demonstrando que a máquina apresenta rigidez e não há riscos de falha por ressonância.

Palavras- Chave: Noz Pecã, Projeto de Máquina, Peneira Vibratória.

Abstract

With the growth of agro industries in pecan nut beneficiation sector and the low availability of existing technologies today in Brazil, it is necessary to study new techniques for the pecan nut processing sector. The processing of nuts consists of three main steps: hulling of the fruit, separating peel and almond and their classification. In the current scenario, such steps are performed with low automation, resulting in a loss of product quality and high processing costs, thus, there is a need for automating the processing of pecan. In this context, this study aims to develop the design of a vibrating screen able to sort almonds in four grading levels, aimed at automation of the stages of pecan nut processing, as well as reducing processing costs thereof. The methodology of this project is based on the following steps: literature review, consultation existing types of vibrating screens, determining the parameters, machine design, analytical dimensioning, analysis of the vibration mode using finite element, selection and specification of machine elements and the realization of the project of the memorial, submitted with the development of the same. The projected vibrating screen is inclined at an angle of approximately 10, driven by vibrator motor and its vibrating system is by circular movement. The project carried out allows almonds classification in four grain sizes (whole almonds, halved 1/4 of its size and smashed almonds), the mesh size of the screening media are square and stainless steel wire manufactured AISI 304. During the development of the project could be concluded that the parameters initially adopted were satisfactory, the vibrating screen has met the design requirements, with reliable safety factors in the design of machine elements and finite element analysis was satisfactory, demonstrating that machine features rigidity and there is no failure risk for resonance.

Key words: Pecã Nuts, Machine Design, Vibrating Screen.

Lista de Ilustrações

Figura 1 - Nogueira-pecã.	31
Figura 2 - Setor de classificação da empresa pitol.	34
Figura 3 - Fruto da nogueira-pecã.....	35
Figura 4 - A) Noz pecã ainda na casca; B) Endosperma ou noz.	35
Figura 5 - Processo básico de peneiramento	37
Figura 6 - Comportamento coletivo das partículas.	39
Figura 7 - Comportamento individual das partículas peneiradas.....	40
Figura 10 - Movimento Circular de uma Partícula sobre a Malha.....	44
Figura 11 - Movimento linear de uma partícula sobre a superfície de peneiramento horizontal.	44
Figura 12 - Esquema de classificação de peneiras vibratórias quanto ao tipo de acionamento.	45
Figura 13 - Sistema de acionamento livre circular.	46
Figura 14 - Detalhe mecânico do acionamento circular excêntrico	46
Figura 15 - Motovibrador.	47
Figura 16 - Relação de variáveis importantes em projeto mecânico.....	54
Figura 17 - Diagrama de corpo livre de uma viga simplesmente apoiada.....	54
Figura 18 - Tensão Normal e de Cisalhamento.	55
Figura 19 - Distribuição de Tensão de Cisalhamento.	56
Figura 20 - Elemento sob flexão.	57
Figura 21 - Distribuição de tensões em um elemento sob flexão.	57
Figura 23 - Diagrama de Etapas do Projeto.....	63
Figura 24 - Referência de dimensões da noz pecã.	67
Figura 25 - Gráfico de distribuição de frequência do comprimento da noz pecã.	68
Figura 26 - Gráfico de distribuição de frequência da largura da noz pecã.	69
Figura 27 - Gráfico de distribuição de frequência da espessura da noz pecã.....	69
Figura 28 - Etapas do Ensaio de Densidade A) Pesagem das amêndoas; B) Volume de água conhecido; C) Obtenção do volume das nozes.....	71
Figura 29 - Etapas ensaio do coeficiente de atrito	72
Figura 30 - Tamanhos de amêndoas para classificação.	73
Figura 31 - Gráfico para interpolação da capacidade unitária.	75
Figura 32 - Concepção da peneira vibratória.....	78
Figura 33 - Caixa Vibrante.	79
Figura 34 - Caixa vibrante A) com Tubos de Sustentação; B) com Telas representativas de peneiramento.....	80
Figura 35 - Esquema de Força atuante na tela de peneiramento	81
Figura 36 - Cone representativo de noz acumulada no primeiro deck.	82
Figura 37 - Diagrama de forças no parafuso da cantoneira.	83
Figura 39 - Seção Crítica na Cantoneira da Tela de Peneiramento.....	85
Figura 40 - Diagrama de esforços no parafuso.....	87
Figura 41- Diagrama de esforços dos tubos de sustentação.	93
Figura 42 - Tubo de sustentação.	94
Figura 43 - Diagrama de Esforço nos Parafusos do Tubo de Sustentação.	94
Figura 44 - Força centrífuga atuante nos parafusos do motovibrador.....	98
Figura 45 - União parafusada do motovibrador.	100
Figura 46 - Representação do motovibrador fixado em sua estrutura.	105
Figura 47 - Diagrama de esforços e dimensões da chapa.	106
Figura 48 - Ábaco para concentrador de tensões em placa com furo sobre tração.....	106

Figura 49 - Cartas de sensibilidade ao entalhe em fadiga para aço e ligas de alumínio.....	108
Figura 50 - Representação da solda no suporte da mola.	111
Figura 51 - Fórmulas para características dimensionais das molas de compressão	118
Figura 52 - Estrutura da Peneira vibratória.	121
Figura 53 - Esforço atuante no tubo vertical da estrutura da peneira vibratória.	122
Figura 54 - Diagrama de esforços no parafuso dos pés da estrutura da peneira.....	124
Figura 55 - Diagrama de esforços estáticos peneira vibratória.....	126
Figura 56- Modos de Vibração da Peneira Vibratória.	127
Figura 57 - Peneira Vibratória para classificação de noz pecã.	129
Figura 58 - Vista explodida dos principais componentes da Peneira Vibratória.	129
Figura 59- Catálogo das telas de peneiramento.	167
Figura 60 - Catálogo com características mecânicas dos aços inoxidáveis.	168
Figura 62 - Tabela de dimensões de porcas.....	169
Figura 63 - especificações do motovibrador.....	169
Figura 64 - Catálogo de Arruela de pressão.	170
Figura 65 - Propriedades químicas e mecânicas aços inoxidáveis.	171
Figura 66 - Catálogo com características do eletrodo E6030.	172
Figura 67 - fator de superfície.	172
Figura 68 - Fator de tamanho.....	172
Figura 70 - Fator de temperatura.	173
Figura 71 - Fator de confiabilidade.....	173
Figura 72 - Características dimensionais aço mola.	174
Figura 73 - Propriedades mecânicas de alguns fios de mola.	174
Figura 74 - Características dimensionais parafusos métricos.....	175
Figura 75 - Categorias métricas de propriedades mecânicas para parafusos de aço.....	175

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Evolução anual da produção de noz de 2000 a 2011.	32
Tabela 2 - Características geométricas da noz pecã.	36
Tabela 3 - Alturas máximas do leito de oversize.	51
Tabela 4 - Dimensões encontradas no ensaio das nozes Pecã.	68
Tabela 5 - Dimensões Principais das Nozes.	70
Tabela 6 - Dimensões iniciais para o projeto da peneira vibratória.	73
Tabela 8 - Coeficiente relativo à proporção de passante na alimentação.	76
Tabela 9 - Probabilidade de Passagem nas telas de peneiramento.	77
Tabela 10 - Dimensões das Telas de Peneiramento.	81
Tabela 11 - Características do Parafuso M8 x 1,25.	87
Tabela 12 - Dimensões calculadas dos Parafusos da Cantoneira.	89
Tabela 13 - Propriedades mecânicas para parafuso classe 4.8.	91
Tabela 14 - Relação entre abertura de malha e amplitude desejável.	97
Tabela 15 - Dados do motovibrador inicialmente selecionado.	97
Tabela 16 - Propriedades mecânicas para parafuso classe 8.8.	100
Tabela 17 - Dimensões calculadas dos Parafusos do motovibrador.	102
Tabela 18 - Fatores de concentração de tensão de fadiga K_{fs}	112
Tabela 19 - Fatores Modificadores no Limite de Fadiga.	114
Tabela 20 - Características adotadas inicialmente no projeto das molas.	115
Tabela 21 - Fatores Modificadores no Limite de Fadiga da estrutura da peneira vibratória.	123
Tabela 22 - Relação de custos da peneira vibratória.	132

Lista de Abreviaturas e Siglas

AISI – American Iron and Steel Institute

ASME – The American Society of Mechanical Engineers

ASTM – American Society for Testing and Materials

NSD International/American National Standards Institute NSF/ANSI - 52

Sumário

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Justificativa	28
1.2	Objetivos	29
2	REVISÃO DE LITERATURA	31
2.1	A Noz Pecã e sua Potencialidade	31
2.2	Aspectos Geométricos e Nutricionais de Noz Pecã	34
2.3	Fundamentos de Peneiramento	37
2.4	Tipos de Peneiras	41
2.4.1	Peneiras Vibratórias	42
2.5	Características de Projeto de Peneiras Vibratórias	48
2.6	Fundamentos de Projeto de Máquinas	53
2.6.1	Tipos de Solicitações	54
2.6.2	Impulso e Quantidade de Movimento	58
2.6.3	Fadiga	59
2.6.4	Sistemas de Vibração e Análise Modal por Elementos Finitos	60
2.6.5	Coeficiente de Segurança em Projeto	61
3	METODOLOGIA	63
4	DESENVOLVIMENTO	67
4.1	Ensaio Iniciais das Nozes Pecã	67
4.1.1	Dimensões principais das nozes pecã	67
4.1.2	Densidade média da noz pecã	70
4.1.3	Coeficiente de atrito da noz pecã	71
4.2	Parâmetros Iniciais de Projeto	72
4.3	Concepção da Máquina	77
4.4	Dimensões da caixa vibrante	79
4.5	Seleção da Tela de Peneiramento	80
4.6	Verificação das cantoneiras da tela de peneiramento	81
4.7	Dimensionamento dos Parafusos da Cantoneira	86
4.8	Dimensionamento dos Tubos de Sustentação	92
4.9	Dimensionamento dos Parafusos dos Tubos de Sustentação	94
4.10	Escolha do Motovibrador	96
4.11	Verificação dos Parafusos do Motovibrador	98
4.12	Verificação da Estrutura do Motovibrador	105

4.13	Dimensionamento da Solda do Suporte da Mola.....	110
4.14	Dimensionamento das Molas.....	115
4.15	Dimensionamento da Estrutura da Peneira Vibratória.....	121
4.16	Dimensionamento dos Parafusos dos Pés da Estrutura da Peneira Vibratória.....	124
4.17	Verificação do Equilíbrio Estático da Peneira Vibratória.....	125
4.18	Análise Modal da Peneira Vibratória.....	127
4.19	Montagem Final.....	128
4.20	Estimativa de Custos.....	131
5	CONCLUSÕES.....	133
6	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	135
	REFERÊNCIAS.....	137
7	APÊNDICE 1 - DESENHOS TÉCNICOS.....	141
ANEXO 1 -	CATÁLOGOS E TABELAS.....	167

1 INTRODUÇÃO

A idéia de manutenção da saúde e prevenção de doenças, é um assunto que, cada vez mais, preocupa os Brasileiros. Com isso, surge a crescente preocupação com o consumo de alimentos que tenham elevada qualidade nutricional, estimulando a produção e pesquisas relacionadas a alimentos que contenham nutrientes benéficos à saúde.

Neste contexto, o consumo de alimentos como nozes passam a ser incentivados, já que as mesmas têm sido recomendadas em diversas dietas tendo em vista seus efeitos que trazem benefícios à saúde. Segundo SIMOPOULOS (2001), estudos epidemiológicos sugerem a ligação entre baixas taxas de mortalidade causadas por doenças cardíacas e câncer, e a dieta mediterrânea, a qual inclui, entre outros alimentos, o consumo relativamente elevado de nozes.

O Rio Grande do Sul, localizado no Sul do Brasil, é importante produtor de noz pecã, onde têm-se cerca de vinte mil árvores, e uma tendência do aumento da produção dessa noz devido, principalmente, à presença de indústrias beneficiadoras no Rio Grande do Sul, e a um projeto de expansão dos pomares de noqueira, apoiado pela EMATER - RS (Associação Riograndense de Empreendimentos de Assistência Técnica e Extensão Rural), voltado à complementação de renda para pequenos produtores rurais (ORTIZ, 2000, apud ORO, 2007).

Após serem colhidas, já na indústria, as nozes são submetidas a determinadas etapas de processamento, ou seja, o beneficiamento da noz pecã. Este processo consiste na execução de três principais etapas. Primeiramente o fruto com casca passa pelo processo de decorticação, onde é retirada a casca da amêndoa. Posteriormente, é feita a separação entre o fruto e a casca, e por último as nozes são classificadas e embaladas.

As etapas do beneficiamento de noz pecã designam muita mão-de-obra, pois os processos na sua maioria são realizados de forma manual, com pouca automação. O processo de peneiramento é uma solução para automatização de uma das etapas de beneficiamento da noz pecã, se encaixando na operação de classificação das nozes. Com a automação do processo, é possível reduzir custos, e aumentar a qualidade associada ao produto final.

O processo de peneiramento há tempos é utilizado, sua finalidade é separar produtos em diferentes granulometrias, formatos, bem como retirar impurezas, adequando o produto às especificações. Em tratamentos de minério, e na separação de grãos de cereais, o peneiramento é um processo muito importante e bastante utilizado (CARVALHO; LUZ, 2005). Diversos são os equipamentos que são capazes de realizar a operação de peneiramento, como por exemplo: peneiras estáticas; peneiras vibratórias; grelhas; e peneiras rotativas (IIZUKA, 2006). O presente trabalho abordará o processo de peneiramento realizado por peneiras vibratórias.

1.1 Justificativa

O cultivo de noz pecã têm se mostrado bastante promissor na região Sul do Brasil, principalmente no estado do Rio Grande do Sul, onde têm-se a maior parcela de produção e conseqüentemente apresenta excelente potencial produtivo. Diversos são os fatores contribuintes para este potencial produtivo: o clima subtropical, o qual a noqueira-pecã se adéqua; a facilidade e baixo custo de manutenção do plantio; e a presença de agroindústrias beneficiadoras do fruto na região. Desta forma, as perspectivas de aumento da produção decorrem da percepção que se tem da potencialidade do país por parte das cooperativas e produtores da fruticultura, e conseqüentemente ocorre o crescimento de indústrias que atuam no processamento do fruto.

Apesar do potencial produtivo da noz pecã no Brasil, a baixa disponibilidade de tecnologias no setor de processamento da noz desestimula os produtores a investirem no ramo. As indústrias existentes têm seus processos pouco automatizados, e conseqüentemente dispõe de muita mão de obra para realização das etapas de decorticação, separação entre a casca e o fruto e classificação das amêndoas, além do contato manual demasiado no fruto, que pode comprometer a integridade sanitária da noz. O processo de classificação das amêndoas é na maioria das vezes realizado manualmente, ou então por tecnologias "fechadas" de cada indústria. Desta forma, surge a necessidade em desenvolver uma tecnologia capaz de automatizar o processo de classificação da noz pecã, de maneira a garantir a integridade do fruto e redução de custos da produção. Para isso o

presente trabalho traz o projeto de uma peneira vibratória para classificação automatizada de noz pecã. Vale ressaltar que este trabalho está inserido em um projeto que visa atender as três etapas principais do processamento da noz pecã, onde está em fase de desenvolvimento tecnologias para o processo de decorticação e separação entre a casca e a amêndoa, bem como este trabalho, que atende a etapa de classificação da noz pecã.

1.2 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é dimensionar uma peneira vibratória para classificação de noz pecã, com intuito de melhorar a etapa de classificação no beneficiamento de nozes atual, bem como aumentar o grau de automação do processo.

Os objetivos específicos são:

- a) Determinar os parâmetros de projeto da peneira vibratória;
- b) Dimensionar a peneira vibratória;
- c) Dimensionar a estrutura;
- d) Especificar/selecionar elementos de máquinas;
- e) Analisar computacionalmente o comportamento dinâmico da peneira vibratória.

2 REVISÃO DE LITERATURA

2.1 A Noz Pecã e sua Potencialidade

A noqueira-pecã cuja nomenclatura botânica é *Carya illioensis* (Wangenh) Koch, é uma espécie pertencente à família Juglandaceae, a qual também inclui vários outros tipos de nozes (Figura 1). Nativa das regiões Central e Norte da América do Norte, onde cresce a beira de rios, é cultivada desde o Nebraska e Iowa nos Estados Unidos, até Oaxaca, no Sul do México (VENKATACHALAM, 2004). No Brasil, foi introduzida pelos primeiros imigrantes norte-americanos estabelecendo-se em algumas regiões distintas e atualmente é cultivada principalmente na região Sul, por se tratar de um local favorável para seu cultivo (ORTIZ, 2000 apud ORO, 2007).

Figura 1 - Nogueira-pecã.



Fonte: PITOL (2015)

Em decorrência das poucas pesquisas que contemplam a maneira de implantação e condução da cultura nas condições climáticas brasileiras, o plantio de noqueira-pecã é pouco disseminado. Porém, devido o alto valor nutricional da amêndoa, e pelo destaque na sua elevada capacidade antioxidante, podendo reduzir incidência de doenças como Alzheimer, mal de Parkinson, e outras doenças degenerativas, o crescimento do consumo diário de nozes tomou-se maior proporção (TERABE et al., 2008; ORTIZ, 2000, apud ORO, 2007). Desta maneira,

iniciaram-se as perspectivas para aumento da produção, e o cultivo tornou-se uma ótima fonte de renda tanto para grandes como para pequenos agricultores, proporcionando a expansão e implantação do plantio da noqueira-pecã e a recuperação de pomares abandonados (HURRELL et al., 2011). Porém, ainda tem-se baixa disponibilidade de tecnologia e carência da automatização dos processos para auxílio no cultivo e beneficiamento do fruto, o que desestimula os produtores a investirem nesta cultura.

Segundo IBGE (Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística, 2011), no Brasil, a produção de noz é relevante nos estados do Paraná, Rio Grande do Sul e São Paulo, sendo que o Rio Grande do Sul apresenta uma produção média de 1835 toneladas/ano. A evolução anual da área plantada e da quantidade produzida de noz pecã é apresentada na Tabela 1.

Tabela 1 - Evolução anual da produção de noz de 2000 a 2011.

Ano	Brasil		Rio Grande do Sul	
	Área plantada (Hectares)	Quantidade produzida (Toneladas)	Área plantada (Hectares)	Quantidade produzida (Toneladas)
2000	1.761	2.614	1.445	2.019
2001	1.576	2.357	1.292	1.497
2002	1.678	1.909	1.335	931
2003	1.662	1.699	1.350	1.030
2004	1.444	2.146	1.123	1.121
2005	1.487	2.176	1.119	1.074
2006	1.661	2.220	1.300	1.108
2007	1.666	2.225	1.353	1.132
2008	1.614	2.314	1.361	1.191
2009	2.192	4.571	1.405	1.500
2010	2.473	5.319	1.447	1.773
2011	2.435	5.729	1.398	2.231

Fonte: IBGE (2011).

O processo de colheita e pré-processamento da noz pecã é relativamente simples. A colheita pode ser realizada tanto de forma manual, não exigindo mão-de-obra qualificada, como também através do implemento agrícola chamado agitador, que utiliza o princípio de vibração forçando a queda da semente da noqueira, a colheita ocorre com a abertura do epicarpo e a queda do fruto, após este processo, as nozes são colocadas em sacos e transportadas para a indústria beneficiadora (HURRELL et al., 2011). Na indústria, as nozes são submetidas primeiramente a uma lavagem inicial, removendo impurezas e matéria orgânica. Posteriormente, é realizada a primeira separação por tamanho, onde as nozes passam por uma peneira e ainda inteiras, são separadas por tamanhos distintos. Uma segunda lavagem é então realizada, onde utiliza-se água aquecida a uma temperatura de aproximadamente 80°C durante cinco minutos, esta etapa tem como objetivo a inativação de enzimas e eliminação de microrganismos do fruto. Após o processo de limpeza da noz, ocorre o descascamento, na qual as cascas são quebradas e separadas das sementes. Simultaneamente é realizada uma segunda separação por tamanho das nozes já descascadas. Na sequência, realiza-se a secagem do fruto, com objetivo de remover a umidade das sementes. Após a umidade final atingir um valor máximo de 4%, as amêndoas são classificadas por tamanhos. É importante ressaltar, que nesta etapa de classificação, o processo é realizado manualmente, onde as nozes passam por esteiras e são selecionadas à mão por tamanho, além disso, são eliminadas as sementes que não correspondem aos padrões de qualidade. E finalmente, são embaladas e vendidas (HURRELL et al., 2011).

As indústrias beneficiadoras de noz pecã do Brasil utilizam processos pouco automatizados, segundo PITOL (2011), o processamento da empresa Luizinho Pitol inicia-se com a utilização de uma máquina importada dos Estados Unidos para o processo de decorticação do fruto, posteriormente, as cascas e nozes estragadas são retiradas manualmente da linha de produção e então passam para o setor de classificação, setor este que designa mais mão de obra na área produtiva. Nesta etapa, encontram-se as mesas onde são distribuídas as nozes para os trabalhadores, e manualmente são separadas por tamanhos de acordo com classificação pertinente. Na Figura 2, é mostrado o processo de classificação das nozes na empresa Pitol.

Figura 2 - Setor de classificação da empresa pitol.



Fonte: PITOL (2011, p. 40)

A baixa automatização dos processos de beneficiamento de noz pecã acarreta em um custo maior no produto final, além do grande contato existente entre funcionário e fruto, o que acarreta na contaminação do fruto com o humano, e conseqüentemente possíveis variações das características nutricionais e de paladar da amêndoa. Desta forma, nota-se a potencialidade econômica e necessidade da automação do processamento da noz pecã.

2.2 Aspectos Geométricos e Nutricionais de Noz Pecã

As nozes estão entre os alimentos mais benéficos à saúde. O seu consumo, mesmo que em pequenas quantidades, diariamente, pode evitar até 65% do risco de doenças do coração, além de diminuir o mau-colesterol e melhorar o funcionamento intestinal, pulmonar e cerebral. Por ser rica em antioxidantes, especialmente vitamina E, é comprovada como agente de prevenção do câncer (DIVINUT, 2015). É considerada uma ótima fonte de energia, fornecendo cerca de 700 kcal/100 g de porção comestível, a composição de seus ácidos graxos insaturados representam cerca de 93% da composição, os quais podem influenciar em vários processos fisiológicos e bioquímicos, incluindo a regulação da pressão arterial e o metabolismo da glicose e dos lipídios (HURRELL et al., 2011).

O fruto da noqueira-pecã, é uma drupa, agrupando-se em cachos com normalmente três a sete unidades, com epicarpo que se separa do fruto na maturação, conforme apresentado na Figura 3 (PRADO, 2008).

Figura 3 - Fruto da noqueira-pecã.



Fonte: PRADO (2008, p. 42)

A noz pecã ainda em sua casca possui um formato aproximado a um elipsoide de cor marrom. A parte interna do fruto chamado endosperma tem seu tamanho bastante variável com o cultivar (Figura 4), sendo necessárias aproximadamente de 60 a 160 nozes para atingir o peso de 1 kg, e tem como característica sua fragilidade e sabor exótico (CONDOR, 2015).

Figura 4 - A) Noz pecã ainda na casca; B) Endosperma ou noz.



Fonte: PECANITA (2015).

Existe diversos cultivares de noqueira-pecã plantadas no Brasil oriundas dos Estados Unidos, as mais importantes são: Mahan, Frotscher, Schley, Success e Moneymaker Barton, Shawnee, Cape Fear, Chickasaw e Choktaw (AGRONLINE, 2010).

As características geométricas da noz pecã podem variar conforme seu cultivar, segundo uma pesquisa realizada por POLETTTO et al. (2012), onde sete cultivares diferentes do plantio de noqueira-pecã no município de Anta Gorda, Rio Grande do Sul foram analisadas, foi possível obter algumas características geométricas, sendo elas: massa total do fruto (amêndoa e casca), massa da amêndoa, massa da casca, diâmetro, comprimento, rendimento da amêndoa e quantidade de frutos por quilograma. Esses dados são apresentados a seguir, na Tabela 2.

Tabela 2 - Características geométricas da noz pecã.

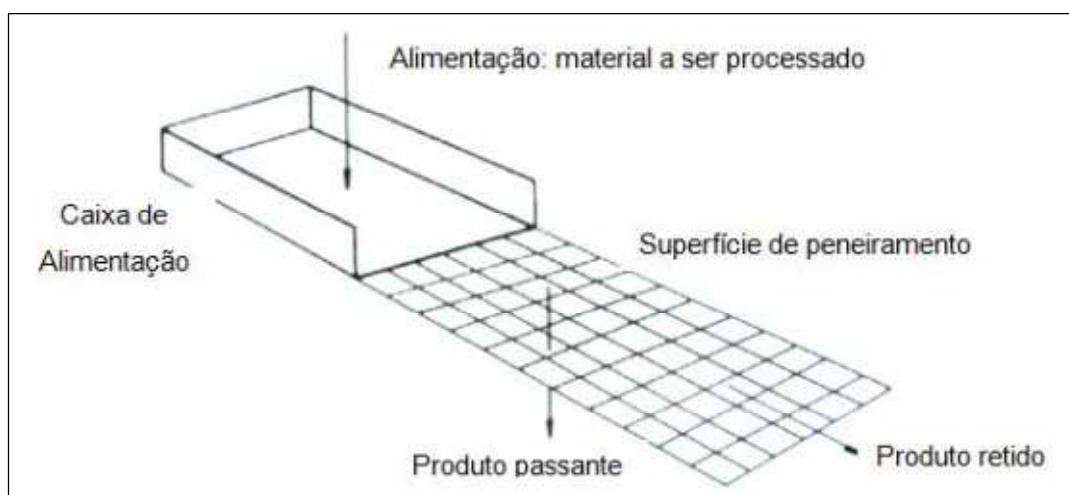
Cultivares	Massa frutos (g)	Massa amêndoa (g)	Massa casca (g)	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)	Rendimento amêndoa (%)	Frutos/ Kg
Success	12,31	6,65	5,66	26,54	47,20	54,02	82,68
Imperial	10,02	5,46	4,56	25,85	39,35	54,49	100,45
Melhorada	9,45	5,22	4,23	23,22	45,98	55,24	107,05
Desirable	9,30	4,55	4,75	21,50	58,78	48,92	108,48
Importada	7,37	4,09	3,28	21,42	38,69	55,50	137,53
Mahan	7,93	4,53	3,39	19,93	53,43	57,12	128,61
Maneymaker	7,41	3,51	3,90	22,40	33,66	47,36	137,41
Coef. Variação (%)	12,67	14,54	14,10	4,24	5,01	7,11	13,61

Fonte: POLETTTO et al. (2012).

2.3 Fundamentos de Peneiramento

O peneiramento consiste na operação de separar partículas, classificando-as em duas ou mais classes de tamanho por meio de superfícies uniformemente perfuradas com aberturas de dimensões definidas, essa classificação por tamanho é realizada mediante a apresentação das partículas a um gabarito com abertura pré-determinada, fazendo com que as partículas tenham apenas a possibilidade de passarem pela superfície de peneiramento ou ficarem retidas (MILHOMEM, 2013) (IIZUKA, 2006). Segundo CHAVES e PERES (2009), os dois produtos chamam-se, retido (*oversize*) e passante (*undersize*), enquanto que a dimensão que classifica o tamanho dos grãos entre passante e retido é chamada de abertura de malha. A superfície de peneiramento (malha) pode ser telas de malhas quadradas ou retangulares, com matéria-prima de poliuretano, borracha ou arame de aço. As dimensões das partículas dos materiais a serem peneirados podem variar desde 0,130 mm até 2000 mm, na mineração essa dimensão pode ser ainda maior, devido aos grandes blocos de minérios (IIZUKA, 2006). A Figura 5 ilustra o processo básico de peneiramento.

Figura 5 - Processo básico de peneiramento



Fonte: FAÇO (1994) apud IIZUKA (2006, p.7)

Segundo IIZUKA (2006), o peneiramento é uma etapa essencial em vários processos industriais como a siderurgia, as indústrias de fertilizantes e alimentícias,

destacando-se a mineração, onde toda a produção, de maneira geral, é submetida ao processo de peneiramento durante o seu processo de fabricação. Alguns equipamentos com capacidade para realizar a operação de peneiramento são: peneiras estáticas; peneiras vibratórias; peneiras rotativas; e grelhas (LUZ et al., 2004). O equipamento deve ser escolhido conforme a necessidade no produto a ser peneirado.

Ao analisar o mecanismo do peneiramento, segundo CHAVES e PERES (2009), o funcionamento de uma peneira e o comportamento das partículas deve ser analisado considerando dois pontos de vista: do conjunto de partículas e de cada partícula individual.

Do comportamento coletivo, CHAVES e PERES (2009), citam três ações independentes que devem ser exercidas na peneira para que aja a peneiração das partículas, são elas:

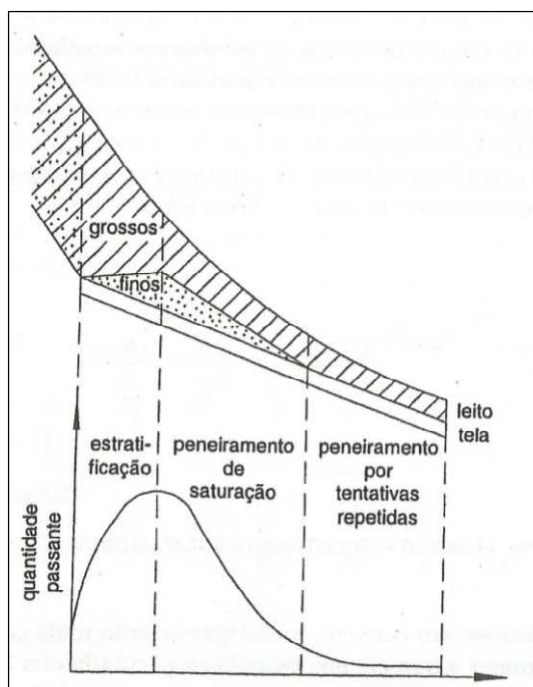
- Transporte das partículas de uma extremidade do deck até a outra;
- A estratificação deve ocorrer de maneira que as partículas maiores fiquem por cima e as menores por baixo;
- O peneiramento propriamente dito.

A estratificação ocorre sob a ação do movimento vibratório, onde as partículas menores na superfície de peneiramento escoam através dos vãos criados pelas partículas maiores e encaminham-se para a parte inferior da camada, desta forma, as partículas maiores tendem a se deslocar para a parte superior, isso acontece, pois as partículas grossas e finas têm massas diferentes. Em seguida, ocorre o peneiramento de saturação, nesta etapa o leito da camada está completamente estratificado, diminuindo gradativamente a quantidade de finos pertencentes na superfície de peneiramento. E por ultimo é realizada a etapa chamada de peneiramento por tentativas repetidas, onde as partículas finas restantes têm que atingir sucessivamente a superfície de peneiramento até conseguirem atravessá-la (IIZUKA, 2006).

Na escolha de uma peneira, é necessário, portanto, assegurar que a capacidade de transporte de todas as partículas é suficiente, assim como o espaço para sua acomodação e o tempo para que as partículas finas se apresentem à tela e

a atravessarem (CHAVES; PERES, 2009). A Figura 6 apresenta um corte ideal do leito de partículas sobre o deck de uma peneira eficiente, onde é possível visualizar o comportamento coletivo das partículas conforme as etapas do processo de peneiramento.

Figura 6 - Comportamento coletivo das partículas.



Fonte: CHAVES; PERES (2009, p.112)

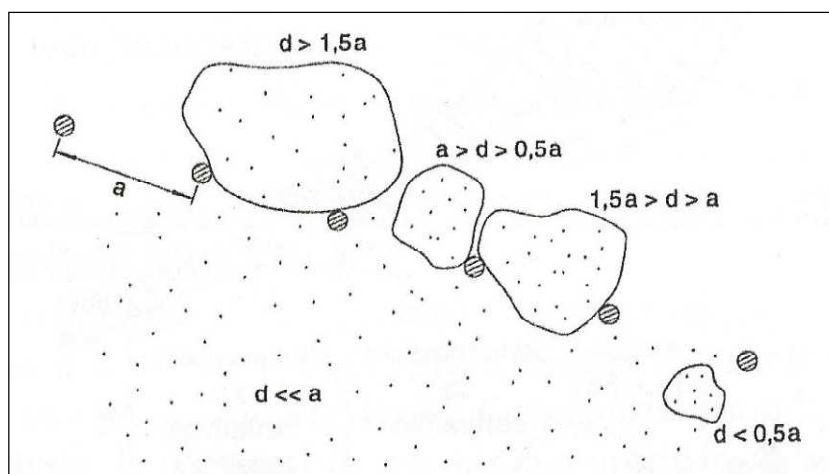
Quanto ao comportamento individual das partículas, o material a ser peneirado possui partículas de diferentes tamanhos, apresentando comportamentos distintos. CHAVES e PERES (2009), apresentam cinco comportamentos diferentes, comparando o tamanho da partícula (diâmetro d) em relação à abertura da tela (a):

- $d > 1,5 a$: Neste caso, as partículas escorrem sobre a tela e são encaminhadas para o oversize. Não acarretam em problemas para o peneiramento, exceto problemas operacionais, podendo danificar ou acentuar o desgaste da superfície de peneiramento devido à elevada massa e dimensão;

- $1,5 a > d > a$: Estas partículas possuem tamanho próximo ao da malha, desta maneira fazem várias tentativas para passar e podem acabar presas em alguma abertura, não saindo mais de lá. Quando há uma quantidade muito grande, pode ocorrer a perda substancial da capacidade de peneiramento;
- $a > d > 0,5 a$: Nesta situação, as partículas só atravessam a tela quando caem sobre a malha em uma posição conveniente. Na prática, este tamanho de partícula afeta diretamente no rendimento e capacidade da peneira, por este motivo, esta faixa de tamanho é denominada de "faixa crítica";
- $d < 0,5 a$: Tais partículas atravessam com facilidade e não interferem o peneiramento.
- $d \ll 0,5 a$: Devido às partículas serem muito finas, a área de superfície torna-se elevada, fazendo com que passem direto para o oversize.

A Figura 7, apresenta os comportamentos distintos dos diferentes tamanhos de partículas em relação à abertura da tela da superfície de peneiramento.

Figura 7 - Comportamento individual das partículas peneiradas.



Fonte: CHAVES; PERES (2009, p.115)

Em consequência dos diferentes comportamentos individuais das partículas, verifica-se que quanto mais comprida for a peneira, maior será sua eficiência, isso ocorre pois as partículas na faixa crítica terão mais chances de atravessar a

superfície de peneiramento, em contrapartida, peneiras mais largas têm maior capacidade de produção (CHAVES; PERES, 2009).

Segundo (CARRISSO; CORREIRA, 2004), é importante expressar a avaliação do desempenho da operação de peneiramento, em relação a separação granulométrica desejada, designada eficiência de peneiramento.

A eficiência de peneiramento é definida como a relação entre a quantidade de partículas que passam pela abertura da tela de peneiramento, e a quantidade delas presentes na alimentação. Ou seja, a eficiência de peneiramento define a qualidade de separação que a peneira fornece. Através da Equação 1 é possível obter esta relação (CARRISSO; CORREIRA, 2004).

$$E = \frac{P}{aA} * 100\% \quad (1)$$

Onde:

E = eficiência;

P = partícula passante (kg/h);

A = alimentação (kg/h);

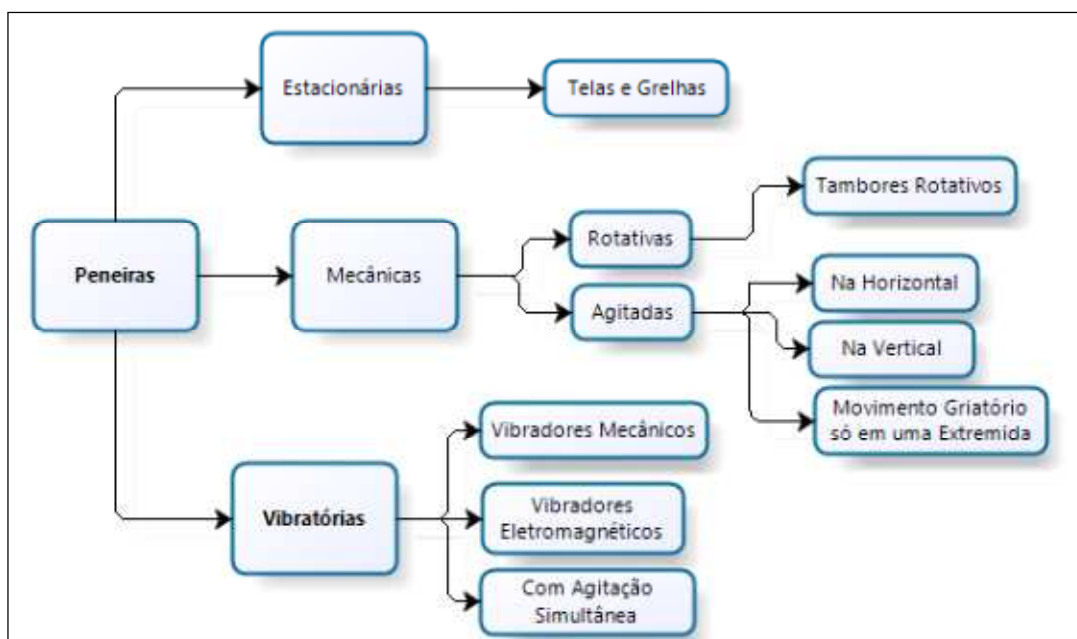
a = percentagem de material menor que a malha de alimentação.

Industrialmente, a eficiência de peneiramento está situada entre 80 a 90%, e a baixa eficiência pode acarretar em problemas como, por exemplo, o produto fora de especificação (IIZUKA, 2006).

2.4 Tipos de Peneiras

Diversos são os equipamentos que têm capacidade de realizar a operação de peneiramento, como por exemplo: peneiras estáticas, peneiras vibratórias, grelhas; e peneiras rotativas (IIZUKA, 2006). As peneiras podem ser classificadas para diferentes propósitos, de maneira geral, as partículas caem através das aberturas por gravidade, outras por força centrífugas, e assim sucessivamente. Esta classificação é mostrada esquematicamente na Figura 8, pelo tipo de movimento característico.

Figura 8 - Esquema de Classificação dos Diversos Tipos de Peneiras.



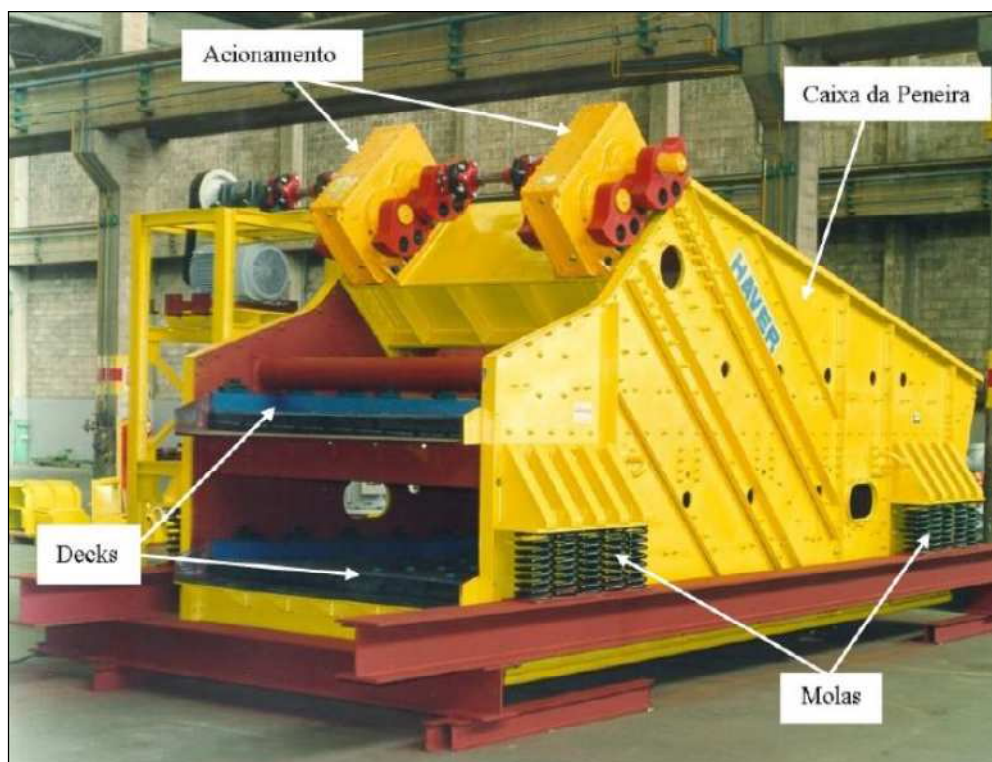
Fonte: Adaptado de UFSC (p. 4)

É importante ressaltar que o presente trabalho trata-se do dimensionamento de uma peneira vibratória, logo, os outros tipos de peneiras (mecânicas e estacionárias) não serão abordados.

2.4.1 Peneiras Vibratórias

As peneiras vibratórias são compostas por uma estrutura robusta, chamada de caixa de peneira ou caixa vibrante, apoiada sobre molas, dotada de um mecanismo acionado pelo movimento vibratório, e de superfícies de peneiramento, que podem variar entre um dois ou três suportes, conhecidos como "decks" (MILHOMEM, 2013). A Figura 9 apresenta uma peneira vibratória de 2430 mm por 6000 mm com seus componentes principais.

Figura 9 - Peneira vibratória.

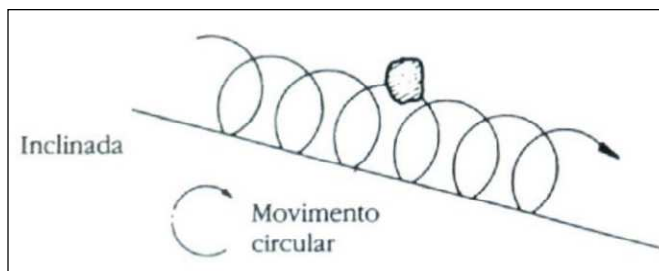


Fonte: IIZUKA (2006, p.12)

As peneiras vibratórias podem ter diferentes configurações, podendo ser inclinadas, horizontais, de ressonância, modulares, de alta frequência, etc. Seus tipos variam de acordo com a necessidade da aplicação (MILHOMEM, 2013).

As peneiras vibratórias inclinadas têm seu movimento vibratório circular. Com este movimento, as partículas são lançadas para cima e para frente, de modo que possam se apresentar à superfície de abertura diversas vezes, sempre sobre aberturas sucessivas, sua inclinação deve ser entre 15° e 45° quando o material a ser peneirado é minério de ferro (CHAVES; PERES, 2009), para outros materiais essa inclinação pode variar conforme a necessidade do projeto. A Figura 10 ilustra o movimento circular de uma partícula sobre a superfície de peneiramento.

Figura 10 - Movimento Circular de uma Partícula sobre a Malha.



Fonte: FAÇO (1994) apud IIZUKA (2006, p. 14)

Já as peneiras horizontais, têm um movimento vibratório retilíneo. Se o movimento vibratório fosse circular, como nas peneiras inclinadas, a partícula não sairia do lugar em relação ao deck. A direção da força que gera o movimento linear geralmente forma um ângulo de 45° com a superfície de peneiramento, e a amplitude é dada pela metade do comprimento do trajeto realizado pelo seu movimento (IIZUKA, 2006). A Figura 11 ilustra o movimento da partícula sobre uma superfície de peneiramento horizontal.

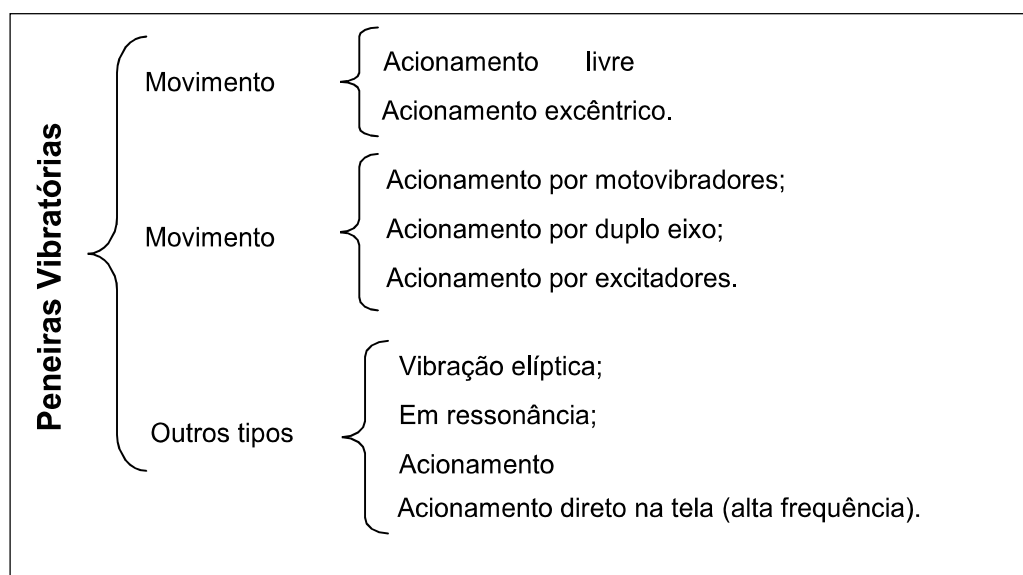
Figura 11 - Movimento linear de uma partícula sobre a superfície de peneiramento horizontal.



Fonte: FAÇO (1994) apud IIZUKA (2006, p. 14)

Ainda, as peneiras podem ser classificadas pelo tipo de movimento vibratório, e também subdivididas de acordo com o tipo de acionamento que possuem, a seguir na Figura 12, é apresentado um esquema das subdivisões quanto ao movimento e tipo de acionamento das peneiras vibratórias.

Figura 12 - Esquema de classificação de peneiras vibratórias quanto ao tipo de acionamento.

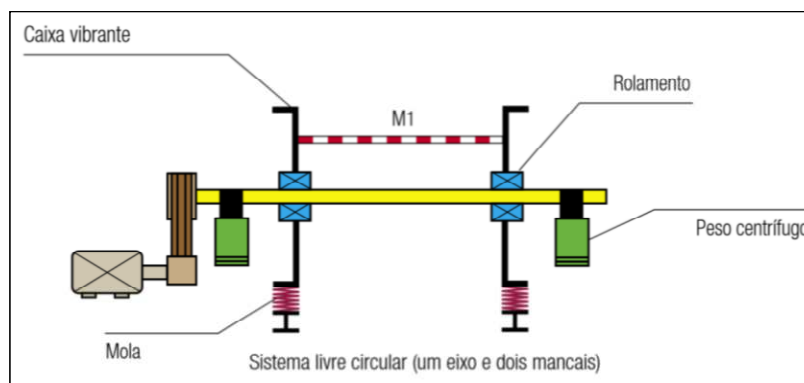


Fonte: Adaptado de IIZUKA (2006, p.17)

As peneiras que utilizam o acionamento livre circular necessitam trabalharem inclinadas em relação ao plano horizontal, ou seja, precisa-se do auxílio da força da gravidade para realizar o processo de peneiramento. Este princípio de acionamento consiste na utilização de um eixo desbalanceado e dois mancais, gerando o movimento circular no equipamento, que está apoiado livremente em molas helicoidais, mostrado na Figura 13 (HAVER & BOECKER, 2015).

A abertura da malha de peneiramento varia entre 1 e 150 mm, para acionamento livre circular. O sentido de rotação do eixo pode ser a favor ou contra o fluxo do material. Quando se têm a rotação contra fluxo, a velocidade do fluxo (capacidade da peneira) é reduzida, conseqüentemente há um aumento na eficiência da peneira. Já no segundo caso, rotação a favor do fluxo de material, a velocidade é maior, porém ocorre uma queda da eficiência (IIZUKA, 2006).

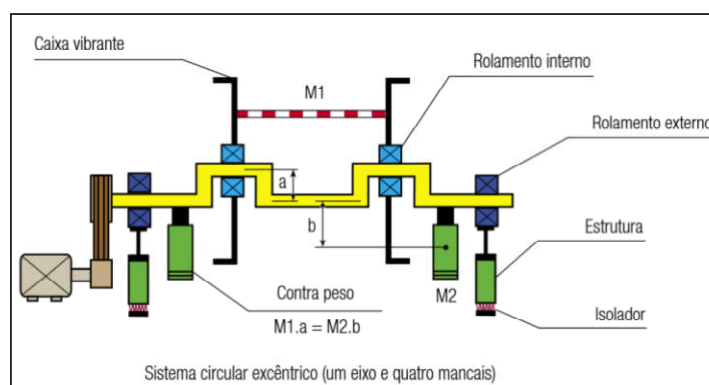
Figura 13 - Sistema de acionamento livre circular.



Fonte: HAVER & BOECKER (2015, p. 3)

O acionamento circular excêntrico é utilizado em peneiras vibratórias que serão submetidas ao peneiramento de materiais de difícil processamento, e altas capacidades. Seu princípio de funcionamento consiste no emprego de um sistema de vibração com um eixo e quatro mancais, e a amplitude de vibração usinada no eixo. A Figura 14 ilustra um esquema do sistema circular excêntrico.

Figura 14 - Detalhe mecânico do acionamento circular excêntrico

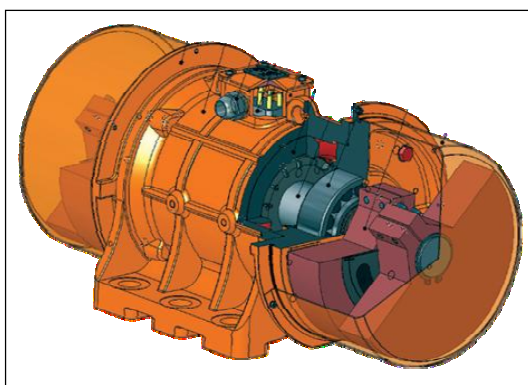


Fonte: HAVER & BOECKER (2015, p. 4)

No acionamento por motovibradores (Figura 15), é possível obter tanto o movimento vibratório circular como o linear. Para a obtenção do movimento linear, é necessária a utilização dos motovibradores aos pares, de forma que os motores girem em sentidos oposto de rotação, enquanto que para o movimento circular utiliza-se apenas um motovibrador ou quando necessário mais de um, utilizam-se de

maneira que girem no mesmo sentido de rotação. Este tipo de acionamento é utilizado para peneiramento de pequeno porte, pois sua forma construtiva impede que a massa dos contrapesos seja muito elevada, (IIZUKA, 2006). São empregados em peneiramento por via seca simples, com limite inferior de abertura de tela de 0,105 mm, ou então por via líquida. São constituídos basicamente por um motor trifásico assíncrono e massas inerciais, ou seja, contrapesos, os quais são reguláveis em sua excentricidade através do posicionamento relativo entre si.

Figura 15 - Motovibrador.



Fonte: MACVALE (2015).

Já as peneiras vibratórias acionadas por duplo eixo, consistem em dois eixos que possuem desbalanceamento usinado ou fixado no seu comprimento, este sistema é similar ao sistema de motovibradores, e seu movimento linear é obtido através do giro, em sentido oposto de rotação, dos eixos. Em geral, são utilizadas em operações de desaguamento em tratamentos de minérios, e classificação.

As peneiras cujo acionamento é por excitadores tem como aplicação principal a classificação. Seu sistema de acionamento permite uma largura maior da superfície de peneiramento, portanto este tipo de acionamento é bastante empregado em peneiras de alta capacidade. Seu funcionamento é análogo ao motovibrador, porém, um único excitador mecânico unidirecional possui dois eixos com contrapesos em suas extremidades que giram em sentido oposto (IIZUKA, 2006).

As peneiras elíptica, de ressonância, acionamento eletromagnético e de acionamento direto na tela, são utilizadas em projeto especiais, onde deseja-se

frequências elevadas, para peneiramento fino (CHAVES; PERES, 2009). Por não se tratar de um peneiramento fino ou de altas frequências o presente trabalho, não serão aqui abordados estes tipos de peneiras.

2.5 Características de Projeto de Peneiras Vibratórias

Segundo CHAVES; PERES (2009), existem diversos métodos para dimensionamento de peneiras vibratórias, sendo que alguns destes são desenvolvidos pelos fabricantes de equipamentos de peneiramento, e todos conservadores.

IIZUKA (2006) enfatiza que, dimensionar uma peneira vibratória significa calcular as dimensões de suas superfícies de peneiramento em função da capacidade requerida, ou seja, a capacidade do material com características e condições determinadas que deverão passar pelo equipamento por um intervalo de tempo.

CARRISSO; CORREIRA (2004) mencionam sete pontos importantes a serem analisados na seleção e dimensionamento de equipamentos, são eles:

- a) Característica do material a ser peneirado (densidade, umidade, tamanho máximo da alimentação, temperatura, forma das partículas);
- b) Capacidade de peneiramento;
- c) Faixas de separação do produto;
- d) Eficiência desejada;
- e) Tipo de serviço (lavagem, classificação final, classificação intermediária, etc);
- f) Limitação ou não de espaço e peso;
- g) Grau de conhecimento do material e do produto desejado;

Para peneiras vibratórias inclinadas, as inclinações variam entre 15° a 45° , como já abordado anteriormente, e estas transportam o material com uma velocidade variando de 0,3 a 0,6 m/s, para minério de ferro. Utilizando esses dados tabelados por CHAVES; PERES (1999), a inclinação recomendada, em graus, depende da abertura da tela e pode ser calculada utilizando a Equação 2, mostrada a seguir:

$$\alpha = 4,82 \cdot \ln(a) - 2,4 \quad (2)$$

Onde:

α = inclinação da peneira (em graus);

a = abertura da tela (mm).

A Equação 2, representa unicamente um critério de projeto, quando não se tem maior informação sobre a resposta do material ao processo de peneiramento. A influência da velocidade angular também pode ter seu valor recomendado em rpm (rotações por minuto) através da Equação 3, a qual depende da abertura da tela de peneiramento (CHAVES; PERES, 1999).

$$\omega = 1695,4 \cdot a^{-0,1651} \quad (3)$$

Onde ω é a frequência da peneira em rpm, e a abertura da tela (a) é dada em mm.

As peneiras vibratórias de inclinação variada são idealizadas para o manuseio de elevada taxa de alimentação de material composto. A inclinação inicial costuma ser de 25 a 30°, na parte central essa inclinação reduz para 10 a 15° e pode chegar a 0 a 15° em seu último nível. Conforme a mudança da inclinação do deck ocorre à diminuição da velocidade de transporte, porém nos estágios finais a quantidade de material sobre a tela é cada vez menor, mantendo a camada de material em nível otimizado, conseqüentemente, a última parte da peneira, quase horizontal, completa a separação, garantindo a eficiência do peneiramento (CARVALHO; LUZ, 2004).

Segundo MILMAN (2002), para dimensionar uma peneira vibratória pelo método de *Vittorio Zignoli*, é necessário definir alguns parâmetros de projeto, como: largura e comprimento da peneira, potência necessária aproximada, inclinação das telas de peneiramento, rotação do eixo de acionamento (eixo excêntrico) e curso do excêntrico. Ao fornecer esses dados, é necessário considerar a composição granulométrica do produto, umidade do material, rendimento das peneiras, e dimensão aproximada da peneira. A partir dos parâmetros adotados, o método

sugere através de equação, o volume real (V) que é produzido por 1 m^2 de tela em m^3/h , apresentado na Equação 4.

$$V = V_b \cdot a \cdot b \cdot c \cdot d \quad (4)$$

Onde, V_b é o volume base que pode ser produzido por 1 m^2 de tela em m^3/h , levando-se em conta a largura do furo da tela superior obtido através de tabela. Os fatores a , b , c e d são fatores de correção em relação ao percentual de produto que passa pela tela superior, ao rendimento percentual da peneiração, percentual de produto que passa pela segunda tela e percentual de umidade do produto, respectivamente. Os fatores de correção são valores tabelados em função das características do projeto, propostos por MILMAN (2002).

Já para LUZ et al. (2004), o dimensionamento de peneiras vibratórias deve atender duas condições independentes: área da tela e espessura do leito. A espessura do leito é obtida por curvas em função da largura e alimentação da peneira. Já a área total é encontrada em função da quantidade de material passante na alimentação que atravessa a peneira (kg/h), a capacidade básica de peneiramento, o peso específico do material alimentado e fatores modificadores. Este método baseia-se na quantidade de material que passa através de uma malha de $0,0929 \text{ m}^2$ de área com abertura específica e é apresentado na Equação 5.

$$A = \frac{S}{C \cdot d \cdot F_M} \quad (5)$$

Onde, S é a quantidade de material passante na alimentação que atravessa a peneira por hora (t/h), C é a capacidade básica de peneiramento ($\text{t}/\text{h} \times 0,0929 \text{ m}^2$) selecionada através de curvas que fornecem os valores de C em função da abertura da tela de peneiramento, F_M são fatores modificadores encontrados também em tabelas em função das características do projeto (LUZ et al. 2004).

A área de peneiramento (Equação 6) pode ser obtida também através da fórmula empírica de Bauman, que é função do volume de alimentação em m^3/h , sobre a capacidade unitária de produção. E outros parâmetros, como a espessura

da camada no oversize, velocidade de transporte da partícula e alimentação da peneira em cada deck (CHAVES; PERES, 2009).

$$S = \frac{V}{V_1 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4} \quad (6)$$

Onde, V é a alimentação em m^3/h , V_1 a capacidade unitária de produção (m/h) obtido por tabela em função da abertura da malha, k_1 , k_2 , k_3 e k_4 são coeficientes de segurança relativos a proporção de passante na alimentação, umidade do material a ser peneirado, ao tipo de peneiramento (via úmida ou seca) e forma dos grãos, respectivamente.

CHAVES; PERES (2009) apresentam também outros métodos de cálculo para dimensionamento da área de peneiramento das peneiras vibratórias, porém sua maioria baseia-se na alimentação de material na peneira e coeficientes de correção.

Por existirem diversos métodos de dimensionamento de peneiras vibratórias, deve-se escolher conforme a necessidade e requisitos que se tem do projeto.

Uma vez determinada a área da peneira vibratória, é importante realizar a verificação da altura do leito de oversize necessária, ou seja, a altura máxima de camada de material na área de peneiramento durante o processo. CHAVES; PERES (2009) recomendam que, para obter um bom peneiramento, é necessário que as alturas máximas sejam obedecidas conforme a Tabela 3.

Tabela 3 - Alturas máximas do leito de oversize.

Densidade aparente (t/m^3)	Altura máxima da camada
1,6	4 x a abertura da tela
1,6 - 0,8	3 x a abertura da tela
< 0,8	2,5 x a abertura da tela

Fonte: (CHAVES; PERES, 2009).

A altura do leito será proporcional à vazão de oversize dividida pela velocidade com que o oversize se desloca e pela largura da peneira, conforme apresenta a Equação 7.

$$D = \frac{100 \cdot T_f}{6.s.(W-0,15)} \quad (7)$$

Onde, D é a espessura da camada em mm, T_f é a vazão volumétrica de oversize em m^3/h , W é a largura da tela em metros e S é a velocidade de escoamento do oversize, que depende do material e da peneira.

É importante também, em projeto de peneiras, realizar o cálculo de probabilidade de passagem das partículas nas telas de peneiramento. Segundo MONGENSEN (1965) apud CARVALHO; LUZ (2004), a probabilidade de passagem de uma partícula isolada, em uma só apresentação (ou incidência) da partícula à superfície de separação, ou seja, à tela de peneiramento, para tela de abertura quadrada é de:

$$p_1 = \frac{[a - \phi \cdot f\left(\frac{d}{a}\right) - d] \times [(a + \phi) \cdot \cos \alpha - (1 - f\left(\frac{d}{a}\right)) \cdot \phi - d]}{(a + \phi) \cdot [(a + \phi) \cdot \cos \alpha]} \quad (8)$$

Onde:

a: abertura de malha (mm);

α : ângulo de inclinação da peneira (graus);

ϕ : diâmetro do fio da tela (mm);

d: diâmetro da partícula (mm);

$f\left(\frac{d}{a}\right)$: função de ajuste.

A função de ajuste $f\left(\frac{d}{a}\right)$ varia conforme a relação d/a :

- ✓ Se a relação d/a for maior ou igual a 1, $f\left(\frac{d}{a}\right)$ será 1;
- ✓ Se a relação d/a for menor ou igual a 0, $f\left(\frac{d}{a}\right)$ será 0,27;

- ✓ Se a relação d/a for maior que 0 e menor que 1, a partir dos dados de Mognesen apud CARVALHO; LUZ (2004) será:

$$f\left(\frac{d}{a}\right) = -0,274 \cdot \frac{d}{a} + 0,27 \quad (9)$$

A probabilidade p_n de uma partícula isolada da classe de tamanhos i passar pela peneira somente na n -ésima tentativa de passagem (apresentações) é (CARVALHO; LUZ, 2004):

$$p_n = 1 - (1 - p_1)^n \quad (10)$$

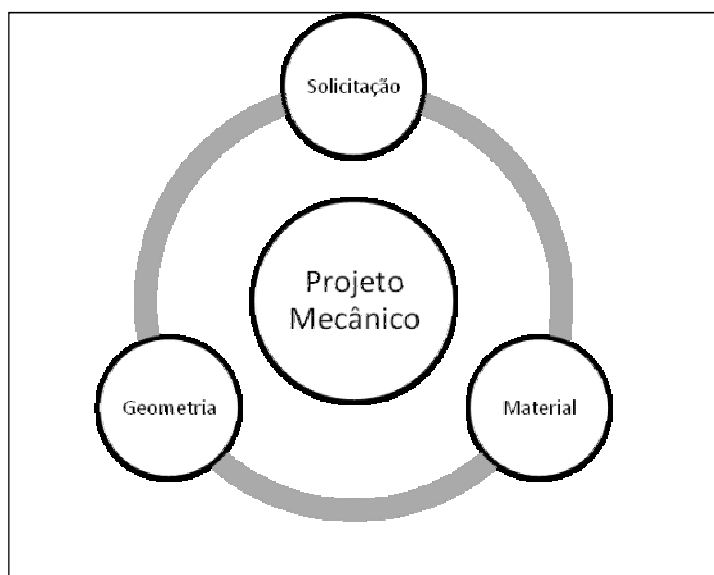
Onde p_n é a probabilidade para n tentativas de passagem e n o número de apresentações (tentativas) de passagem.

2.6 Fundamentos de Projeto de Máquinas

Um projeto de máquina consiste em desenvolver uma máquina que funcione bem e atenda aos requisitos do projeto associando segurança, confiabilidade e baixo custo. Tal tarefa é designada ao Engenheiro, que deve definir e calcular forças, movimentos e mudanças de energia desenvolvidas na máquina, e então definir dimensões, materiais e forma geométrica de cada componente que compõe a máquina.

Para que estas tarefas sejam realizadas de maneira eficiente, é necessário que haja a interação de três variáveis importantes em projeto mecânico, são elas: solicitação, material e geometria, conforme ilustrado na Figura 16. Quando se têm informação sobre alguma das três variáveis, é possível manipular as outras de maneira a resultar em um projeto mecânico de qualidade.

Figura 16 - Relação de variáveis importantes em projeto mecânico.



2.6.1 Tipos de Solicitações

Quando uma superfície interna que está sobre efeito de uma solicitação é isolada, como na Figura 17, a força e o momento resultantes que estão atuando na superfície manifestam-se como forças distribuídas sobre toda a área da seção. A distribuição de forças que atuam em um ponto da superfície por unidade de área é chamada de tensão, e pode ter componentes nas direções normal e tangencial ao plano, denominadas, respectivamente, tensão normal (σ) e tensão de cisalhamento (τ), a Figura 18 ilustra a diferença entre as duas tensões.

Figura 17 - Diagrama de corpo livre de uma viga simplesmente apoiada.

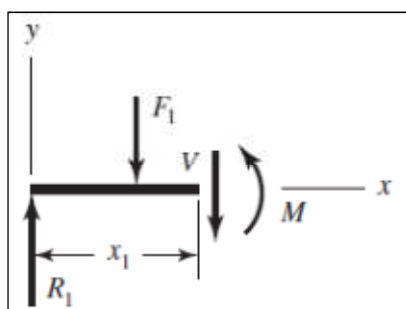
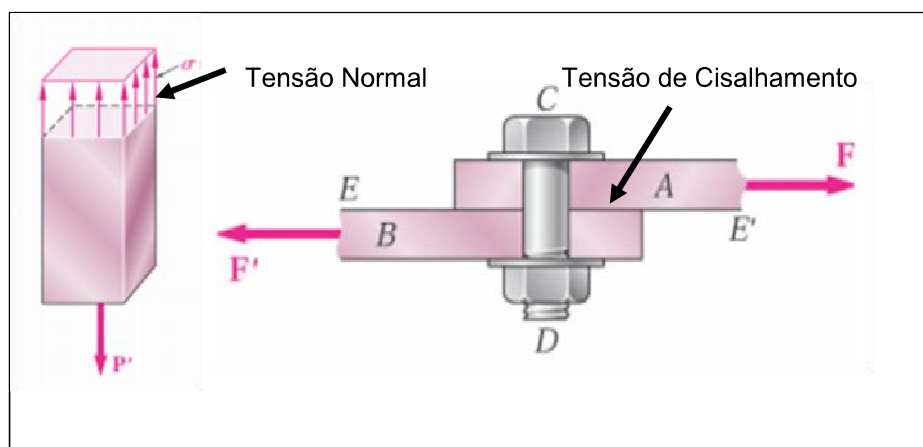


Figura 18 - Tensão Normal e de Cisalhamento.



Fonte: Adaptado de BEER et al. (2006, p. 4 e p. 8).

Quando um corpo está sujeito a carregamento uniaxial de tração ou compressão, é possível obter a tensão normal média utilizando a Equação 9, apresentada a seguir, onde P é a força de tração ou compressão atuante no corpo e A é a área da seção. Quando sujeito a uma força cisalhante, é possível obter a tensão de cisalhamento média utilizando a Equação 10, onde F é a força atuante e A é a área da seção.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (9)$$

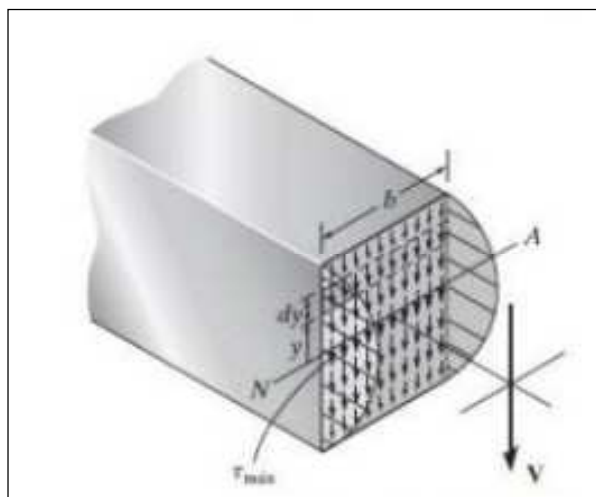
$$\tau = \frac{F}{A} \quad (10)$$

A distribuição de tensão de cisalhamento não é uniforme por toda a seção, ela varia conforme a geometria do corpo que está sendo solicitado, portanto para obter a tensão de cisalhamento em qualquer ponto da seção transversal, utiliza-se a Equação 11, mostrada a seguir (HIBBELER, 2009). A Figura 19 apresenta a distribuição da tensão cisalhante em um corpo de forma retangular.

$$\tau = \frac{V \cdot Q}{t \cdot I} \quad (11)$$

Onde, V é a força de cisalhamento interna resultante, Q é o momento estático de inércia do ponto em análise, t é a largura da seção onde a tensão deve ser determinada e I o momento de inércia da seção transversal.

Figura 19 - Distribuição de Tensão de Cisalhamento.

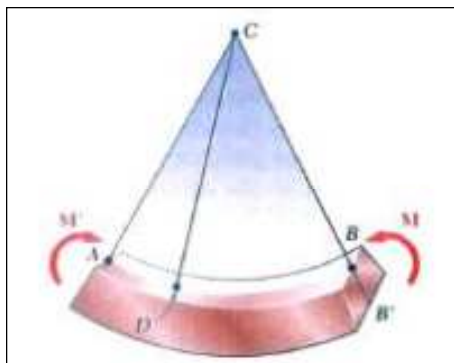


Fonte: HIBBELER (2009, p. 265).

Ao considerar um elemento que está submetido a momentos fletores M e M' iguais e opostos atuando em um plano de simetria, conforme a Figura 20, este sofrerá flexão sob a ação dos momentos fletores. Esta flexão acarreta em tensões normais na seção transversal com distribuição linear e pode ser calculada utilizando a Equação 12, onde M é o momento fletor, y é a distância entre o ponto de análise e a linha neutra, que passa pelo centro geométrico da seção transversal, e I é o momento de inércia da seção (BEER et al., 2006).

$$\sigma = \frac{M.y}{I} \quad (12)$$

Figura 20 - Elemento sob flexão.

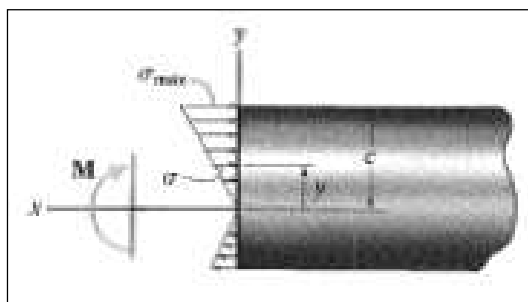


Fonte: BEER et al. (2006, p. 203)

Ao analisar a

Figura 20, nota-se que a superfície superior encontra-se comprimida, enquanto a superfície inferior está sendo tracionada, desta forma, tem-se que a tensão mínima, ou seja, a maior tensão de compressão, e na superfície inferior encontra-se a tensão máxima (maior tensão de tração). A Figura 21 ilustra a distribuição de tensões em um elemento sob flexão.

Figura 21 - Distribuição de tensões em um elemento sob flexão.



Fonte: HIBBELER (2009, p.204).

Quando se tem esforços combinados, por exemplo, flexão + cisalhamento, é necessário utilizar um critério de falhas, para que seja estimada a tensão equivalente do sistema para análise de projeto.

2.6.2 Impulso e Quantidade de Movimento

Impulso é uma grandeza física na qual mede a variação da quantidade de movimento de um objeto. É causado pela ação de uma força (F) que atua em um intervalo de tempo Δt (HIBBELER, 2005), ou seja:

$$I = F \cdot \Delta t \quad (13)$$

A equação de movimento para um ponto material de massa m pode ser descrita como:

$$\sum \mathbf{F} = m \cdot \mathbf{a} = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (14)$$

onde a é a aceleração em m/s^2 , m é a massa em kg e v a velocidade em m/s . Rearranjando os termos e integrando entre os limites $v = v_1$ em $t = t_1$ e $v_2 = 0$ em $t = t_2$, temos:

$$\sum \int_{t_1}^{t_2} \mathbf{F} \cdot dt = m \int_{v_1}^{v_2} dv \rightarrow \sum \mathbf{F} \Delta t = m \cdot v_1 \quad (15)$$

Esta equação traduz o princípio do impulso e quantidade de movimento. E através dela, é possível obter a força de impacto, rearranjando os termos da Equação (15) temos:

$$F = \frac{mv}{t} \quad (16)$$

caso este, em que o tempo t for muito curto.

A velocidade para movimento linear com aceleração uniforme pode ser determinada utilizando a Equação 17:

$$v^2 = v_0^2 + 2 \cdot a_c(\Delta S) \quad (17)$$

onde v_0 é a velocidade no instante que $t=0$, a_c é a aceleração constante, ΔS é o deslocamento.

2.6.3 Fadiga

Frequentemente é descoberto que membros de máquinas falharam sob a ação de tensões repetidas ou flutuantes, a característica mais distinguível dessas falhas é que as tensões foram repetidas um número muito grande de vezes. Esta falha é chamada de falha por fadiga (BUDYNAS; NISBETT, 2011) (NORTON, 2004).

A ruptura de um componente ocorre, normalmente, pela propagação de uma fissura gerada pela aplicação de tensões cíclicas. Diferente das falhas que ocorrem por cargas estáticas que, dão aviso visível antecipadamente, com desenvolvimento de grandes deflexões por exceder a tensão de escoamento, as falhas por fadiga não dá aviso, ocorrem repentinamente e, portanto, é perigosa (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

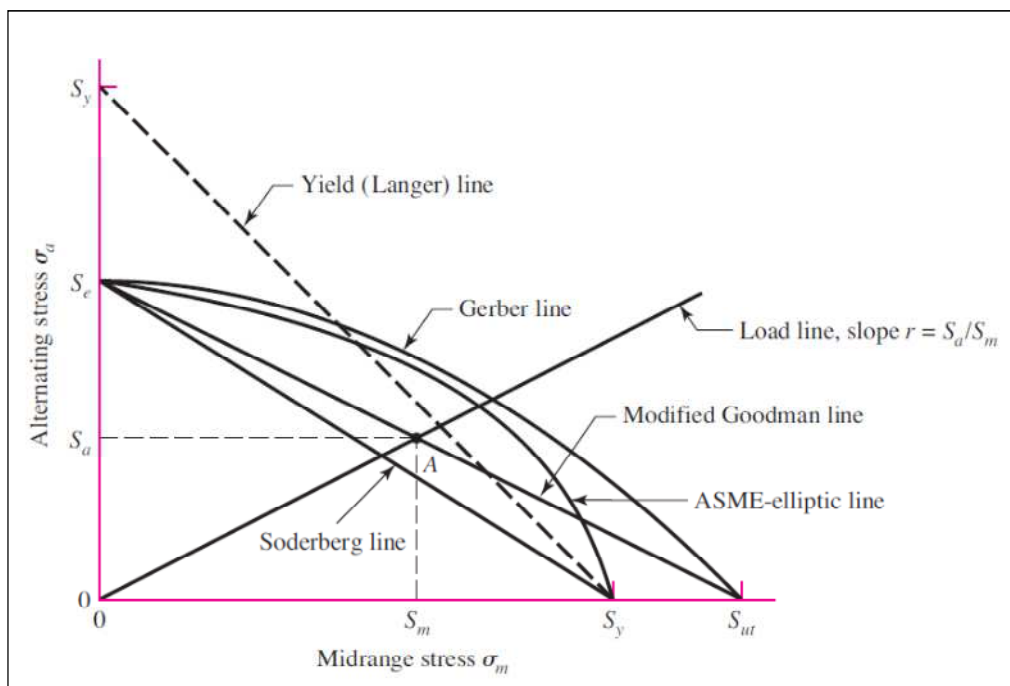
Para estimar o limite de resistência à fadiga em um projeto, é necessário analisar alguns fatores que influenciam neste valor, como o acabamento superficial, que está diretamente relacionado ao limite de fadiga, sendo que quanto melhor o acabamento, maior será o limite de fadiga. Outros fatores que influenciam são: resistência mecânica do material, tratamentos termoquímicos, etc. Portanto, para estimar o limite de fadiga, utiliza-se a seguinte equação:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e S_e' \quad (18)$$

Onde, Onde k_a é o fator de superfície, k_b o fator de tamanho, k_c fator de carregamento, k_d referente a temperatura e k_e é o fator de confiabilidade. S_e' é o limite de resistência à fadiga no local crítico de uma peça de máquina na geometria e condição de uso.

Para estimar a tensão média, amplitude de tensão e coeficientes de segurança por fadiga, é necessário utilizar algum critério de falha por fadiga, dentre eles têm-se por exemplo, os critérios de Goodman, Gerber, ASME e Soderberg. O diagrama apresentado na Figura 22 mostra vários critérios de falha, para cada critério, pontos na respectiva linha ou "acima" indicam a falha do componente.

Figura 22 - Diagrama de fadiga para vários critérios de falha.



Fonte: BUDYNAS; NISBETT (2006).

A partir do critério de falhas por fadiga, além de estimar o comportamento dos elementos em análise, é possível estimar o coeficiente de segurança em fadiga. Utilizando o critério de Goodman, tem-se que:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (19)$$

onde n_f é o coeficiente de segurança em fadiga, segundo Goodman, σ_a é a amplitude de tensão, S_e o limite de fadiga, σ_m a tensão média e S_{ut} o limite de ruptura do material.

2.6.4 Sistemas de Vibração e Análise Modal por Elementos Finitos

Em sistemas solicitados dinamicamente, haverá esforços vibratórios, tais esforços devem ser analisados no desenvolvimento de um projeto. Por exemplo, quando se projeta uma máquina é desejável que se determine as frequências

naturais do conjunto e de seus subconjuntos, para prever e evitar possíveis problemas de ressonância durante sua operação. Uma abordagem mais completa de obter-se a frequência natural do sistema é utilizando a análise dos elementos finitos para dividir o conjunto em um grande número de elementos discretos (NORTON, 2004).

Para sistemas de um grau de liberdade como massa-mola, a frequência natural angular do sistema pode ser obtida pelas seguintes equações:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (20)$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \omega_n \quad (21)$$

onde ω_n é a frequência natural fundamental, m é a massa móvel do sistema e k a constante efetiva de mola do sistema.

Há n frequências naturais, cada uma associada à sua própria forma modal quando um sistema tem n graus de liberdade. Na medida em que o número de graus de liberdade aumenta, a solução da equação característica torna-se mais complexa, por isso, a utilização de análise por elementos finitos é muitas vezes utilizada (RAO, 2008).

A condição denominada ressonância pode ocorrer se a frequência de um excitador ou de operação aplicada ao sistema for a mesma que qualquer uma das suas frequências naturais, isto é, se a velocidade angular de entrada for a mesma ou muito próxima de ω_n , a amplitude de vibração será muito grande, provocando grandes forças e causar falhas. Portanto, é importante e necessário evitar operações em frequências muito próximas ou iguais à frequência natural do sistema (NORTON, 2004).

2.6.5 Coeficiente de Segurança em Projeto

Segundo JUVINALL; MARSHEK (2013), o coeficiente de segurança em projetos é baseado, principalmente, nos seguintes cinco eventos:

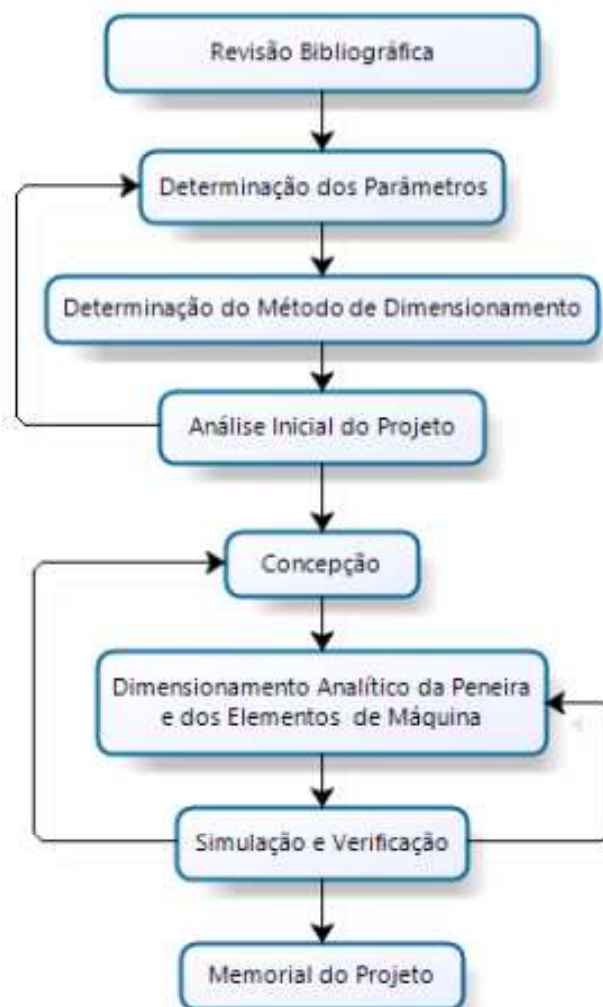
- a) Grau de incerteza em relação ao carregamento;
- b) Grau de incerteza em relação à resistência do material;
- c) Incertezas que relacionam as cargas aplicadas à resistência do material através de uma análise de tensões;
- d) Consequência da falha - economia e segurança humana;
- e) O custo de utilizar um alto fator de segurança.

Um ponto-chave na seleção de um coeficiente de segurança é o equilíbrio. Deve-se sempre levar em consideração as variáveis apresentadas anteriormente, bem como os processos de fabricação, muitas vezes o coeficiente de segurança é de alto valor, pois por questões construtivas é o mais apropriado. Então, é sempre necessário avaliar esse contexto de fabricação, custos, e segurança do projeto, na hora de selecionar o fator de segurança.

3 METODOLOGIA

A metodologia utilizada neste trabalho pode ser representada por um diagrama, o qual é ilustrado na Figura 23.

Figura 23 - Diagrama de Etapas do Projeto.



A seguir é apresentada a descrição detalhada das atividades mostradas no diagrama:

a) *Revisão Bibliográfica*

A primeira etapa do projeto da peneira vibratória foi a realização de uma revisão bibliográfica, onde foi pesquisado conhecimentos dos fundamentos do

processo de peneiramento, tipos de dimensionamento de peneiras vibratórias, fundamentos de projeto de máquinas, além de informações características de noz pecã, e suas potencialidades. Foi feito então uma breve revisão sobre as nozes pecã, fundamentos de projeto de peneiras vibratórias e dimensionamento de máquinas.

b) Determinação dos Parâmetros

Nesta etapa, o objetivo foi definir dimensões básicas, e características da peneira vibratória. Foram encontrados parâmetros iniciais de projeto da peneira, tais como a abertura de superfície, frequência necessária da peneira, número de decks e inclinação ideal. Com essas informações pôde-se selecionar o modelo da peneira, e seu tipo de acionamento.

c) Determinação do Método de Dimensionamento

Após selecionar os parâmetros iniciais, determinou-se o método a ser utilizado no dimensionamento da peneira vibratória, visto que existem diversos métodos de projeto. Com a determinação do método foi possível dar início a etapa de análise do projeto.

d) Análise Inicial do Projeto

Após definida a metodologia de dimensionamento, os parâmetros inicialmente adotados passaram por uma análise inicial, onde foi verificado se o método de dimensionamento escolhido e tais parâmetros seriam coerentes com o projeto da peneira.

e) Concepção

Com as verificações dos parâmetros e metodologia de dimensionamento realizado, obteve-se a concepção da peneira vibratória. Nesta etapa, foram realizados os desenhos da estrutura da peneira, e do mecanismo. Os mesmos passaram por análise até que a melhor concepção fosse obtida.

f) Dimensionamento Analítico da Peneira e dos Elementos de Máquinas

Com a concepção já definida, deu-se início ao dimensionamento dos componentes da máquina, onde foi determinado analiticamente a geometria, o material dos componentes da máquina, e o coeficiente de segurança do projeto.

g) Simulação e Verificação

Após o dimensionamento analítico, simulações foram realizadas para garantir a integridade da máquina durante sua operação, verificando os modos de vibração da peneira. Com a simulação foi possível verificar a rigidez da máquina, bem como a aprovação dos componentes para que não entrassem em ressonância, e quando necessário redimensiona-los.

h) Memorial do Projeto

Esta última etapa consistiu em organizar o memorial de cálculo, realizar os desenhos técnicos da máquina e seus componentes, e renderizar imagens 3D, com vistas explodidas para melhor visualização da máquina final.

4 DESENVOLVIMENTO

Nesta seção será apresentado o desenvolvimento conceitual do projeto da máquina de classificação de noz pecã, ou seja, a peneira vibratória. Será segmentado basicamente em: parâmetros iniciais de projeto; escolha do método de dimensionamento da peneira vibratória; concepção e definição dos elementos de máquinas.

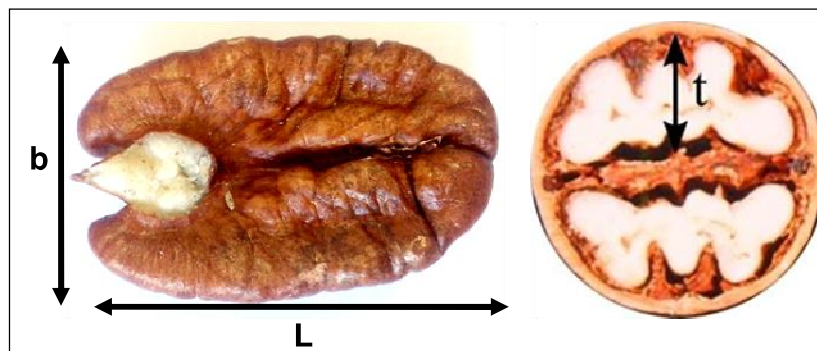
4.1 Ensaios Iniciais das Nozes Pecã

Para o desenvolvimento do projeto, é de extrema importância definir características dimensionais das nozes, pois são elas que definirão os parâmetros e decisões iniciais a serem tomadas no dimensionamento da máquina. Portanto, a primeira etapa realizada no projeto foram ensaios das amêndoas onde foi possível identificar suas dimensões principais, densidade e coeficiente de atrito.

4.1.1 Dimensões principais das nozes pecã

Inicialmente foram realizadas medições das dimensões principais das nozes e sua densidade média, características essas extremamente importantes para a escolha de parâmetros do projeto. Na Figura 24, encontra-se a indicação das dimensões obtidas para análise, as quais são: largura (b), comprimento (L) e espessura (t).

Figura 24 - Referência de dimensões da noz pecã.



Utilizando 55 amostras, foram encontradas as dimensões máxima de cada dimensão, o desvio padrão e coeficiente de variação, estes dados são apresentados na Tabela 4, a seguir:

Tabela 4 - Dimensões encontradas no ensaio das nozes Pecã.

	Comprimento (L) (mm)	Largura (b) (mm)	Espessura (t) (mm)
Média	29,28	15,81	8,15
Valor Máximo (mm)	37,60	17,85	11,20
Valor Mínimo (mm)	24,85	13,30	5,50
Desvio Padrão	3,09	1,10	1,21
Coeficiente de Variação (%)	10,54	6,97	14,82

A partir dos dados apresentados na Tabela 4, foi possível construir histogramas representando a distribuição de frequência das dimensões principais da noz pecã, apresentados nas Figuras abaixo:

Figura 25 - Gráfico de distribuição de frequência do comprimento da noz pecã.

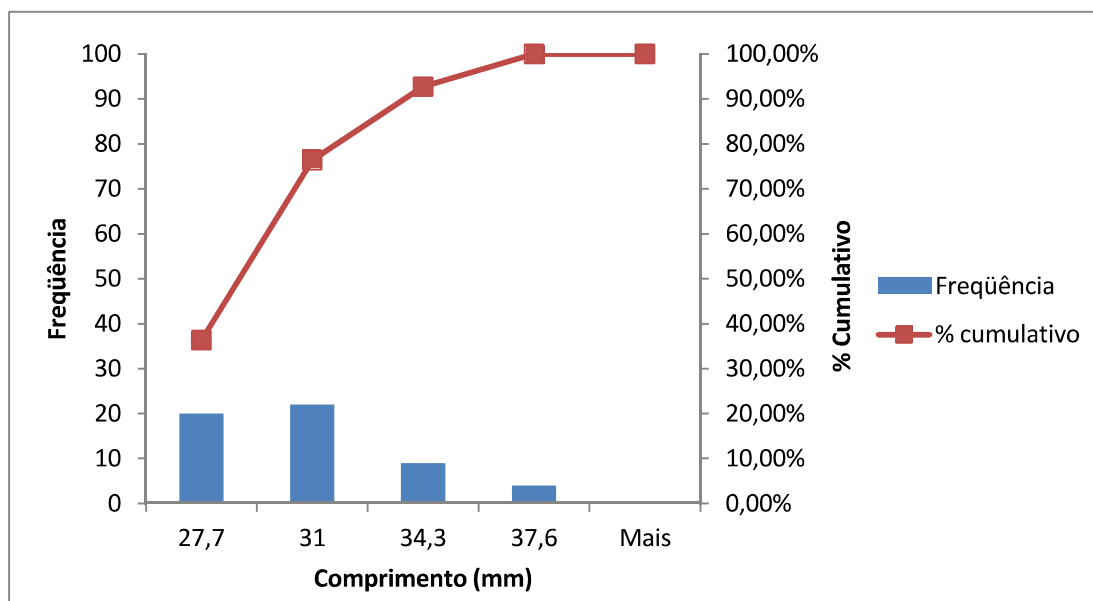


Figura 26 - Gráfico de distribuição de frequência da largura da noz pecã.

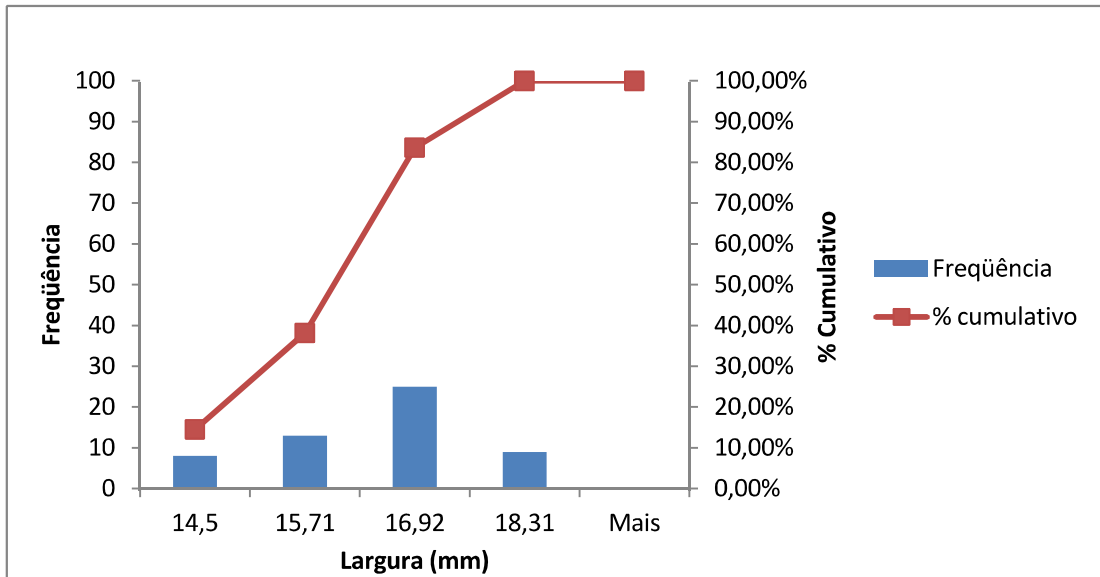
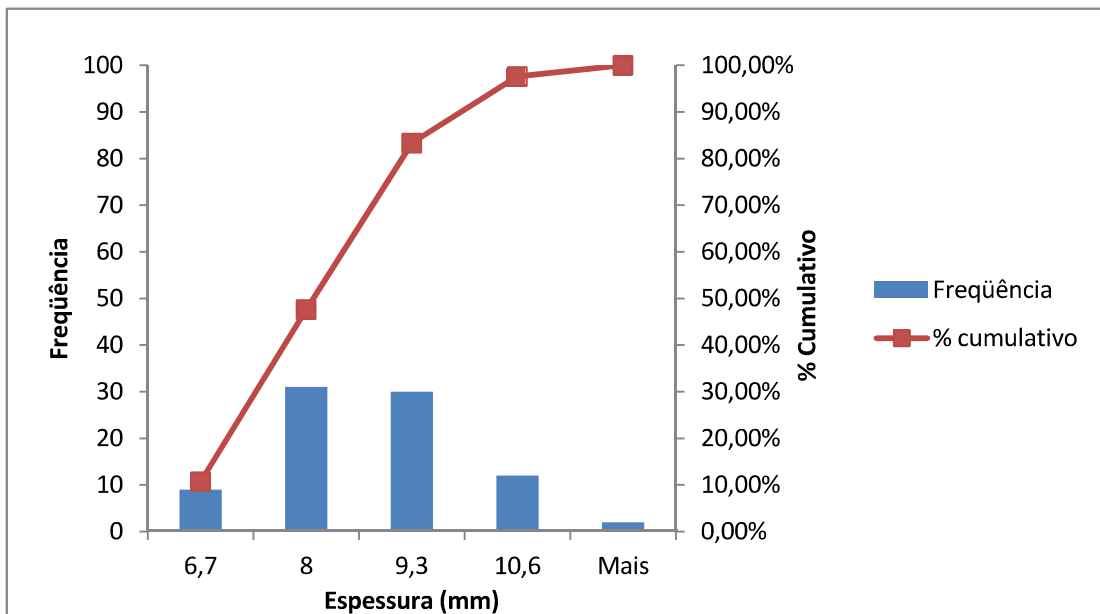


Figura 27 - Gráfico de distribuição de frequência da espessura da noz pecã



Nota-se, ao analisar a Figura 25, que a maior frequência do comprimento é entre 24 mm a 31 mm, posteriormente, têm-se baixa frequência dos valores. Já na Figura 26 são apresentados os valores referentes à largura das nozes, onde têm-se maior frequência entre 14,50 mm e 16,92 mm. E na Figura 27, os valores mais frequentes de espessura encontrados foram de 6,7 a 9,3 mm.

Fazendo uma análise dos valores apresentados nos gráficos acima e na Tabela 4, é possível associar tais dimensões com as propostas por POLETTO et al. (2012), expostos na Tabela 2 (seção 2.2), que apresentam dimensões médias para cada cultivar. Desta forma, as nozes utilizadas para ensaio assemelham-se ao cultivares Moneymaker e Importada.

A Tabela 5 a seguir, traz de maneira resumida as dimensões importantes a serem consideradas no projeto.

Tabela 5 - Dimensões Principais das Nozes.

Comprimento	24 mm a 31 mm
Largura	14,50 mm a 16,92 mm
Espessura	6,7 mm a 9,3 mm

4.1.2 Densidade média da noz pecã

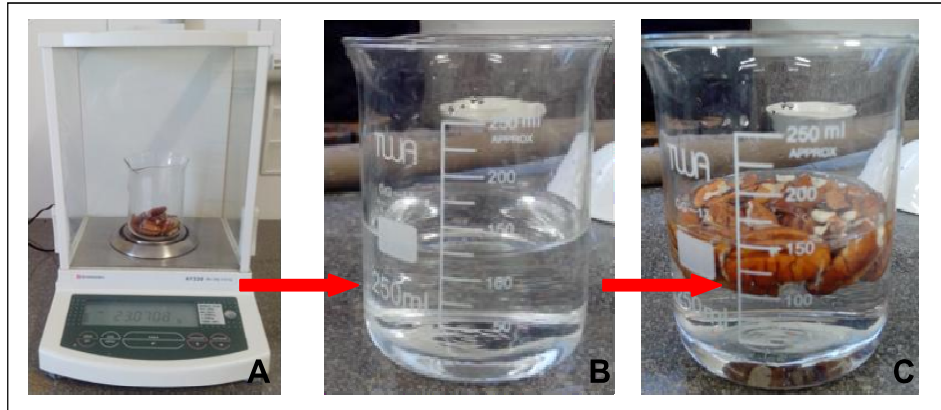
Utilizando o princípio de Arquimedes, que afirma que "*Todo corpo imerso em um fluido em repouso, sofre a ação de uma força denominada empuxo, verticalmente para cima, cuja intensidade é igual ao peso do fluido deslocado pelo peso*". Desta forma, o fluido deslocado é o volume do corpo imerso. Logo, é possível encontrar a densidade média da noz pecã.

Para a realização deste ensaio, utilizou-se: uma balança analítica Shimadzu -AY 220, com leitura de 0,1 mg e linearidade de $\pm 0,2$ mg, a qual foi utilizada para a pesagem das amêndoas ensaiadas; copo Becker para a medição do volume; água e amêndoas. Vale ressaltar que o ensaio foi realizado 5 vezes, para obter um valor médio de densidade, proporcionando maior precisão do resultado. A Figura 28 ilustra as etapas do ensaio.

Após pesar as amêndoas, as mesmas foram colocadas em um copo Becker que continha um volume conhecido de água, então a diferença do volume foi anotada e utilizando a Equação 22 encontrou-se a densidade média da noz, cujo valor é de $922,91 \text{ kg/m}^3$.

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{0,023}{2,5 \times 10^{-5}} \rightarrow \rho = 922,91 \text{ kg/m}^3 \quad (22)$$

Figura 28 - Etapas do Ensaio de Densidade A) Pesagem das amêndoas; B) Volume de água conhecido; C) Obtenção do volume das nozes.



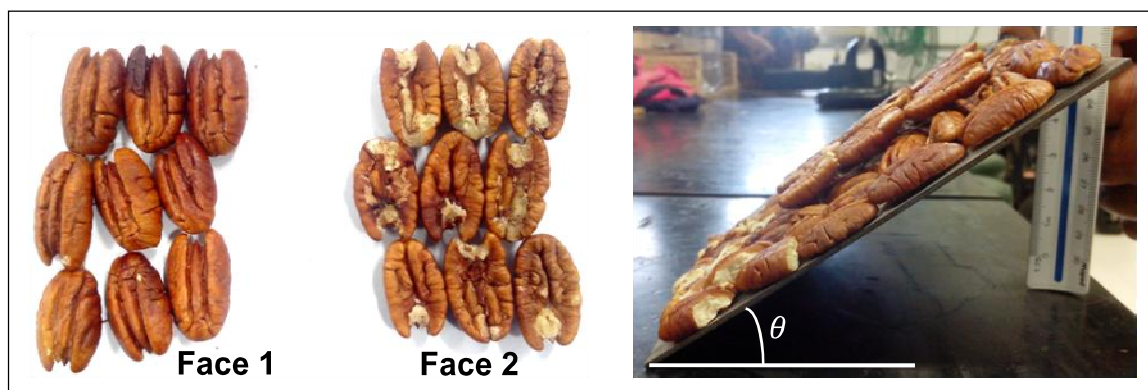
4.1.3 Coeficiente de atrito da noz pecã

O acúmulo de nozes na área de peneiramento é uma situação crítica para o dimensionamento da peneira vibratória, é extremamente importante estimar o peso total acumulado para que os elementos da máquina possam ser definidos em consideração dessa carga atuante. Visando esta situação, é importante conhecer o coeficiente de atrito das nozes para poder estimar a altura máxima em que elas podem se "empilharem", ou seja, o coeficiente de atrito dará a informação do tamanho máximo formado pelo cone de nozes acumuladas, e a partir disto, encontra-se o peso máximo (crítico) atuante na tela de peneiramento e nos elementos da máquina.

Para encontrar o coeficiente de atrito médio, realizou-se um ensaio que consistiu em colar amêndoas sobre uma placa de aço inox e então apoiar uma amostra de amêndoas, então a placa (com as amêndoas coladas mais a amostra) foi elevada lentamente até que as amêndoas se movessem para baixo. Após iniciar seu movimento, a altura elevada foi medida com um escalímetro então, utilizando o princípio da trigonometria, obteve-se o coeficiente de atrito entre as amêndoas. Para a realização deste ensaio, utilizou-se 9 amêndoas, as quais foram unidas por grampos de peso desprezível (para que não interferisse no resultado), uma placa de aço inox com comprimento de 161,50 mm, amêndoas para colar na placa, fita dupla

face e um escalímetro. Devido à variação da área de contato entre as duas faces principais da amêndoa, realizou-se 12 vezes o ensaio em cada face, para maior precisão dos resultados. Vale ressaltar, que o coeficiente de atrito obtido, foi em função da média dos valores encontrados durante o ensaio. Na Figura 29 encontram-se as etapas realizadas.

Figura 29 - Etapas ensaio do coeficiente de atrito.



Utilizando a média das alturas encontradas no ensaio, encontrou-se o ângulo de inclinação médio (θ), descrito na Equação 23, posteriormente, utilizando a Equação 24, obteve-se o coeficiente de atrito médio entre as amêndoas e a placa de aço inoxidável.

$$\tan^{-1} \theta = \frac{h_{\text{médio}}}{L} = \frac{83,91 \text{ mm}}{161,50 \text{ mm}} \rightarrow \theta = 27,45^\circ \quad (23)$$

$$\mu = \tan \theta = \tan 27,45 \rightarrow \mu = 0,52 \quad (24)$$

4.2 Parâmetros Iniciais de Projeto

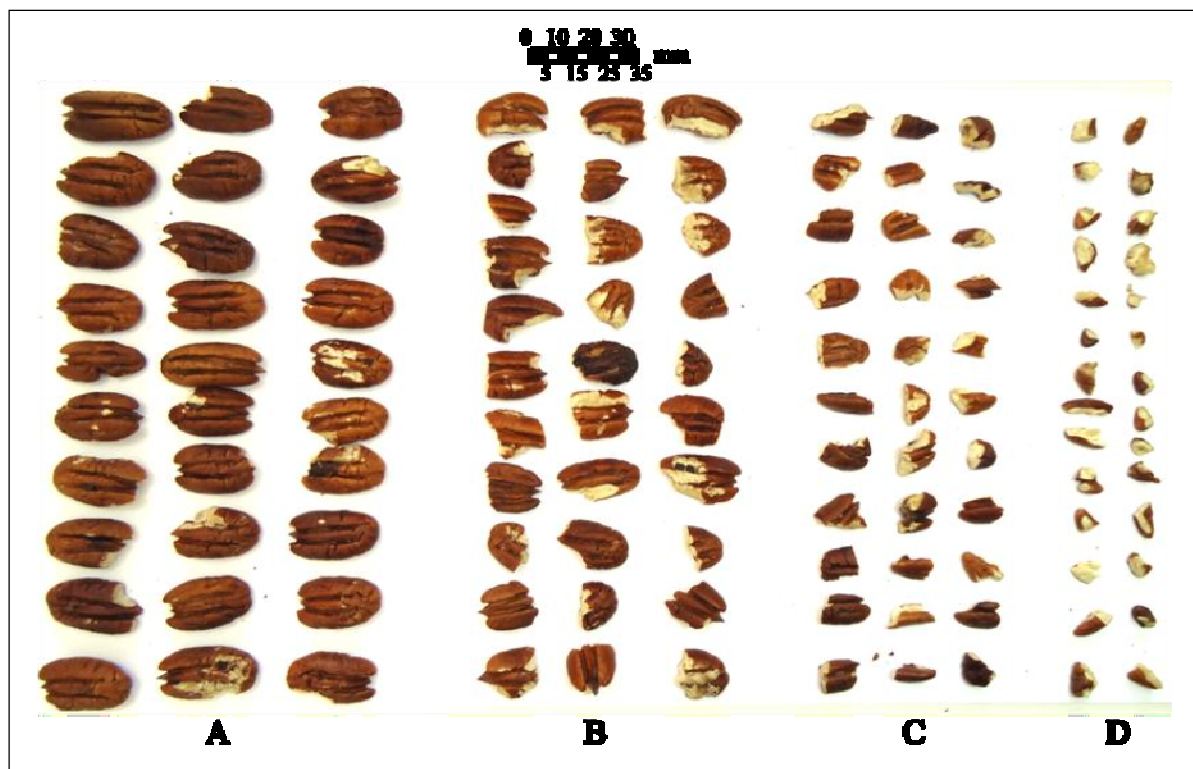
Inicialmente, foi escolhido o tipo de peneira vibratória a ser dimensionada, onde optou-se por utilizar peneira do tipo inclinada. Posteriormente, definiu-se os tamanhos de abertura da malha conforme as dimensões das nozes apresentadas na seção 4.1.1 e as telas existentes no mercado, então utilizando a Equação 2 e 3, (apresentada na seção 2.5), encontrou-se os ângulos de inclinação e frequência necessária para os decks da peneira, apresentados na Tabela 6. Foram definidos

três tamanhos de abertura de malha, ou seja, a peneira será composta por três decks e conseqüentemente haverá quatro níveis de classificação, desta forma, no primeiro nível serão retidas amêndoas inteiras, no segundo amêndoas pela metade, no terceiro nível as amêndoas se encontraram quebradas em aproximadamente 1/4 do seu real tamanho e por último serão as amêndoas despedaçadas, através da Figura 30 é possível identificar os possíveis tamanhos de classificação. Definiu-se também, que as aberturas da malha seriam de formato quadrado, visando a maior chance de passarem pelos níveis de classificação.

Tabela 6 - Dimensões iniciais para o projeto da peneira vibratória.

Abertura da Tela (mm)	Ângulo Inclinação (graus)	Frequência da Peneira (rpm)
11,11	9,20	1139,00
7,93	7,58	1204,20
5,55	5,86	1277,28

Figura 30 - Tamanhos de amêndoas para classificação.



Da Figura 30, têm-se que as amêndoas representadas em "A" serão retidas no primeiro deck, "B" serão retidas no segundo deck, "C" no terceiro deck e "D" são os pedaços passantes pelo terceiro deck.

Visando a facilidade e redução de custos, optou-se por padronizar a inclinação dos decks da peneira, utilizando o ângulo de $9,20^\circ$.

Posteriormente, definiu-se o tamanho da máquina, sabe-se que a produção de noz pecã no Rio Grande do Sul de 2000 a 2011, segundo dados do IBGE, foram em média de 1383,92 toneladas/ano, considerando as três principais beneficiadoras de noz pecã do Rio Grande do Sul (Divinult, Pecanita, Pitol), têm-se em média o beneficiamento de 38 toneladas/mês por agroindústria, ou seja, uma empresa com 8 horas de trabalho, estima-se que a capacidade de classificação deva ser em média de 4,80 toneladas/hora. Desta forma, é possível definir o tamanho da peneira vibratória de maneira a atender essa produção. Portanto, considerando que podem surgir novas empresas no ramo, estimou-se uma produção de 3,59 toneladas/hora, e calculou-se a área necessária para atender tal demanda. Utilizando a Equação 6, apresentada anteriormente na seção 2.5, encontrou-se a área de peneiramento.

$$S = \frac{V}{V_1 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4}$$

onde, V é a alimentação do primeiro deck em m^3/h , V_1 é a capacidade unitária de produção em m^3/h e k_a , k_b , k_c , k_d , são coeficientes modificadores.

Para encontrar a alimentação em m^3/h , é necessário dividir a produção em toneladas/hora pela densidade da noz pecã, conforme mostra a Equação 25.

$$V = \frac{3,59 \text{ t/h}}{922,21 \times 10^{-3} \text{ t/m}^3} \rightarrow V = 3,89 \text{ m}^3/\text{h} \quad (25)$$

A capacidade unitária é obtida através da Tabela 7, em função da abertura da malha em mm.

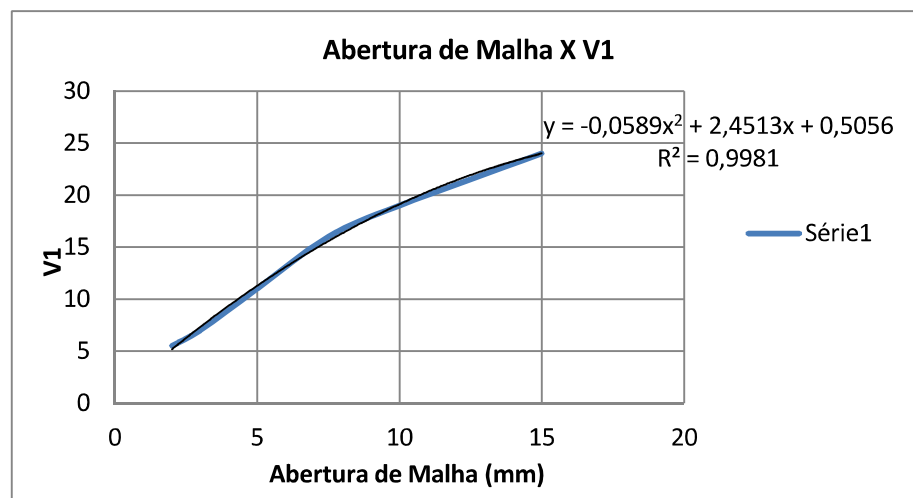
Tabela 7 - Capacidade Unitária de Produção.

Abertura da malha (mm)	2	3	5	7,5	10	15	20	25	30	40	50
V_1 (m/h)	5,5	7	11	16	19	24	28	31	34	38	42

Fonte: Adaptado de CHAVES; PERES (2009).

A abertura de malha do primeiro deck é de 11,11 mm, nota-se que na Tabela 7 não é encontrado este valor, portanto é necessária a interpolação dos valores. Dispondo os valores da Tabela 7 em gráfico (Figura 31), é possível encontrar a capacidade unitária para a abertura de malha de 11,11 mm, conforme é apresentado abaixo:

Figura 31 - Gráfico para interpolação da capacidade unitária.



Do gráfico apresentado na Figura 31 tem-se que:

$$y = -0,0589x^2 + 2,4513x + 0,505 \quad (26)$$

Substituindo x pela abertura de malha de 11,11 mm, encontra-se a capacidade unitária:

$$y = -0,0589 \cdot 11,11^2 + 2,4513 \cdot 11,11 + 0,505 \rightarrow y = V_1 = 20,47 \text{ m/h} \quad (27)$$

O coeficiente k_1 é relativo a proporção de passante na alimentação, considerando que passara 40% das amêndoas no primeiro deck, utilizando a Tabela 8, $k_1 = 0,80$.

Tabela 8 - Coeficiente relativo à proporção de passante na alimentação

% de passante	30	40	50	60	70	80	90
K_1	0,75	0,80	0,90	1,00	1,15	1,30	1,50

Fonte: CHAVES; PERES (2009).

O coeficiente k_2 é proporcional à umidade da alimentação, segundo CHAVES; PERES (2009) $k_2 = 1$ para material seco e de 0,45 a 0,5 para material úmido. Considerando que a umidade da alimentação não é totalmente seca, utiliza-se $k_2 = 0,45$.

O coeficiente k_3 varia de 1,0 a 1,6, onde 1,0 representa um peneiramento totalmente via seca, e 1,6 totalmente via úmida. Devido à umidade natural das amêndoas, considerou-se $k_3 = 1,1$ (via seca/úmida). Já o coeficiente k_4 é relativo a forma dos grãos, onde têm-se 1 para grãos redondos e 0,8 para grãos cúbicos ou lamelares, desta forma, $k_4 = 0,8$ (grãos lamelares).

Substituindo a alimentação, capacidade unitária e os coeficientes modificadores, é obtida a área de peneiramento, apresentada abaixo:

$$S = \frac{3,89}{20,47 \cdot 0,8 \cdot 0,45 \cdot 1,1 \cdot 0,8} \rightarrow S = 0,60 \text{ m}^2$$

Com a área de peneiramento encontrada, pôde-se definir a largura e comprimento da peneira, onde adotou-se uma peneira retangular, com largura de 0,60 m e comprimento de 1m.

Posteriormente, calculou-se a probabilidade de passagem das amêndoas sobre as telas selecionadas. Utilizando a Equação 8, apresentada na seção 2.5, utilizando os parâmetros apresentados na Tabela 9, encontrou-se a probabilidade de passagem de uma partícula isolada, p_1 , nas 3 telas de peneiramento. O diâmetro da

partícula foi estimado levando em conta os valores encontrados no ensaio descrito na seção 4.1.1. O número de tentativas (n) foi estimado levando em consideração que em 1 m de comprimento, a amêndoa se movimentaria de maneira a pular de 4 em 4 aberturas, ou seja:

$$n \rightarrow \frac{1000 \text{ mm}}{11,11 \text{ mm}} = \frac{90 \text{ aberturas}}{4} \rightarrow n = 23 \text{ tentativas (1}^{\circ}\text{Deck)}$$

Para os demais decks, seguiu-se o mesmo raciocínio.

Tabela 9 - Probabilidade de Passagem nas telas de peneiramento.

Decks	1° Deck	2° Deck	3° Deck
Abertura de malha (mm):	11,11	7,93	5,55
Ângulo de inclinação da peneira (graus)	9,21	9,21	9,21
Diâmetro do fio da tela (mm)	3,9	3	2
Diâmetro da partícula (mm)	11	7	5,5
Função de ajuste:	-0,01	0,028	-0,0015
n:	23	32	45
Probabilidade p ₁	1,13%	10,67%	1,04%
Probabilidade p _n	22,62%	97,29%	37,32%

Nota-se que a maior probabilidade de passagem de amêndoas é no segundo deck, isso mostra que as dimensões deste são favoráveis na eficiência de peneiramento. É válido ressaltar que as probabilidades apresentadas na Tabela 9 são estimativas, que podem variar conforme a variação do tamanho das partículas que chegarão às telas de peneiramento.

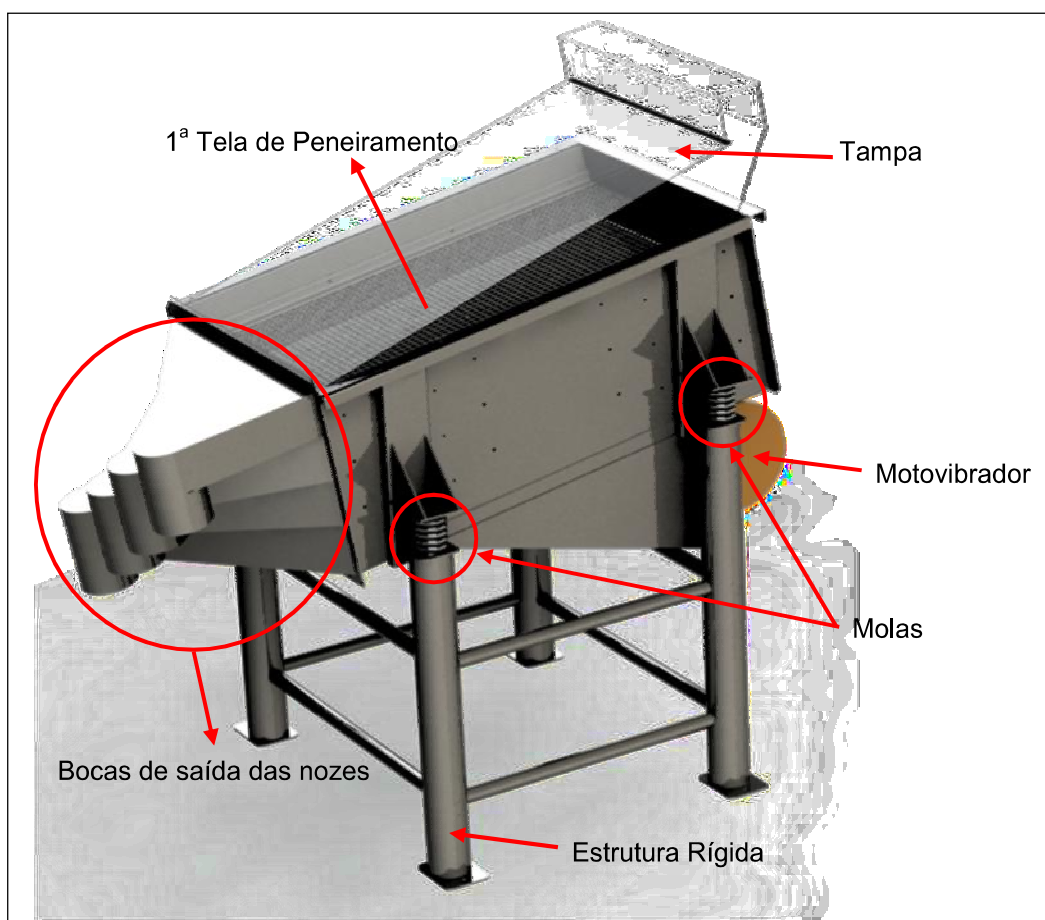
4.3 Concepção da Máquina

Durante o projeto, diversas decisões foram tomadas para obter-se a concepção final da máquina. Definiu-se o tipo de acionamento, inclinação da peneira, dimensões da máquina e o formato da abertura de malha da tela de peneiramento. Logo, as características iniciais definidas são:

- a) Peneira vibratória com inclinação padrão de $9,20^\circ$;
- b) Acionamento por motovibrador;
- c) Comprimento de 1,0 m por 0,60 m de largura;
- d) Abertura de malha quadrada.

Com essas decisões, obteve-se a concepção da máquina, apresentada na Figura 32, abaixo.

Figura 32 - Concepção da peneira vibratória.

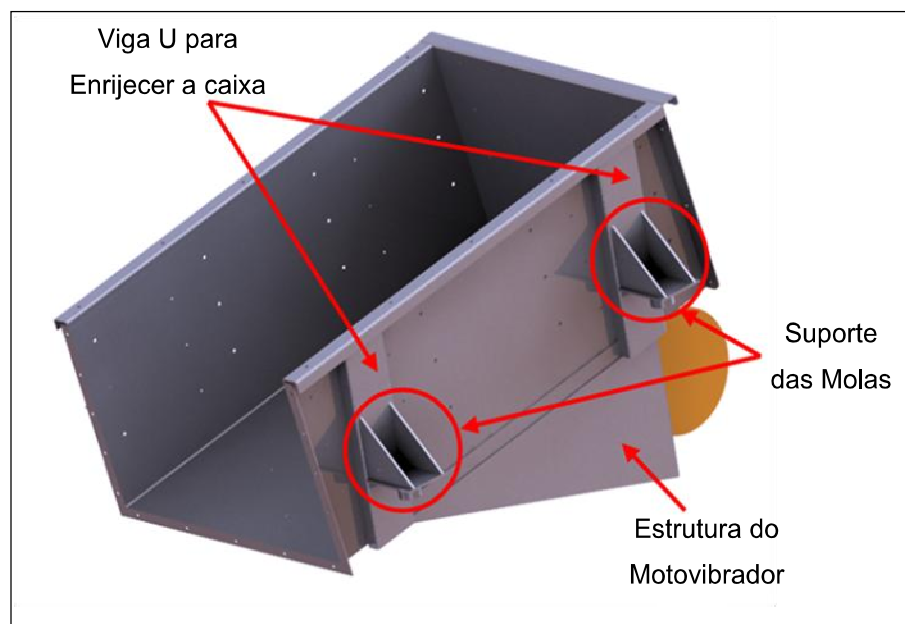


Após a definição de parâmetros, e concepção da máquina, deu-se início o dimensionamento da máquina, onde foram analisados os esforços atuantes, geometria, seleção da tela de peneiramento e do motovibrador.

4.4 Dimensões da caixa vibrante

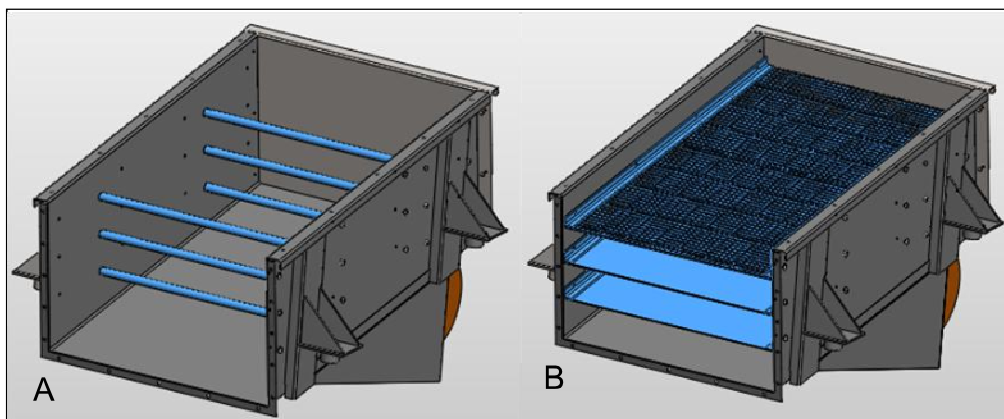
A caixa vibrante (Figura 33) como o nome já sugere, é a estrutura onde serão fixados os elementos que estarão vibrando, ou seja, a tela de peneiramento, tubos de sustentação da tela, suporte das molas e estrutura do motovibrador. Este elemento deve ser reforçado com perfis de maneira a ter rigidez para suportar a vibração do conjunto.

Figura 33 - Caixa Vibrante.



Por tratar-se de uma máquina que será utilizada na indústria alimentícia, o material utilizado para a fabricação da caixa vibrante é aço inoxidável AISI 304, bem como o perfil U e o suporte da mola, visando à facilidade construtiva do equipamento e facilitando a soldagem dos elementos na caixa vibrante. Desta forma, os tubos de sustentação (Figura 34 A) e as telas de peneiramento (Figura 34 B) serão unidos por parafusos, enquanto o perfil U e os suportes das molas serão soldados à caixa vibrante.

Figura 34 - Caixa vibrante A) com Tubos de Sustentação; B) com Telas representativas de peneiramento.



A estrutura abaixo da caixa vibrante, denominada estrutura do motovibrador, é composta por cantoneiras e chapas, e será fixada através de duas cantoneiras soldadas nas laterais da caixa vibrante, maiores detalhes desta estrutura serão vistos no dimensionamento da estrutura do motovibrador.

A fabricação da caixa vibrante se dá por chapas dobradas, com espessura de 1/8", com dobras estratégicas para aumentar sua rigidez e molduras na suas extremidades, para a fixação das bocas de saída de material e tampa traseira. Sua largura é de 0,60 m por 1 m de comprimento, o espaçamento entre as telas de peneiramento são de aproximadamente 0,1 m, tendo pequena variação devido ao tamanho do diâmetro dos fios das telas de peneiramento. No APÊNDICE 1, é apresentada suas dimensões, bem como as especificações da montagem.

4.5 Seleção da Tela de Peneiramento

Por tratar-se de uma máquina para a indústria alimentícia, optou-se por utilizar como material o aço inoxidável (AISI 304), proposto pela NSD International/American National Standards Institute NSF/ANSI - 52. Para a abertura da malha, como já descrito anteriormente, foi escolhida abertura quadrada, por apresentar-se mais adequada ao projeto. O acabamento lateral da tela deve ser de cantoneiras soldadas de 1" x 1" x 1/8", e o acabamento transversal de chapas soldadas de espessura de 1/8". A partir desses requisitos, foram selecionadas as

telas de peneiramento do fabricante Teciam, com dimensões apresentadas na Tabela 10, a seguir. O catálogo completo encontra-se na Figura 59 no Anexo 1.

Tabela 10 - Dimensões das Telas de Peneiramento

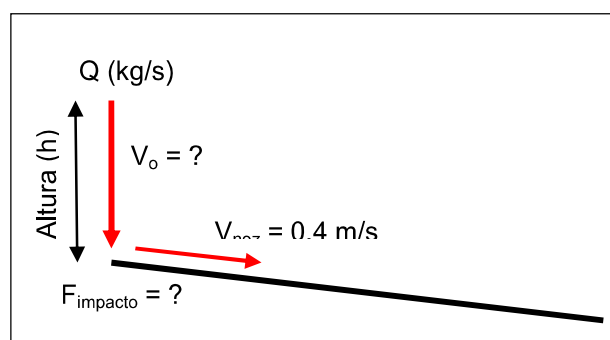
Decks	Abertura da malha (mm)	Diâmetro do fio (mm)
Primeiro Deck	11,11	3,90
Segundo Deck	7,93	3,00
Terceiro Deck	5,55	2,00

Fonte: Adaptado de TECIAM (2015).

4.6 Verificação das cantoneiras da tela de peneiramento

Inicialmente, foi escolhida duas cantoneiras de abas iguais soldadas na tela de peneiramento com dimensões de 1" x 1" x 1/8 ", as quais suportarão dois possíveis casos de esforços, no primeiro, devido ao peso das nozes caindo sobre a tela, no segundo caso, o esforço devido ao acúmulo de amêndoas na tela de peneiramento. A Figura 35 ilustra um esquema simplificado da força atuante sobre a tela no primeiro caso.

Figura 35 - Esquema de Força atuante na tela de peneiramento



Sabe-se que a alimentação da peneira é de 3,59 t/h, logo, $Q = 3,59\text{t/h} = 0,997\text{ kg/s}$, considerando que a altura da alimentação será de 1 m, é possível encontrar a velocidade com que a amêndoa impactará com a tela (v_o) e a força de

impacto utilizando as Equações (16) e (17) apresentadas na 2.6.2 ,respectivamente, logo:

$$V = V_o^2 + 2.g.S = 0 + 2.9.h \rightarrow V = \sqrt{2.g.h} = \sqrt{2.9,81.1} \rightarrow V_o = 4,43 \text{ m/s} \quad (28)$$

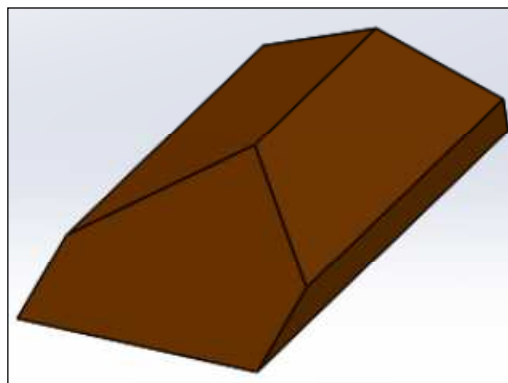
$$F_{\text{impacto}} = \frac{m}{t} \cdot (V_o) = \frac{0,997}{1} * (4,43) \rightarrow F_{\text{impacto}} = 4,42 \text{ N} \downarrow \quad (29)$$

onde supõe-se que a amêndoa não ressalta verticalmente, ou seja, a componente vertical da velocidade da amêndoa após o impacto é zero.

Nota-se que a força de impacto é de baixa magnitude, não afetando criticamente no dimensionamento das cantoneiras. Portanto, a segunda situação deve ser analisada.

Para a segunda ocasião, é considerado que por alguma eventualidade haverá o acúmulo de nozes (amêndoas sem cascas), este acúmulo formará um cone, cuja altura se dará em função da altura disponível entre o deck e a alimentação, e o coeficiente de atrito entre as amêndoas. Para estimar o valor deste esforço, utilizando o software SolidWorks, foi desenhado um sólido representando o volume de noz acumulada no primeiro deck, e com os recursos do SolidWorks, obteve-se o volume deste sólido, que ao ser multiplicado pela densidade da noz pecã, foi possível obter o peso acumulado de material. A Figura 36 apresenta o cone feito pelo SolidWorks, representando as nozes acumulada, e a Equação 30 apresenta o peso das mesmas.

Figura 36 - Cone representativo de noz acumulada no primeiro deck.



$$Peso_{noz\ acumulada} = Volume_{acumulado} \times Densidade_{noz} = 0,0593.922,91$$

$$P_{na} = 54,76\ kg \quad (30)$$

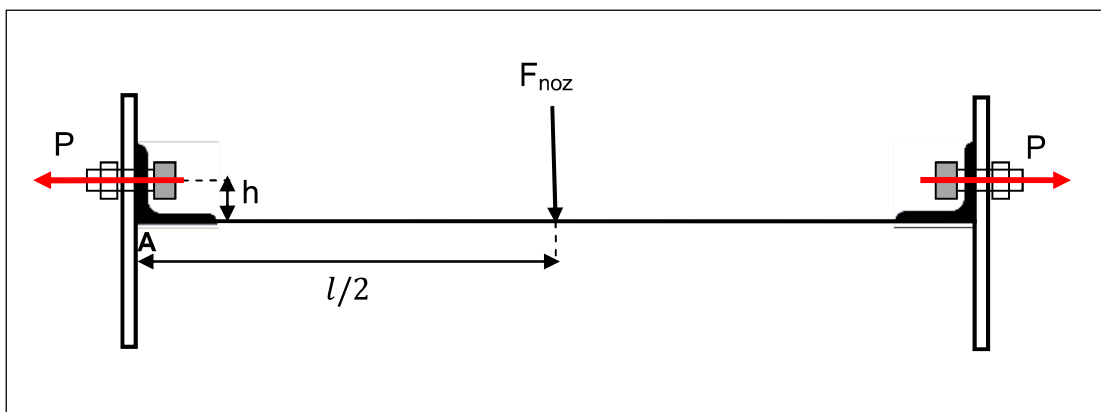
Multiplicando a Equação 30 pela gravidade, tem-se a força atuante devido ao cone acumulado de nozes, apresentada na Equação 31.

$$F_{noz} = P_{na} \cdot g = 60,42 \times 9,81 \rightarrow F_{noz} = 592,72\ N \quad (31)$$

Nota-se que a força atuante devido ao acúmulo de nozes é muito maior que a força de impacto, desta forma a verificação das cantoneiras será realizada considerando a força crítica do acúmulo de nozes na tela de peneiramento.

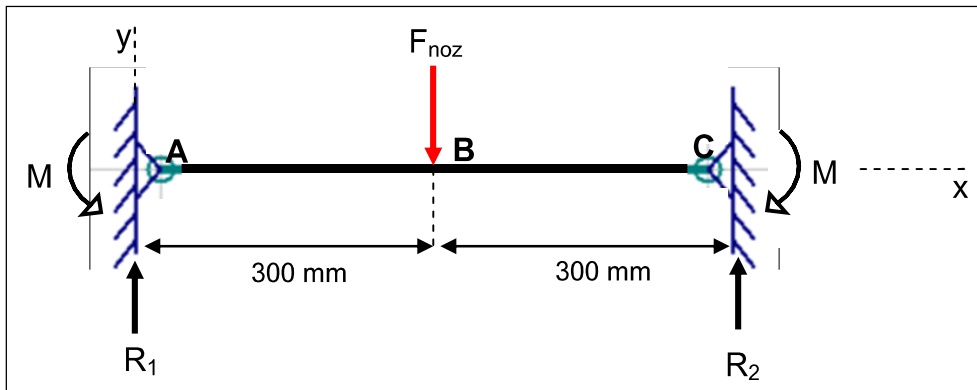
O esforço devido ao acúmulo de nozes foi considerado atuante no centro da tela de peneiramento (pior caso), e as extremidades das cantoneiras foram consideradas engastadas. A Figura 37, apresenta um diagrama de forças atuantes no sistema (tela de peneiramento + cantoneira), bem como os esforços no parafuso.

Figura 37 - Diagrama de forças no parafuso da cantoneira.



O diagrama de corpo livre é apresentado na Figura 38.

Figura 38 - Diagrama de corpo livre da tela de peneiramento.



Despreza-se o efeito dinâmico, pelo equilíbrio estático, o somatório de todas as forças e momentos atuantes no sistema tem que ser igual à zero, ou seja:

$$\sum F = 0 \quad (32)$$

$$\sum M = 0 \quad (33)$$

Aplicando a Equação 32 nos eixos "x" e "y" e a Equação 33 no ponto "A" ou "C", é possível encontrar as reações de apoio (R_1 , R_2) e o momento fletor M_1 , M_2 , ou $M(x)$, ou seja:

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad (34)$$

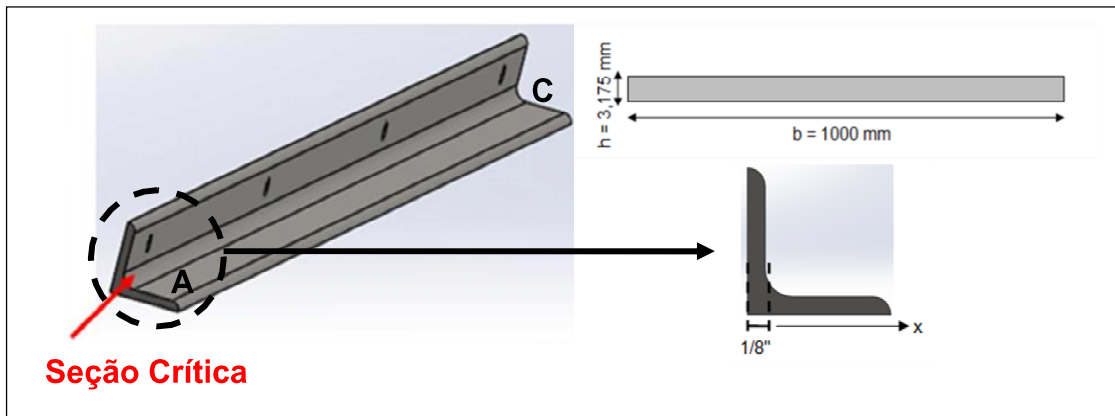
$$M_1 = M_2 = \frac{F \cdot l}{8} \quad (35)$$

$$M_{AB} = \frac{F}{8} \cdot (4x - l) \quad (36)$$

onde l é o comprimento total da tela de peneiramento, e F a força da noz acumulada, M_{AB} é o momento fletor quando "x" varia entre os pontos "A" e "B", x é o deslocamento onde deseja-se encontrar o momento fletor. Claramente o máximo

momento fletor está nas extremidades A ou C. A Figura 39 ilustra a geometria da cantoneira.

Figura 39 - Seção Crítica na Cantoneira da Tela de Peneiramento.



A tensão devido a esforços de flexão é dada pela Equação 37:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (37)$$

Onde, M é o momento quando $x = 1/8" = 3,175 \text{ mm}$, c é o ponto mais alto do centroide ($c = \frac{3,175}{2} = 1,5875 \text{ mm}$), e I é o momento de inércia da seção transversal, ou seja:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{1000 \cdot 3,175^3}{12} \rightarrow I = 2667,165 \text{ mm}^4 \quad (38)$$

Resolvendo a Equação 36, para o momento fletor em $x = 3,175 \text{ mm}$, e $F = 592,72 \text{ N}$, têm-se:

$$M_{x=3,175 \text{ mm}} = \frac{F}{8} \cdot (4x - l) = \frac{592,72}{8} \cdot (4 \cdot 3,175 - 600) \rightarrow M_x = 43513,06 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Substituindo os valores na Equação 37, tem-se o a tensão de flexão crítica na cantoneira, que é:

$$\sigma = \frac{M.c}{I} = \frac{43513,06Nmm \times 1,5875mm}{2667,165mm^4} \rightarrow \sigma = 25,90 MPa$$

Como já dito anteriormente, a cantoneira, bem como a tela de peneiramento, serão utilizadas em aço inoxidável AISI 304, com características mecânicas $S_y = 300$ MPa (Limite de escoamento), e $S_{ut} = 700$ MPa (Limite de Ruptura). O detalhamento do material escolhido pode ser observado na Figura 60 no Anexo 1.

Sabe-se que o coeficiente de segurança é dado pela seguinte equação:

$$CS = \frac{S_y}{\sigma} \quad (39)$$

Substituindo na Equação 39 o limite de escoamento do aço AISI 304, e a tensão máxima atuante na seção crítica da cantoneira, encontra-se um coeficiente de segurança de 11,58. Apesar de esse valor ser alto, serão mantidas as dimensões da cantoneira, por questões construtivas e devido à fixação que será feita por parafusos.

4.7 Dimensionamento dos Parafusos da Cantoneira

As cantoneiras estão soldadas na tela de peneiramento e devem ser fixadas na caixa vibrante. Para realizar essa fixação, optou-se por utilizar uniões parafusadas, devido a facilidade de montagem e manutenção destes elementos que compõe a máquina. Inicialmente, determinou-se uma dimensão para os parafusos, posteriormente, os mesmos foram verificados se suportariam a tensão atuante. Portanto, adotou-se inicialmente 4 parafusos M8 x 1,25, cujas características são apresentadas na Tabela 11, e as informações detalhadas do parafuso é encontrada na Figura 74, no Anexo 1:

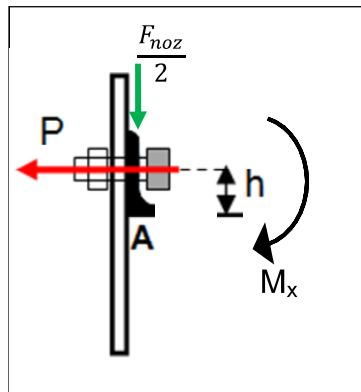
Tabela 11 - Características do Parafuso M8 x 1,25.

Diâmetro maior nominal d (mm)	Passo P (mm)	Área de tensão de tração A_t (mm ²)
8	1,25	36,6

Fonte: Adaptado de BUDYNAS; NISBETT (2011).

Da Figura 40, fazendo o somatório de momentos no ponto "A" (considerando sentido anti-horário como positivo), é obtida a força P, atuante no parafuso, apresentada na Equação 40:

Figura 40 - Diagrama de esforços no parafuso.



$$\sum M = 0 \rightarrow -M_x + P \cdot h = 0 \rightarrow P = \frac{M_x}{h} \quad (40)$$

Resolvendo a Equação 40, onde h é a distância entre a tela de peneiramento e o centro do parafuso, ou seja, $h = 15,08 \text{ mm}$, $M_x = 43513,06 \text{ N} \cdot \text{mm}$, obtém-se a força: $P = 2,89 \text{ kN}$.

$$P = \frac{43513,06}{15,08} \rightarrow P = 2,89 \text{ kN}$$

Após encontrar a força atuante no parafuso, é necessário determinar algumas de suas dimensões, como por exemplo, o seu comprimento total, o

comprimento da rosca, da parte lisa e o comprimento roscado na junta, para posteriormente encontrar a rigidez do parafuso.

O comprimento total da rosca, para diâmetros menores que 48 mm e comprimento menor ou igual a 125 mm, são obtidos utilizando a Equação 41:

$$L_T = 2d + 6 \quad (41)$$

Onde d é o diâmetro do parafuso, ou seja, 8 mm, desta forma, têm-se que:

$$L_T = 2 \times 8 + 6 \rightarrow L_T = 22 \text{ mm}$$

O comprimento do parafuso é o somatório do comprimento de junta, altura da porca, e a sobra de dois filetes (recomendada por BUDYNAS; NISBETT (2011)). O comprimento da junta (l) é encontrado somando as espessuras da caixa vibrante (3,175 mm) da cantoneira (3,175 mm), e de duas arruelas de pressão ($h = 3,8$ mm). A espessura da arruela foi obtida utilizando o catálogo do fabricante STARBLUE (2015), apresentado na Figura 61, no Anexo 1.

$$l = 3,175 + 3,175 + 3,8 \rightarrow l = 10,15 \text{ mm} \quad (42)$$

O comprimento do parafuso (L) é dado pela Equação 43, onde a altura da porca (h_{porca}) é de 6,8 mm e a sobra de dois filetes é 2,5 mm ($\text{sobra} = 2 \text{ filetes} \times 1,25 \text{ mm} = 2,5 \text{ mm}$). A altura da porca foi obtida através de tabela, apresentada na Figura 62 no Anexo 1.

$$L = 10,16 + 6,8 + 2,5 \rightarrow L = 19,45 \text{ mm} \quad (43)$$

A partir do valor encontrado na Equação 43, é possível escolher um comprimento comercial que seja igual ou o superior mais próximo de 19,45 mm, porém, o comprimento total da rosca, calculado pela Equação 41 é de 22 mm, portanto o comprimento total do parafuso será utilizado de 25 mm, por ser o valor superior mais próximo encontrado no mercado, que supra a necessidade do projeto.

O comprimento da parte lisa (l_d), ou seja, parte do parafuso sem rosca é calculado utilizando a Equação 44. É importante estimar o comprimento da parte lisa pois a mesma reflete na rigidez do parafuso, quanto maior a parte lisa, menor será a rigidez do parafuso.

$$l_d = l - L_T = 25 - 22 \rightarrow l_d = 3 \text{ mm} \quad (44)$$

E o comprimento roscado na junta (l_t) é calculado segundo a Equação 45:

$$l_t = l - l_d = 25 - 3 \rightarrow l_t = 22 \text{ mm} \quad (45)$$

Fazendo um resumo das dimensões calculadas nas Equações 41, 42, 43, 44 e 45, temos:

Tabela 12 - Dimensões calculadas dos Parafusos da Cantoneira.

Comprimento da Junta (mm)	10,15
Comprimento total da rosca (mm)	22
Comprimento do Parafuso (mm)	19,45
Comprimento Comercial do Parafuso (mm)	25
Comprimento da Parte Lisa (mm)	3
Comprimento roscado na junta (mm)	22

Com essas dimensões calculadas, é possível encontrar a rigidez do parafuso (k_b), utilizando a Equação 46, onde A_d é a área menor do parafuso (Equação 47) e E é o módulo de elasticidade do material do parafuso.

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot L_T + A_t \cdot l_d} \quad (46)$$

$$A_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} \rightarrow A_d = 50,265 \text{ mm}^2 \quad (47)$$

Substituindo $A_d = 50,265 \text{ mm}^2$, $A_t = 36,60 \text{ mm}^2$, $E = 190 \text{ GPa}$ (Aço Inoxidável), $L_T = 22 \text{ mm}$ e desconsiderando a parte lisa (l_d), por tratar-se de um valor muito baixo e não encontrar-se disponível no mercado, substituindo na Equação 46, encontra-se a Rigidez do parafuso:

$$k_b = \frac{50,265 \times 36,60 \times 190 \times 10^3}{50,265 \times 22 + 36,60 \times 0} \rightarrow k_b = 0,316 \text{ MN/mm}$$

A rigidez da junta, quando se tem união de materiais iguais, é dada pela Equação 48:

$$k_m = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \ln\left(5 \cdot \frac{0,5774 \cdot l + 0,5 \cdot d}{0,5774 \cdot l + 2,5 \cdot d}\right)} \quad (48)$$

Onde E, é o módulo de elasticidade da chapa (E=190 GPa). Substituindo os valores na Equação 48, temos:

$$k_m = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 190 \times 10^3 \cdot 8}{2 \cdot \ln\left(5 \cdot \frac{0,5774 \times 10,15 + 0,5 \times 8}{0,5774 \times 10,15 + 2,5 \times 8}\right)} \rightarrow k_m = 2,136 \text{ MN/mm}$$

Assim, a constante de rigidez da união é:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (49)$$

Substituindo a rigidez do parafuso e da junta na Equação 49, têm-se a constante de rigidez da união:

$$C = \frac{0,316}{0,316 + 2,136} \rightarrow C = 0,13$$

Os parafusos da cantoneira são da classe 4.8, com características apresentadas na Tabela 13 (informações detalhadas na Figura 75 do Anexo 1), e força de aperto (F_i) de:

$$F_i = 0,75(A_t \cdot S_p) = 0,75(36,60 \cdot 310) \rightarrow F_i = 8509,50 \text{ N} \quad (50)$$

Tabela 13 - Propriedades mecânicas para parafuso classe 4.8.

Resistência Mínima de Prova (S_p)	310 MPa
Resistência Mínima de Tração (S_{ut})	420 MPa

Fonte: Adaptado de BUDYNAS; NISBETT (2011).

Para garantir a integridade do parafuso, quando se têm solicitação estática, é necessário que o coeficiente de segurança (n), dado pela Equação 51, seja, no mínimo, maior que 1.

$$n = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot P} \quad (51)$$

Substituindo os valores da Equação 51, temos:

$$n = \frac{310 \times 36,60 - 8509,50}{0,13 \times 11,79 \times 10^3} \rightarrow n = 1,85$$

Multiplicando n pelo número de parafusos (4 parafusos), temos um coeficiente de segurança de integridade do parafuso de $n = 7,40$

Utilizando agora o critério para garantia da não separação da união, utiliza-se a Equação 52 para encontrar o coeficiente de segurança (n_o).

$$n_o = \frac{F_i}{P(1-C)} \quad (52)$$

Substituindo os valores da Equação 52, temos:

$$n_o = \frac{8509,50}{11,79 \times 10^3 (1 - 0,13)} \rightarrow n = 0,83$$

Multiplicando n_o pelo número de parafusos, temos o coeficiente de segurança de não separação da união de $n_o = 3,32$.

Para a situação de carga estática, nota-se pelos valores encontrados de coeficiente de segurança, que o dimensionamento do parafuso está correto. Para carga cíclica, neste caso, não será necessário fazer a análise, devido à baixa magnitude da força dinâmica ($F=4,42\text{N}$) comparada à carga estática.

Os parafusos serão presos por porcas auto travante, devido à vibração que os elementos estarão sofrendo.

O dimensionamento dos parafusos foi feito para o primeiro deck, visto que este é o que recebe mais esforços e, portanto, o mais crítico, então optou-se por utilizar as mesmas dimensões tanto das cantoneiras como dos parafusos para os demais decks, visando a padronização e redução de custos de fabricação e montagem.

4.8 Dimensionamento dos Tubos de Sustentação

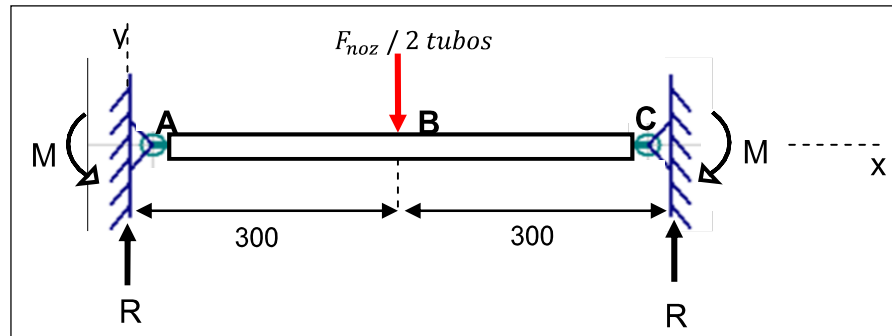
Os tubos de sustentação têm como objetivo evitar a deflexão da tela de peneiramento em alguma situação crítica. Inicialmente, adotou-se a utilização de dois tubos por deck, com 20 mm de diâmetro externo e espessura de parede de 2 mm, fabricado em aço inoxidável AISI 304.

Como nas cantoneiras de apoio da tela de peneiramento, os tubos de sustentação estão sobre dois possíveis esforços, decorrente da carga de impacto das nozes caindo sobre a tela cuja magnitude é de 4,42 N (cálculo apresentado na seção 4.6), ou ainda o acúmulo de nozes nos decks, resultando em uma carga estática de magnitude 592,72 N (cálculo apresentado na seção 4.6). Portanto, o dimensionamento será realizado considerando a carga estática por apresentar-se mais crítica.

Os cálculos de verificação e dimensionamento dos tubos de sustentação seguiram os mesmos passos do dimensionamento das cantoneiras de apoio, portanto, nesta seção serão apresentadas resumidamente as etapas realizadas, visto que o detalhamento das equações pode ser encontrado na seção 4.6.

A Figura 41 traz uma ilustração dos esforços atuantes nos tubos de sustentação.

Figura 41- Diagrama de esforços dos tubos de sustentação.



Utilizando a Equação 36, mostrada anteriormente, é possível encontrar o momento fletor máximo (quando $x = 300$ mm), posteriormente, utilizando a Equação 53, encontra-se o momento de inércia da viga de sustentação, onde d_e é o diâmetro externo (20 mm) e d_i o diâmetro interno (16 mm), e então, aplicando a Equação 37 tem-se a tensão máxima atuante nos tubos de sustentação, onde $c = 10$ mm.

$$M_{AB} = \frac{F}{8} \cdot (4x - l) = \frac{592,72/2}{8} \cdot (4 \cdot 300 - 600) \rightarrow M_{AB} = 22,23 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{\pi \cdot (d_e^4 - d_i^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (20^4 - 16^4)}{64} \rightarrow I = 4636,99 \text{ mm}^4 \quad (53)$$

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{22,23 \times 10}{4636,99} \rightarrow \sigma = 47,93 \text{ MPa}$$

Aplicando a Equação 39, para $S_y = 300$ MPa, encontra-se o coeficiente de segurança estático, apresentado a seguir:

$$cs = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{300}{47,93} \rightarrow cs = 6,26$$

Nota-se, que o coeficiente de segurança é de 6,26, apresentando se satisfatório.

4.9 Dimensionamento dos Parafusos dos Tubos de Sustentação.

Os tubos de sustentação serão fixados à caixa vibrante através de parafusos, visando a fácil montagem e manutenção dos elementos da máquina. Os parafusos serão fixados de maneira que a rosca estará soldada no tubo (Figura 42) e ainda, uma arruela de pressão para minimizar os efeitos da vibração. Inicialmente, adotou-se dois parafusos M6 x 1 (maiores informações na Figura 74, Anexo 1), sendo um para cada extremidade do tubo de sustentação. A Figura 43 apresenta um diagrama de esforços atuante nos parafusos.

Figura 42 - Tubo de sustentação.

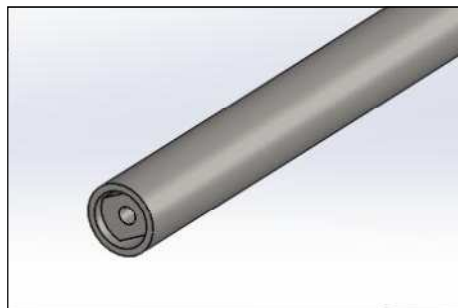
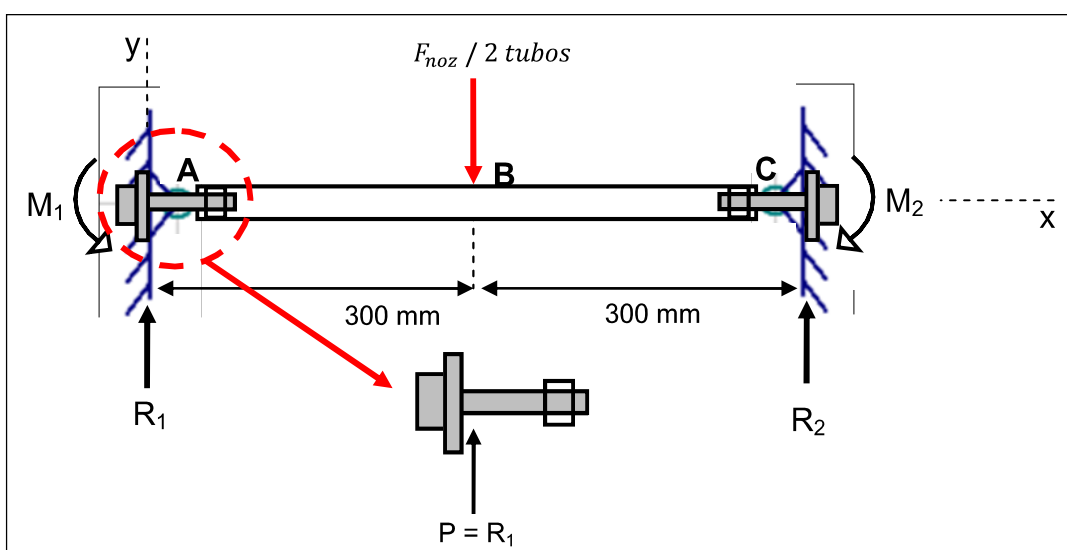


Figura 43 - Diagrama de Esforço nos Parafusos do Tubo de Sustentação.



Nota-se que o parafuso estará sobre esforço cortante, gerando uma tensão de cisalhamento nos parafusos. A força P é obtida através do somatório de forças em y, obtendo:

$$\sum F_y = 0 \rightarrow R_1 = R_2 = P = \frac{F_{noz}}{2} \rightarrow P = \frac{592,72}{2} \rightarrow P = 296,36 \text{ N} \quad (54)$$

A tensão de cisalhamento é:

$$\tau = \frac{F}{A_t} \quad (55)$$

Onde A_t é a área transversal que resiste a tensão de tração (tabelada) conforme o diâmetro do parafuso. Para parafuso M6, $A_t = 20,1 \text{ mm}^2$.

$$\tau = \frac{296,36}{20,10} \rightarrow \tau = 14,74 \text{ MPa}$$

Utilizando parafusos da classe 4.8 (conforme tabela apresentada na Figura 75, Anexo 1), cujas características mecânicas, já apresentadas anteriormente, são de $S_p = 310 \text{ MPa}$ e $S_{ut} = 420 \text{ MPa}$, encontra-se o coeficiente de segurança. Substituindo esses valores na Equação 39, sendo que para tensão de cisalhamento (τ), S_p deve ser dividido por 2, logo têm-se:

$$c_s = \frac{S_p}{\tau} = \frac{310/2}{14,74} \rightarrow c_s = 10,51$$

Como serão utilizados dois tubos de sustentação, o coeficiente de segurança final é de 21,03. Apesar de este valor representar um superdimensionamento dos tubos de sustentação, as dimensões do mesmo serão mantidas, visando a facilidade de fabricação e montagem dos componentes.

O dimensionamento dos parafusos foi feito para o primeiro deck, visto que este é o que recebe mais esforços e, portanto, o mais crítico, então optou-se por utilizar as mesmas dimensões tanto dos tubos de sustentação como dos parafusos

para os demais decks, visando a padronização e redução de custos de fabricação e montagem.

4.10 Escolha do Motovibrador

O acionamento vibratório adotado foi através de motovibrador. Para a escolha do mesmo, é necessário ter o peso estimado da estrutura vibratória bem como a carga que estará sendo classificada nos decks, e então com a amplitude de vibração já escolhida, encontra-se o torque necessário do motovibrador. Portanto, para obter o peso médio, utilizando os recursos do software SolidWorks e tendo em mãos a densidade do aço inoxidável AISI 304, encontrou-se o peso de toda a parte vibratória (caixa vibrante e seus reforços, cantoneiras, telas de peneiramento, tubos de sustentação, estrutura do motovibrador, peso do motovibrador escolhido, bocas de saída, tampa da peneira, suporte das molas, parafusos e o peso das nozes nos decks). A massa total estimada foi de 242,92 kg, neste valor está incluso o peso crítico das nozes, que seria o peso do cone acumulado. Neste valor não está incluso o peso do motovibrador.

Para encontrar a amplitude de vibração, utilizou-se a Equação 56, proposta por TEIXEIRA; GALERY (2013), que analisou correlações entre o tamanho da malha com a rotação e amplitude desejáveis a partir de uma tabela extraída do manual da Faço (1975).

$$A = 1,1243 \cdot A_p^{0,3646} \quad (56)$$

Onde A_p é a abertura da malha, em mm, e A a amplitude de vibração, também em mm. Resolvendo a Equação 56 para as três aberturas de malha existentes, temos:

Tabela 14 - Relação entre abertura de malha e amplitude desejável.

Abertura de Malha (mm)	Amplitude desejável (mm)
11,11	2,70
7,93	2,39
5,55	2,10

Nota-se que a variação da amplitude entre os três decks é pequena, portanto será adotada a amplitude de vibração maior, de 2,70 mm, e para maior precisão no dimensionamento das molas, será arredondado o valor de 2,70 mm para uma amplitude de 3 mm.

Com a amplitude e o peso que estará vibrando definidos, é possível estimar o torque necessário para a escolha do motovibrador. Logo, temos:

$$T = P.A = 242,92\text{kgf} \times 0,3\text{ cm} \rightarrow T = 72,87\text{ kgf.cm} \quad (57)$$

Onde, P é o peso (em quilogramas) que está sobre vibração, e A a amplitude de movimento (em cm). Ao obter o torque estimado, e a rotação mínima necessária, é possível selecionar um motovibrador.

A rotação mínima deve ser de 1277,28 rpm, conforme calculado na seção 4.2. Logo, temos na Tabela 15, as características do motovibrador inicialmente selecionado.

Tabela 15 - Dados do motovibrador inicialmente selecionado.

Torque (kgf.cm)	Peso do motovibrador (kgf)	Força centrífuga (kgf)	Frequência do Motor (rpm)	Potência (CV)
88,50	51	1603	1800	1,27

Fonte: Adaptado de CALFEN (2015).

O torque inicialmente achado na Equação 57 não leva em consideração o peso do motovibrador, portanto para verificar se o motovibrador inicialmente selecionado será suficiente, o novo torque será:

$$T = 72,87 \text{ kg.cm} + 51 \text{ kg} \cdot 0,3 \text{ cm} \rightarrow T = 88,17 \text{ kgf.cm}$$

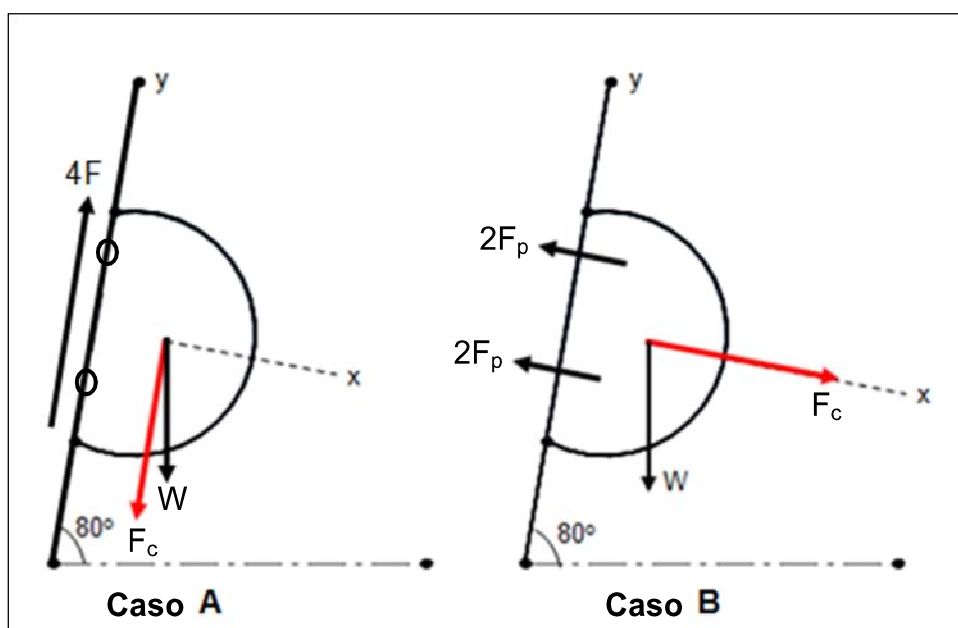
Comparando o novo torque encontrado ($T = 88,17 \text{ kg.cm}$) e o torque do motovibrador mostrando na Tabela 15, é possível validar a escolha inicial do motovibrador. As características detalhadas do motovibrador são encontradas na Figura 63, no Anexo 1.

4.11 Verificação dos Parafusos do Motovibrador

O motovibrador escolhido traz nas suas especificações o diâmetro do parafuso que deve ser utilizado para a fixação do mesmo. Portanto, das informações fornecida pelo fabricante Calfen, o motovibrador deve ser fixado por 4 parafusos M16 X 1,5.

A força atuante no motovibrador é a força centrífuga, e existem duas situações críticas a serem consideradas para a verificação dos parafusos. Uma delas é quando a força centrífuga gera tensão de cisalhamento no parafuso (Figura 44 A), e a outra quando gera tensão normal (Figura 44 B).

Figura 44 - Força centrífuga atuante nos parafusos do motovibrador



Para o caso A da Figura 44, fazendo o somatório de forças em y, é possível encontrar a força F que tende a cisalhar os parafusos que fixam o motovibrador na chapa de sua estrutura.

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 4F - F_c - W \cdot \sin 80 = 0 \rightarrow F = \frac{F_c + W \cdot \sin 80}{4} \quad (48)$$

Onde F_c é a força centrífuga do motovibrador ($F_c = 1603 \times 9,81 = 15725,43 \text{ N}$), W é a força peso do motovibrador ($W = 51 \times 9,81 = 500,31 \text{ N}$). Substituindo os valores na Equação (58) tem-se:

$$F = \frac{F_c + W \cdot \sin 80}{4} = \frac{15725,43 + 500,31 \times \sin 80}{4} \rightarrow F = 4054,53 \text{ N}$$

A tensão de cisalhamento é:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (59)$$

Onde A é a área do parafuso:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} \rightarrow A = 201,06 \text{ mm}^2 \quad (60)$$

Logo, a tensão de cisalhamento será:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{4054,53}{201,06} \rightarrow \tau = 20,17 \text{ MPa}$$

Utilizando parafusos da classe 8.8 (maiores informações na Figura 75, no Anexo 1) com características mecânicas apresentadas na Tabela 16, é possível, posteriormente, determinar o coeficiente de segurança:

Tabela 16 - Propriedades mecânicas para parafuso classe 8.8.

Resistência Mínima de Prova (S_p)	600 MPa
Resistência Mínima de Tração (S_{ut})	830 MPa
Limite de Fadiga (S_e)	129 MPa
Área de tensão de tração (A_t)	157 mm ²

Fonte: Adaptado de BUDYNAS; NISBETT (2011).

Substituindo os valores de S_p e τ na Equação (39), obtém-se o coeficiente de segurança para os parafusos do motovibrador:

$$cs = \frac{600}{20,17} \rightarrow cs = 29,75$$

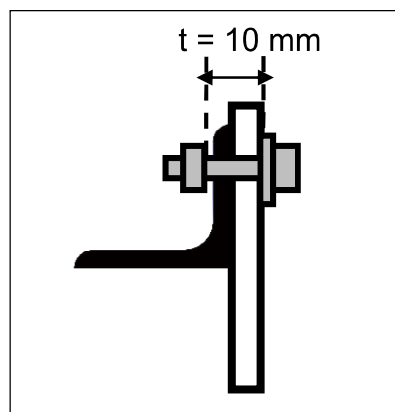
Nota-se que o coeficiente de segurança é alto, porém serão mantidas as dimensões do parafuso, pois os mesmos são especificados pelo fabricante do motovibrador.

Calculando a tensão de esmagamento no parafuso temos:

$$\sigma_{esmag} = \frac{F}{d.t} = \frac{4054,53}{16 \times 10} \rightarrow \sigma_{esmag} = 25,34 \text{ MPa} \quad (61)$$

onde d é o diâmetro do parafuso e t é a espessura da junta, conforme mostra a Figura 45.

Figura 45 - União parafusada do motovibrador.



Após analisar o coeficiente de segurança para o caso A, descrito na Figura 44, será verificado o caso da força centrífuga atuar nos parafusos de maneira a gerar esforços normais.

Para encontrar a magnitude da força F_p , faz-se o somatório de forças no eixo x:

$$\sum F_x = 0 \rightarrow -4F_p + F_c = 0 \rightarrow F_p = \frac{F_c}{4} \quad (62)$$

Substituindo $F_c = 15725,43 \text{ N}$ na Equação 62, encontra-se a força F_p :

$$F_p = \frac{F_c}{4} = \frac{15725,43}{4} \rightarrow F_p = 3931,36 \text{ N}$$

Após encontrar a força atuante nos parafusos, é necessário determinar algumas de suas dimensões, como por exemplo, o seu comprimento total, o comprimento da rosca, da parte lisa e o comprimento roscado na junta, para posteriormente encontrar a rigidez do parafuso.

As etapas detalhadas foram realizadas para o dimensionamento dos parafusos das cantoneiras da tela de peneiramento, portanto nesta seção serão apresentados resumidamente.

Inicialmente calculou-se o comprimento total da rosca utilizando a Equação 41, obtendo:

$$L_T = 2 \times 16 + 6 \rightarrow L_T = 38 \text{ mm}$$

O comprimento da junta (l) é encontrado somando as espessuras da chapa (5 mm), da cantoneira da estrutura do motovibrador (5 mm), e de duas arruelas de pressão ($h = 3,5 \times 2 = 7 \text{ mm}$). A espessura da arruela foi obtida utilizando o catálogo do fabricante JOFEPAR (2015), apresentado na Figura 64 no Anexo 1.

$$l = 5 + 5 + 7 \rightarrow l = 17,00 \text{ mm}$$

O comprimento do parafuso é o somatório do comprimento da junta, altura da porca ($h=14,80$ mm), e a sobra de dois filetes (recomendada por BUDYNAS; NISBETT (2011)). Utilizando a Equação 43, obteve-se:

$$L = 17,00 + 14,80 + 3 \rightarrow L = 34,80 \text{ mm}$$

A partir do valor encontrado na Equação 43, é possível escolher um comprimento comercial que seja igual ou o superior mais próximo de 34,80 mm, portanto o comprimento total do parafuso será utilizado de 40 mm, por ser o valor superior mais próximo encontrado no mercado, que supra a necessidade do projeto.

O comprimento da parte lisa (l_d) pode ser calculado utilizando a Equação 44, mostrada anteriormente, ou estimado conforme a necessidade do projeto. Logo adotou-se que o comprimento da parte lisa (l_d) seria de 12 mm:

$$l_d = 12 \text{ mm}$$

Desta forma, o comprimento roscado na junta (l_t) é:

$$l_t = l - l_d = 40 - 12 \rightarrow l_t = 28 \text{ mm}$$

Fazendo um resumo das dimensões calculadas temos:

Tabela 17 - Dimensões calculadas dos Parafusos do motovibrador.

Comprimento da Junta (mm)	17
Comprimento total da rosca (mm)	38
Comprimento do Parafuso (mm)	34,80
Comprimento Comercial do Parafuso (mm)	40
Comprimento da Parte Lisa (mm)	12
Comprimento roscado na junta (mm)	28

Com essas dimensões calculadas, é possível encontrar a rigidez do parafuso (k_b), utilizando a Equação 46, mostrada na seção 4.7, onde A_d é a área

menor do parafuso (Equação 63), E é o módulo de elasticidade do material do parafuso (E = 200 GPa).

$$A_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 16^2}{4} \rightarrow A_d = 201,06 \text{ mm}^2 \quad (63)$$

$$k_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot L_T + A_t \cdot l_d} = \frac{201,06 \times 157 \times 200 \times 10^3}{201,06 \times 38 + 157 \times 12} \rightarrow k_b = 0,663 \text{ MN/mm}$$

A rigidez da junta, quando se tem união de materiais iguais, é dada pela Equação 48, substituindo os valores têm-se:

$$k_m = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \ln\left(5 \cdot \frac{0,5774 \cdot l + 0,5 \cdot d}{0,5774 \cdot l + 2,5 \cdot d}\right)} = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 200 \times 10^3 \cdot 16}{2 \cdot \ln\left(5 \cdot \frac{0,5774 \cdot 17 + 0,5 \cdot 16}{0,5774 \cdot 17 + 2,5 \cdot 15}\right)} \rightarrow k_m = 4,994 \text{ MN/mm}$$

Assim, a constante de rigidez da união é:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{0,663}{0,663 + 4,994} \rightarrow C = 0,12$$

Os parafusos da cantoneira são da classe 8.8, com características apresentadas na Tabela 16, e força de aperto (F_i) de:

$$F_i = 0,75(A_t \cdot S_p) = 0,75(157 \cdot 600) \rightarrow F_i = 70650 \text{ N}$$

Para garantir a integridade do parafuso, quando se têm solicitação estática, é necessário que o coeficiente de segurança (n), abaixo, seja maior que 1:

$$n = \frac{S_p \cdot A_t - F_i}{C \cdot P} = \frac{600 \cdot 157 - 70650}{0,12 \cdot 3931,36} \rightarrow n = 49,92$$

Onde P é o carregamento atuante nos parafusos, ou seja, F_p . Nota-se que o valor encontrado para o coeficiente de atrito é alto, porém como já dito anteriormente, será mantido devido às especificações do fabricante do motovibrador.

Utilizando agora o coeficiente de segurança segundo o critério para garantia da não separação da união (n_o), têm-se:

$$n_o = \frac{F_i}{P(1-C)} = \frac{70650}{3931,36(1-0,12)} \rightarrow n_o = 20,42$$

Da mesma maneira, que no critério de solitação estática, o coeficiente de segurança para integridade da união é de alto valor, confirmando a segurança dos equipamentos.

Devido à força centrífuga ser uma força cíclica, é importante verificar o coeficiente de segurança em fadiga. Para isso, é necessário primeiramente encontrar a tensão de aperto σ_i , utilizando a Equação 64:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{70650}{157} \rightarrow \sigma_i = 450 \text{ MPa} \quad (64)$$

A tensão em serviço para junções tracionadas, segundo BUDYNAS; NISBETT (2011) é:

$$\sigma_a = \frac{C.P}{2A_t} = \frac{0,12.3931,36}{2.157} \rightarrow \sigma_a = 1,50 \text{ MPa} \quad (65)$$

A tensão média é dada pela Equação 66:

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i = 1,50 + 450 \rightarrow \sigma_m = 451,50 \text{ MPa} \quad (56)$$

Utilizando o critério de falha por fadiga de Goodman, é possível estimar o coeficiente de segurança, dado pela Equação 67:

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (67)$$

Onde, S_a é a amplitude de resistência, calculada através da Equação 68, utilizando os critérios de fadiga de Goodman (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

$$S_a = \frac{S_e(S_{ut}-\sigma_i)}{S_{ut}+S_e} \quad (68)$$

Onde S_e é o limite de fadiga do material, valor apresentado na Tabela 16 ($S_e = 129 \text{ MPa}$). Substituindo os valores na Equação 68, encontra-se a amplitude de resistência, e então pode-se calcular o coeficiente de segurança em fadiga.

$$S_a = \frac{129(830-450)}{830+129} \rightarrow S_a = 51,12 \text{ MPa}$$

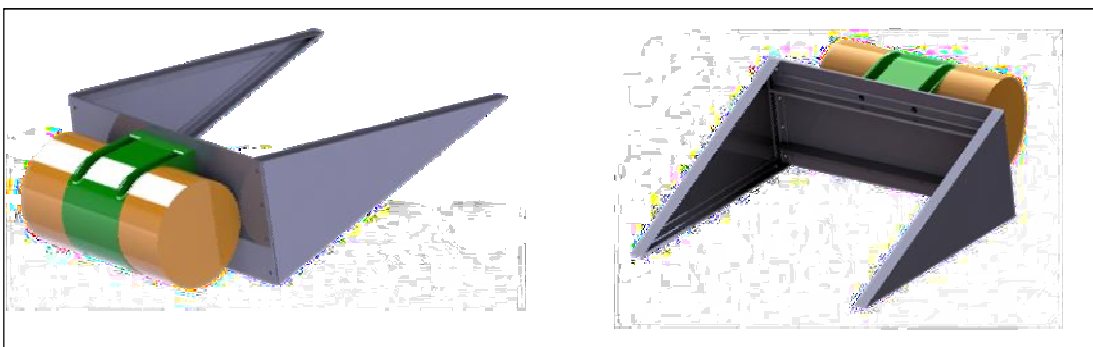
$$n_f = \frac{51,12}{1,50} \rightarrow n_f = 30,25$$

Novamente, nota-se que o coeficiente de segurança é de alto valor, o que mostra que os parafusos estão seguros tanto para cargas estáticas como dinâmicas. Apesar de apresentar-se superdimensionado, será mantido, visto que o tamanho e número de parafusos são especificações do fabricante do motovibrador.

4.12 Verificação da Estrutura do Motovibrador

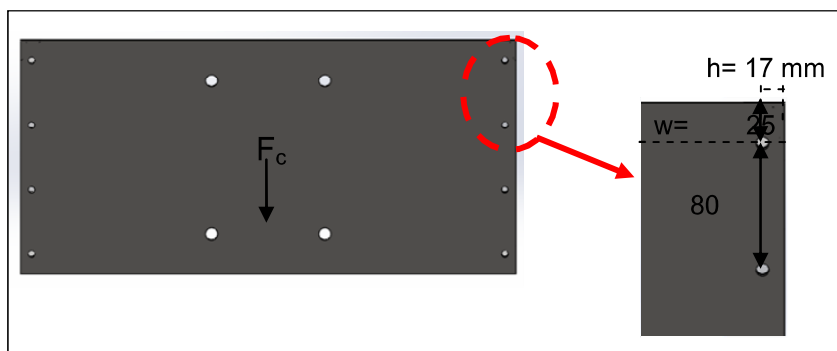
A estrutura do motovibrador é feita a partir de cantoneiras de 1" x 1" x 1/8", onde dois triângulos formados por tais cantoneiras serão soldados nas extremidades da caixa vibrante, e então uma chapa de espessura igual a 5 mm será parafusada por 8 parafusos M8 X 1,25, da classe 4.8, na estrutura de cantoneiras, será nesta chapa em que o motovibrador estará parafusado. Para melhor acabamento da estrutura, serão soldadas chapas de 1/8" nos triângulos de cantoneiras. A Figura 46 ilustra a estrutura com a representação do motovibrador fixado na mesma.

Figura 46 - Representação do motovibrador fixado em sua estrutura.



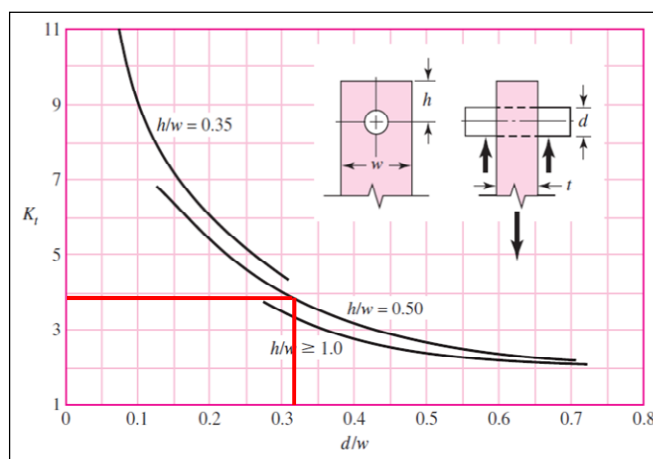
Para projeto, é importante verificar as dimensões selecionadas para a chapa que estará suportando diretamente os esforços do motovibrador. Por ser fixada através de 8 parafusos localizados nas suas extremidades, é necessário considerar o concentrador de tensões atuando neste elemento. Portanto, o diagrama apresentado na Figura 47, ilustra o esforço atuante na chapa, bem como dimensões necessárias para dar início à análise.

Figura 47 - Diagrama de esforços e dimensões da chapa.



Com as dimensões inicialmente adotadas, calculou-se o concentrador de tensões devido aos parafusos de fixação da chapa na sua estrutura. Utilizando o ábaco apresentado por BUDYNAS; NISBETT (2006), que apresenta o concentrador de tensões K_t para uma placa carregada em tração por um pino através de um orifício, encontra-se o concentrador de tensões para o caso em análise:

Figura 48 - Ábaco para concentrador de tensões em placa com furo sobre tração.



Fonte: BUDYNAS; NISBETT (2006).

Sabe-se que o diâmetro (d) do orifício é de 8 mm, $w = 25$ mm e $h = 17$ mm, conforme ilustra a Figura 47. Logo, $d/w = 0,32$ e $\frac{h}{w} = 0,68$. Segundo BUDYNAS; NISBETT (2011) quando existir folga nos valores, aumenta-se de 35 a 50% o valor encontrado para K_t . Com os valores de d/w e h/w encontrados, utilizando o ábaco apresentado na Figura 48 encontra-se $K_t = 4$, multiplicando por 50%, devido à folga dos valores, temos que $K_t = 8$.

A tensão normal atuante, segundo BUDYNAS; NISBETT (2006) será:

$$\sigma_o = \frac{F}{(w-d)t} \quad (69)$$

Onde, t é a espessura da chapa (5 mm) mais a espessura da cantoneira da estrutura do motovibrador (3,175 mm), e F é a força centrífuga do motovibrador dividido pelos 8 parafusos existentes na chapa. Logo:

$$\sigma_o = \frac{F}{(w-d)t} = \frac{15725,43/8}{(73-8).8,175} \rightarrow \sigma_o = 3,70 \text{ MPa}$$

A tensão nominal σ_o representa a tensão resultante máxima considerando as irregularidades, no caso os furos do parafuso. Porém, segundo BUDYNAS; NISBETT (2011), alguns materiais não são totalmente sensíveis à presença de entalhes, logo, para esses um valor reduzido de K_t pode ser utilizado. Para esses materiais, a tensão máxima é:

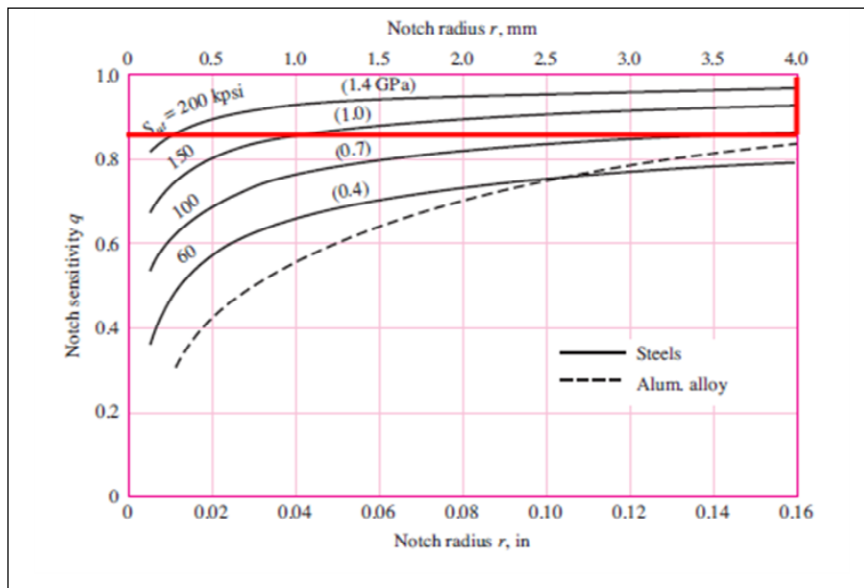
$$\sigma_{máx} = K_f \cdot \sigma_o \quad (70)$$

Onde K_f é chamado de fator de concentração de tensão de fadiga. E pode ser encontrado utilizando a seguinte equação:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (71)$$

Onde q é a sensibilidade ao entalhe, encontrado a partir do diagrama apresentado na Figura 49, em função do raio de entalhe (r) e o limite de ruptura (S_{ut}) do material.

Figura 49 - Cartas de sensibilidade ao entalhe em fadiga para aço e ligas de alumínio.



Fonte: BUDYNAS; NISBETT (2006).

A chapa, bem como toda a estrutura do motovibrador será fabricada em aço inoxidável AISI 304, visando à facilidade no processo de soldagem entre a caixa vibrante e esta estrutura. Logo, as características mecânicas do aço AISI 304 são: $S_y = 300$ MPa e $S_{ut} = 700$ MPa. O raio de entalhe (r) é de 4 mm, utilizando o ábaco apresentado na Figura 49, encontrou-se o valor de da sensibilidade ao entalhe, onde $q = 0,82$.

Substituindo o valor de q na Equação 71, encontra-se o fator K_f :

$$K_f = 1 + 0,82(8 - 1) \rightarrow K_f = 6,74$$

Substituindo K_f na Equação 70, têm-se a tensão máxima atuante na chapa:

$$\sigma_{máx'} = 6,74 \times 3,70 \rightarrow \sigma_{máx} = 24,94 \text{ MPa}$$

A tensão máxima na chapa é a soma da tensão máxima devido ao concentrador de tensões, mais a tensão devido à força peso do motovibrador, ou seja:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{m\acute{a}x'} + \sigma_{peso} \quad (72)$$

A tensão referente ao peso do motovibrador é:

$$\sigma_{peso} = \frac{F_{peso}}{A} = \frac{500,31}{w.t} = \frac{500,31}{73 \times 8,175} \rightarrow \sigma_{peso} = 0,84 \text{ MPa} \quad (73)$$

Substituindo na Equação 72:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 24,94 + 0,84 \rightarrow \sigma_{m\acute{a}x} = 25,78 \text{ MPa}$$

A tensão mínima é igual à zero, a carga cíclica varia entre a força centrífuga, quando o motovibrador está ligado e zero. Logo, a tensão média será:

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{min}}{2} = \frac{25,78 + 0}{2} \rightarrow \sigma_{med} = 12,89 \text{ MPa} \quad (74)$$

A amplitude de tensão é:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{min}}{2} = \frac{25,78 + 0}{2} \rightarrow \sigma_a = 12,89 \text{ MPa} \quad (75)$$

Desta forma, a razão de tensão (R) é:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \rightarrow R = 0$$

A razão de tensão fornece um indicativo claro do tipo de carregamento sobre um componente, o valor encontrado $R=0$ sugere que o carregamento sobre o componente em análise é do tipo cíclico, ou seja, a tensão é pulsante.

Após encontrar a tensão máxima e mínima atuante na chapa, pode-se calcular o coeficiente de segurança em fadiga utilizando algum dos critérios existentes. Utilizando o critério de Goodman, onde o coeficiente de segurança é:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (76)$$

Substituindo os valores na Equação 76, onde $S_e = 241$ MPa, segundo o catálogo do fabricante ARTEX (2015) disponível na Figura 65 no Anexo 1, temos:

$$n_f = \frac{1}{\frac{12,89}{241} + \frac{12,89}{700}} \rightarrow n_f = 13,91$$

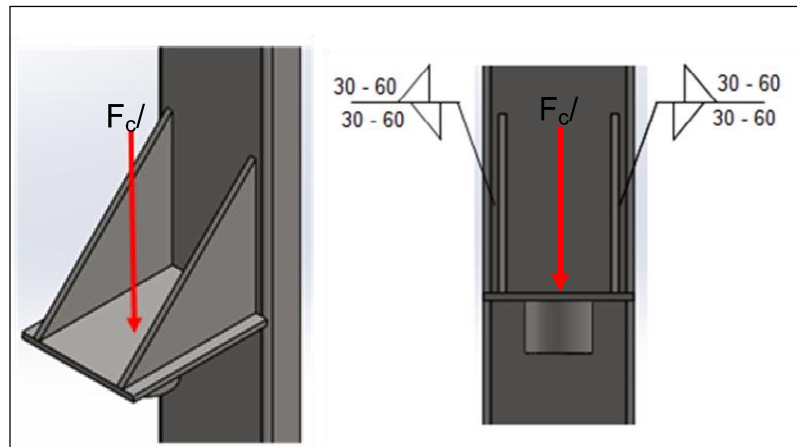
Nota-se que a estrutura suportará os esforços de fadiga atuante, devido o coeficiente de segurança de 13,91. Isso mostra também que a chapa está superdimensionada, porém serão mantidas as dimensões adotadas, visando maior rigidez na máquina como um todo.

4.13 Dimensionamento da Solda do Suporte da Mola

Os esforços sofridos pela vibração constante da máquina são importantes para serem levados em consideração no dimensionamento da solda do suporte da mola visto que, esta solda estará sofrendo diretamente os esforços da força centrífuga do motovibrador. A Figura 50 ilustra o suporte da mola junto da viga U, e onde serão os cordões de solda, sendo que serão utilizados quatro suportes, distribuídos nas laterais da caixa vibrante. Vale ressaltar que os suportes das molas estarão soldados nas vigas U, que são reforços para auxiliarem na rigidez da caixa vibrante.

Apenas a solda do suporte da mola será dimensionada, pois é mais crítica, devido a menor área do cordão de solda.

Figura 50 - Representação da solda no suporte da mola.



O esforço F_c , causa cisalhamento e flexão nos suportes das molas, e conseqüentemente, na solda. Gerando assim, tensão de cisalhamento e flexão.

O suporte é fabricado em aço inoxidável AISI 304, bem como a caixa vibrante. A união entre as peças deve ser feita através de soldagem por arco elétrico, com eletrodo E6130 com limite de ruptura $S_{ut} = 560$ MPa (ESAB, 2013), o catálogo é encontrado na Figura 66 no Anexo 1.

A tensão de cisalhamento primária em soldas de filetes com carregamento de fadiga é:

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad (77)$$

Onde A é a área total da garganta:

$$A = 0,707 \cdot h \cdot l \quad (78)$$

E F é a força que causa cisalhamento na solda, ou seja, $F_c/4$, cuja magnitude é:

$$\frac{F_c}{4} = \frac{15725,43}{4} = 3931,36 \text{ N}$$

Devido à flexão, o momento M induz uma componente de tensão de cisalhamento de garganta de $0,707\tau$ nas soldas. Logo, a tensão nominal de cisalhamento da garganta devido à flexão é:

$$\tau_f = \frac{M.c}{I} = \frac{M}{0,707h.I_u} \quad (79)$$

Onde M é o momento fletor, h a altura da garganta da solda e I_u é o momento de inércia unitário que baseia-se na área de garganta de solda.

Da Equação 78 ainda, l é o comprimento do cordão de solda e h a altura da garganta do cordão de solda. Como especificado na Figura 50, o comprimento do cordão é de 30 mm, sendo que serão no total 2 cordões de 30 mm, ou seja, $l = 2 \times 30 = 60 \text{ mm}$, considerando a altura da garganta inicialmente como $h = 4 \text{ mm}$, multiplicando por 4 paredes, tem-se a área de:

$$A = 4.(0,707.h.l) = 4.(0,707 \times 60 \times 4) \rightarrow A = 678,72 \text{ mm} \quad (80)$$

Por tratar-se de um carregamento em fadiga, a tensão de cisalhamento primária será:

$$\tau'_a = \frac{K_{fs} \cdot F_a}{A} \quad (81)$$

Onde K_{fs} é o fator de concentração de tensão de fadiga em função do tipo de solda (Tabela 18), e F_a é a amplitude de força, sendo que $F_a = F_c/4$.

Tabela 18 - Fatores de concentração de tensão de fadiga K_{fs} .

Tipo de solda	K_{fs}
Solda de topo reforçada	1,2
Ponta de solda de filete transversal	1,5
Extremidade de solda paralela	2,7
Junção de topo-T com cantos aguçados	2,0

Fonte: BUDYNAS; NISBETT (2011).

Tendo em vista que o tipo de solda é com extremidade paralela, $K_{fs} = 2,7$. Substituindo os valores na Equação 71, têm-se:

$$\tau'_a = \frac{2,7 \times 3931,36}{678,72} \rightarrow \tau'_a = 15,64 \text{ MPa}$$

O coeficiente de segurança em fadiga é:

$$n_f = \frac{S_{se}}{\tau'_a} \quad (82)$$

Onde S_{se} é calculado da seguinte maneira:

$$S_{se} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e S'_e \quad (83)$$

Onde k_a é o fator de superfície, k_b o fator de tamanho, k_c fator de carregamento, k_d referente a temperatura e k_e é o fator de confiabilidade. S'_e é o limite de resistência à fadiga:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} \quad (84)$$

Calculando o limite de fadiga para o metal base (suporte da mola, aço AISI 304) tem-se:

$$S_{se} = 0,795 \times 1 \times 0,85 \times 1 \times 0,897 \times (0,5 \times 700) \rightarrow S_{se} = 212,15 \text{ MPa}$$

Os fatores utilizados são apresentados na Tabela 19, e as tabelas que apresentam detalhes da sua escolha são apresentados nas Figura 67, Figura 68, Figura 70 e Figura 71 no Anexo 1.

Tabela 19 - Fatores Modificadores no Limite de Fadiga.

k_a - Fator de Superfície	Superfície laminada	$K_a = 0,795$
k_b - Fator de Tamanho	Para carregamento Axial	$k_b = 1$
k_c - Fator de Carregamento	Carregamento Axial	$k_c = 0,85$
k_d - Fator de Temperatura	Temperatura Ambiente	$k_d = 1$
k_e - Fator de Confiabilidade	Para 90% de Confiabilidade	$k_e = 0,897$

Logo, conforme a Equação 82 o coeficiente de segurança é:

$$n_f = \frac{212,15}{15,64} \rightarrow n_f = 13,56$$

O coeficiente de segurança apresentado mostra que o metal base está seguro quando a tensão de cisalhamento primária atuante na solda. Agora é necessário verificar se o metal de solda (Eletrodo E6130) está seguro para a tensão atuante τ'_a . A tensão permissível para carregamento de cisalhamento em soldas do tipo filete, pela Norma AISC para metal de solda, segundo BUDYNAS; NISBETT (2011) é:

$$\tau_{permissível} = 0,30S_{ut} \quad (85)$$

O limite de ruptura S_{ut} do eletrodo E6030 é de 560 MPa, logo:

$$\tau_{permissível} = 0,30 \times 560 = 168 \text{ MPa}$$

Substituindo na Equação 82:

$$n_f = \frac{168}{15,64} \rightarrow n_f = 10,74$$

O coeficiente de segurança mostra que tanto o metal da solda como o da base está seguro para o carregamento que estão sofrendo. Apesar de se

apresentarem altos, serão mantidas as dimensões da solda e dos suportes das molas por questões construtivas.

Agora, é necessário verificar a condição devido ao carregamento de flexão. Utilizando a Equação 69, mostrada anteriormente cujo momento unitário I_u é:

$$I_u = 2 \cdot \left(\frac{d^3}{6}\right) = 2 \cdot \frac{(2,30)^3}{6} \rightarrow I_u = 72000 \text{ mm}^4 \quad (86)$$

Onde d é o comprimento do cordão de solda. Substituindo I_u na Equação 79 tem-se:

$$\tau_f = \frac{3931,36,30}{0,707 \cdot 4 \cdot 72000} \rightarrow \tau_f = 0,58 \text{ MPa}$$

Nota-se que a tensão τ_f é menor que τ'_a , logo, o coeficiente de segurança para a tensão devido à flexão não é necessário ser conferido. Desta maneira, têm-se a aprovação do dimensionamento das soldas nos suportes das molas.

4.14 Dimensionamento das Molas

Para o dimensionamento das molas, primeiramente determinou-se algumas características geométricas como: diâmetro do fio da mola, material de fabricação e deflexão máxima e mínima. As características adotadas são apresentadas resumidamente na Tabela 20:

Tabela 20 - Características adotadas inicialmente no projeto das molas

Diâmetro inicial do fio da mola:	12 mm
Material de fabricação do arame:	Cromo-vanádio ASTM A232
Deflexão mínima da mola:	2 mm
Deflexão máxima da mola:	8 mm

Com essas primeiras características adotadas, pode-se dar início ao dimensionamento das molas. BUDYNAS; NISBETT (2011) recomendam que:

$$4 \leq C \leq 12 \quad (87)$$

$$3 \leq N_a \leq 15 \quad (88)$$

$$\bar{z} \geq 0,15 \quad (89)$$

$$n_s \geq 1,2 \quad (90)$$

Onde, C é o índice de mola, N_a o número de espiras ativas, \bar{z} é a razão de amortecimento, e n_s é o coeficiente de segurança.

Utilizando as recomendações acima, adotou-se $C = 5$, $N_a = 5$ espiras e $\bar{z} = 0,15$. Os esforços atuantes nas molas são devido ao peso na caixa vibrante já com seus componentes (telas, tubos de sustentação, cantoneiras, parafusos, suportes das molas, peso do motovibrador) mais a força centrífuga do motovibrador, dividido por quatro molas, ou seja:

$$F_{\text{peso}} = \frac{293,92 \times 9,81}{4} \rightarrow F_{\text{peso}} = 720,84 \text{ N} \quad (91)$$

$$F_c = \frac{15725,43}{4} \rightarrow F_c = 3931,36 \text{ N} \quad (92)$$

Logo, a força máxima será:

$$F_{\text{máx}} = F_{\text{peso}} + F_c = 720,84 + 3931,36 \rightarrow F_{\text{máx}} = 4652,20 \text{ N} \quad (93)$$

Enquanto a força mínima é:

$$F_{\text{mín}} = F_{\text{peso}} = 720,84 \text{ N} \quad (94)$$

A constante elástica (k), segundo BUDYNAS; NISBETT (2011) é dada pela seguinte equação:

$$k = \frac{F_{\text{máx}}}{y_{\text{máx}}} = \frac{4652,20}{8} \rightarrow k = 581,52 \text{ N/mm} \quad (95)$$

A amplitude de força é:

$$F_a = \frac{F_{\text{máx}} - F_{\text{mín}}}{2} = \frac{4652,20 - 720,84}{2} \rightarrow F_a = 1965,68 \text{ N} \quad (96)$$

E a força média é:

$$F_m = \frac{F_{\text{máx}} + F_{\text{mín}}}{2} = \frac{4652,20 + 720,84}{2} \rightarrow F_m = 2686,52 \text{ N} \quad (97)$$

Após encontrar a amplitude de força e força média, é realizado o cálculo de resistência à fadiga, para isso, é necessário saber as características mecânicas do material da mola. O material selecionado é uma liga cromo-vanádio, ASTM A232, com módulo de elasticidade $E = 203,4 \text{ GPa}$, $G = 77,2 \text{ GPa}$ e $\%S_{ut} = 65\%$, $A = 2005 \text{ MPa}\cdot\text{mm}^m$ e $m = 0,168$ esses valores foram retirados de tabelas da bibliografia de BUDYNAS; NISBETT (2011), apresentadas nas Figura 72 e Figura 73 no Anexo 1.

O limite de ruptura S_{ut} das molas é dado por:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{2005}{12^{0,168}} \rightarrow S_{ut} = 1320,72 \text{ MPa} \quad (98)$$

A resistência ao escoamento em cisalhamento para o material ASTM A232 é dada por:

$$S_{sy} = 0,65 \cdot S_{ut} = 0,65 \cdot 1320,72 \rightarrow S_{sy} = 858,47 \text{ MPa} \quad (99)$$

E o módulo torcional de ruptura S_{su} é:

$$S_{su} = 0,67 \cdot S_{ut} = 0,67 \cdot 1320,72 \rightarrow S_{su} = 884,88 \text{ MPa} \quad (100)$$

Utilizando molas com jateamento a granalha, visando à melhoria na resistência à fadiga, de BUDYNAS; NISBETT (2011) tem-se que a amplitude de tensão e a tensão média, respectivamente são:

$$S_{sa} = 398 \text{ MPa} \quad (101)$$

$$S_{sm} = 534 \text{ MPa} \quad (102)$$

A força de fechamento da mola (F_s) foi encontrada utilizando a Equação 103, logo:

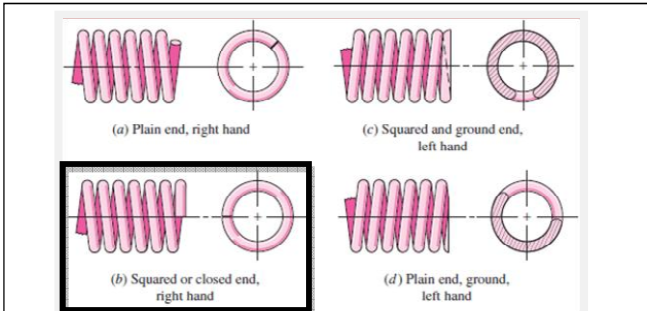
$$F_s = (1 + \zeta) \cdot F_{m\acute{a}x} = (1 + 0,15) \cdot 4652,20 \rightarrow F_s = 5350,03 \text{ N} \quad (103)$$

O fator de curvatura do fio da mola é calculado da seguinte maneira:

$$K_B = \frac{4C+2}{4C-3} = \frac{4,5+2}{4,5-3} \rightarrow K_B = 1,29 \quad (104)$$

Então, definiu-se que as extremidades da mola seriam esquadrada e esmerilhada, com dimensões apresentadas nas equações na Figura 51:

Figura 51 - Fórmulas para características dimensionais das molas de compressão



Term	Type of Spring Ends			
	Plain	Plain and Ground	Squared or Closed	Squared and Ground
End coils, N_e	0	1	2	2
Total coils, N_t	N_o	$N_o + 1$	$N_o + 2$	$N_o + 2$
Free length, l_0	$pN_o + d$	$p(N_o + 1)$	$pN_o + 3d$	$pN_o + 2d$
Solid length, l_s	$d(N_t + 1)$	dN_t	$d(N_t + 1)$	dN_t
Pitch, p	$(l_0 - d)/N_o$	$l_0/(N_o + 1)$	$(l_0 - 3d)/N_o$	$(l_0 - 2d)/N_o$

Fonte: BUDYNAS; NISBETT (2006).

Da Figura 51, resolvendo as Equações, têm-se:

$$N_t = N_a + 2 = 5 + 2 \rightarrow N_t = 7 \text{ espiras} \quad (105)$$

$$L_s = d \cdot N_t = 12.7 \rightarrow L_s = 84 \text{ mm} \quad (106)$$

O comprimento total pode ser obtido também utilizando a Equação 107, logo:

$$L_0 = L_s + \frac{F_s}{k} = 84 + \frac{5350,03}{581,52} \rightarrow L_0 = 93,20 \text{ mm} \quad (107)$$

O passo é dado por:

$$p = \frac{L_0 - 2 \cdot d}{N_a} = \frac{93,20 - 2 \cdot 12}{5} \rightarrow p = 13,84 \text{ mm} \quad (108)$$

O diâmetro externo D é:

$$D = C \cdot d = 5.12 \rightarrow D = 60 \text{ mm} \quad (109)$$

Deve-se atentar à estabilidade de flambagem das molas helicoidais em compressão, que podem vir a flambar quando a deflexão fica muito grande, portanto a seguinte condição deve ser respeitada, quando se têm extremidades esquadradas e esmerilhadas:

$$L_0 < 5,26D \rightarrow 93,20 < 5,26 \cdot 60 \rightarrow 93,20 \text{ mm} < 315,60 \text{ mm} \quad (110)$$

A Equação 110 mostra que a condição foi respeitada, ou seja, a estabilidade das molas está em segurança.

Após calcular os parâmetros importantes para o dimensionamento das molas, é necessário encontrar a amplitude de tensão cisalhante e tensão de cisalhamento média, para então encontrar o coeficiente de segurança e poder

validar o dimensionamento executado. Para isso, temos as seguintes equações apresentando a amplitude de tensão, tensão média de cisalhamento e tensão cisalhante na mola:

$$\tau_a = K_B \cdot \frac{8 \cdot F_a \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 1,29 \cdot \frac{8 \cdot 1965,68 \cdot 60}{\pi \cdot 12^3} \rightarrow \tau_a = 224,92 \text{ MPa} \quad (111)$$

$$\tau_m = \tau_a \cdot \frac{F_m}{F_a} = 224,92 \cdot \frac{2686,52}{1965,68} \rightarrow \tau_m = 307,41 \text{ MPa} \quad (112)$$

$$\tau_s = \tau_a \cdot \frac{F_s}{F_a} = 224,92 \cdot \frac{5350,03}{1965,68} \rightarrow \tau_s = 612,18 \text{ MPa} \quad (113)$$

Verificando o coeficiente de segurança, têm-se:

$$n_f = \frac{S_{sa}}{\tau_a} = \frac{398}{224,92} \rightarrow n_f = 1,77 \quad (114)$$

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_s} = \frac{858,47}{612,18} \rightarrow n_s = 1,40 \quad (115)$$

A recomendação é que o coeficiente de segurança seja maior ou igual a 1,20. Logo, nota-se que ambos os coeficientes encontrados estão dentro da recomendação, mostrando o correto dimensionamento das molas.

Para finalizar o dimensionamento das molas, é necessário estimar a frequência crítica das mesmas, cálculo este de extrema importância no projeto da peneira vibratória. Para isso, utiliza-se primeiramente a equação apresentada abaixo para encontrar a força peso da parte ativa da mola helicoidal (W), onde γ é o peso específico ($\gamma = 82 \times 10^6 \text{ N/m}^3$):

$$W = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot D \cdot N_a \cdot \gamma}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2 \cdot 60 \cdot 5,82 \times 10^{-6}}{4} \rightarrow W = 8,74 \text{ N} \quad (116)$$

A frequência natural da mola será:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k \cdot g}{W/3}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{581,52 \times 1000 \times 9,81}{8,74/3}} \rightarrow f_n = 222,7 \text{ Hz} \quad (117)$$

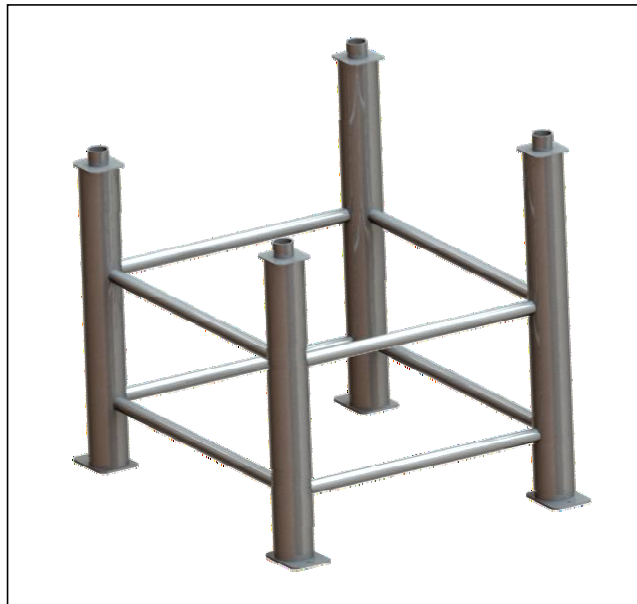
As dimensões detalhadas podem ser encontradas no desenho técnico no Apêndice 1.

4.15 Dimensionamento da Estrutura da Peneira Vibratória

A estrutura final da peneira vibratória foi dimensionada levando em consideração além dos esforços à rigidez da estrutura evitando a ocorrência de deformações devido aos modos de vibração da peneira vibratória.

Optou-se por utilizar tubos com diâmetro externo de 3 1/2 " mm e espessura de parede de 2 mm na direção vertical e horizontalmente foram soldados tubos de 1 1/2" com espessura de 2 mm. O material da estrutura é aço 1020, com características mecânicas $S_y = 330 \text{ MPa}$ e $S_{ut} = 450 \text{ MPa}$. A Figura 52 traz uma ilustração da estrutura:

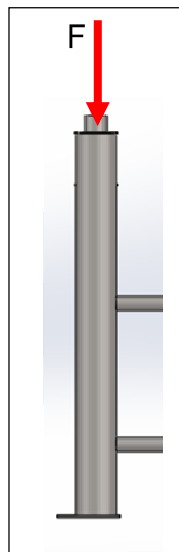
Figura 52 - Estrutura da Peneira vibratória.



Nota-se que os tubos verticais de traz são mais altos que os frontais, isso é para que possa dar o ângulo de $9,20^\circ$ de inclinação da peneira vibratória.

Inicialmente, essa foi a estrutura adotada para a peneira vibratória, agora é necessário verifica-la se estará segura perante os esforços que está sofrendo. Para isso, primeiramente calculou-se a tensão atuante na estrutura, onde se têm esforços de compressão nos tubos horizontais, como representa a Figura 53 para um dos tubos verticais:

Figura 53 - Esforço atuante no tubo vertical da estrutura da peneira vibratória.



A força F atuante nos tubos horizontais é:

$$F = \frac{F_p + F_c}{4} = \frac{2883,36 + 15725,44}{4} \rightarrow F = 4652,20 \text{ N} \quad (118)$$

Onde F_p é a força referente ao peso da caixa vibrante com seus elementos e F_c é a força centrífuga do motovibrador.

A área da seção transversal do tubo é:

$$A = \frac{\pi \cdot (d_e^2 - d_i^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (88,90^2 - 84,90^2)}{4} \rightarrow A = 546,01 \text{ mm}^2 \quad (119)$$

A tensão de compressão será:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4652,20}{546,01} \rightarrow \sigma = 8,52 \text{ MPa} \quad (120)$$

Por tratar-se de uma carga cíclica, é necessário dimensionar para efeitos de fadiga, logo, calculou-se o limite de fadiga S_e realizando as mesmas etapas apresentadas detalhadamente na seção 4.13 para a solda.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e S'_e = 0,72 \cdot 1,085 \cdot 1,0897 \cdot (0,5450) \rightarrow S_e = 123,52 \text{ MPa} \quad (121)$$

Os fatores modificadores utilizados são apresentados com maior detalhe na Tabela 21:

Tabela 21 - Fatores Modificadores no Limite de Fadiga da estrutura da peneira vibratória.

k_a - Fator de Superfície	Superfície laminada a quente	$K_a = 0,72$
k_b - Fator de Tamanho	Para carregamento Axial	$k_b = 1$
k_c - Fator de Carregamento	Carregamento Axial	$k_c = 0,85$
k_d - Fator de Temperatura	Temperatura Ambiente	$k_d = 1$
k_e - Fator de Confiabilidade	Para 90% de Confiabilidade	$k_e = 0,897$

A tensão máxima atuante é:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma = 8,52 \text{ MPa} \quad (122)$$

E a tensão mínima é devido a força peso F_p , ou seja:

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \frac{F_p}{A} = \frac{720,84}{546,01} \rightarrow \sigma_{m\acute{i}n} = 1,32 \text{ MPa} \quad (123)$$

Logo, a amplitude de tensão é a tensão média serão:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{8,52 - 1,32}{2} \rightarrow \sigma_a = 3,60 \text{ MPa} \quad (124)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} = \frac{8,52 + 1,32}{2} \rightarrow \sigma_m = 4,92 \text{ MPa} \quad (125)$$

Utilizando o critério de Goodman, para encontrar o coeficiente de segurança em fadiga, Equação 76, apresentada na seção 4.12, temos:

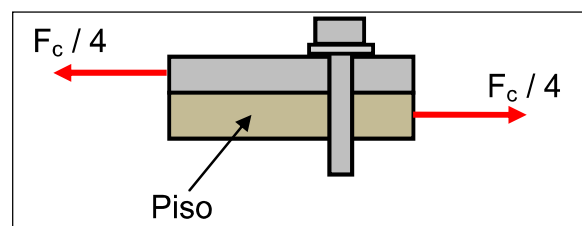
$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} = \frac{1}{\frac{3,60}{123,52} + \frac{4,92}{450}} \rightarrow n_f = 24,95$$

O coeficiente de segurança encontrado mostra que a estrutura da peneira vibratória está segura quanto aos esforços de compressão. Apesar de o valor ser alto, será mantido por necessidade de rigidez na estrutura para que a deformação devido aos modos de vibração não seja alta. Apesar de já dimensionada a estrutura, alguns reforços podem ainda ser complementados dependendo dos resultados obtidos na análise modal da peneira vibratória.

4.16 Dimensionamento dos Parafusos dos Pés da Estrutura da Peneira Vibratória

Para fixar a peneira vibratória no piso, serão utilizados parafusos M8 X 1,25, da classe 9.8 (maiores informações na Figura 75 no Anexo 1). A chapa onde se encontra o parafuso é de espessura de 5 mm. O diagrama de esforços no parafuso é ilustrado na Figura 54:

Figura 54 - Diagrama de esforços no parafuso dos pés da estrutura da peneira.



A força F_c atuante nos parafusos gera uma tensão de cisalhamento:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{15725,43/4}{\pi \cdot 8^2/4} \rightarrow \tau = 78,20 \text{ MPa} \quad (126)$$

A força F_c é dividida por 4, por serem 4 pés com um parafuso em cada pé, ou seja, a força se distribui na quantidade de parafusos.

A tensão de esmagamento é:

$$\sigma_{esm} = \frac{F}{d.t} = \frac{15725,43/4}{8,5} \rightarrow \sigma_{esm} = 98,28 \text{ MPa} \quad (127)$$

Os coeficientes de segurança para a tensão de cisalhamento e a tensão de esmagamento são apresentados abaixo, onde $S_p = 650 \text{ MPa}$ (para parafusos da classe 9.8):

$$n_s = \frac{S_p}{\tau} = \frac{650}{78,20} \rightarrow n_s = 8,31$$

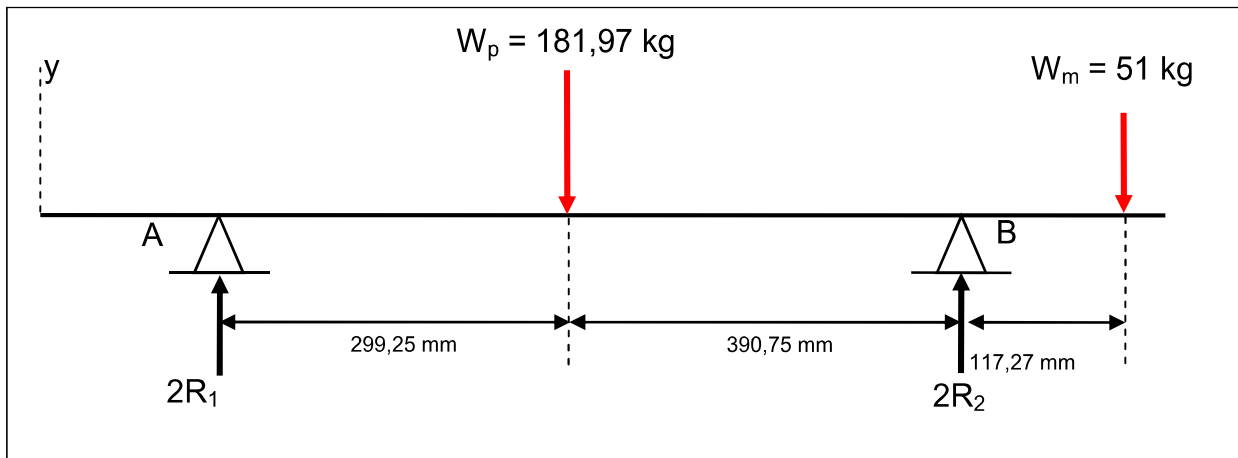
$$n_{se} = \frac{S_p}{\sigma_{esm}} = \frac{650}{98,28} \rightarrow n_{se} = 6,61$$

Os dois coeficientes de segurança apresentados acima mostram-se satisfatório, concluindo a dimensão dos parafusos dos pés da estrutura da peneira vibratória.

4.17 Verificação do Equilíbrio Estático da Peneira Vibratória

Apesar de todos os elementos da máquina já estarem dimensionados, é necessário fazer a verificação do equilíbrio estático da estrutura vibrante, para verificar se a mesma não tenderá a tombar. Para isso, o diagrama apresentado na Figura 55, traz a localização do centro de gravidade da estrutura vibratória, bem como a do motorvibrador. Com a localização e o peso de tais componentes, é possível verificar as reações de apoio, e conseqüentemente o equilíbrio estático.

Figura 55 - Diagrama de esforços estáticos peneira vibratória.



As dimensões apresentadas na Figura 55 foram encontradas através dos recursos do software Solid Works.

Fazendo o somatório de momentos no ponto A, com sentido positivo anti-horário, temos:

$$-W_p \cdot 299,25 + 2R_2 \cdot (299,25 + 390,75) - W_m \cdot (299,25 + 390,75 + 117,27) = 0$$

$$R_2 = \frac{W_p \cdot 299,25 + W_m \cdot 807,27}{690} = \frac{181,97 \cdot 9,81 \cdot 299,25 + 51 \cdot 9,81 \cdot 807,27}{2.690} \rightarrow R_2 = 679,77 \text{ N} \quad (128)$$

Fazendo o somatório de forças em y, considerando positivo para cima, obtém-se R_1 :

$$2R_1 + 2R_2 - W_p - W_m = 0$$

$$2R_1 + 2(679,77) = (181,97 \cdot 9,81) + (51 \cdot 9,81) \rightarrow R_1 = 925,89 \text{ N} \quad (129)$$

Nota-se que as reações de apoio R_1 e R_2 deram positivas, conforme representam as setas na Figura 55, isso mostra que a estrutura está em equilíbrio estático.

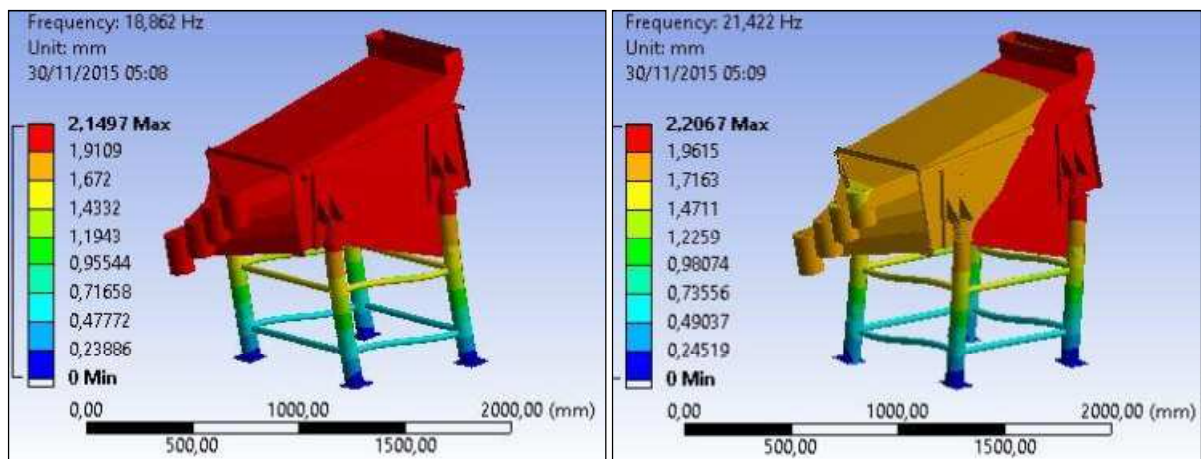
4.18 Análise Modal da Peneira Vibratória

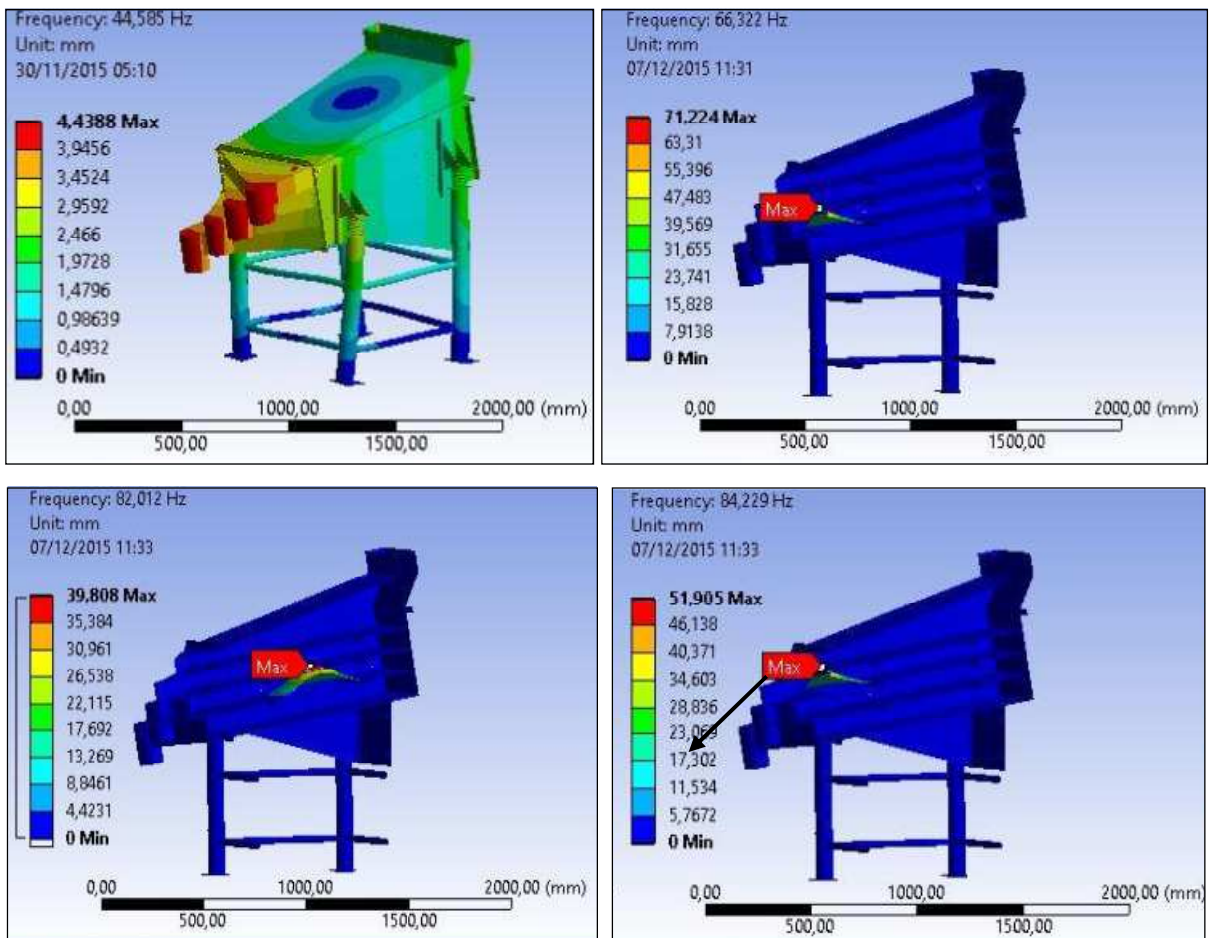
O objetivo da análise modal é encontrar os modos com que a peneira vibratória irá vibrar, e suas frequências naturais. Ao realizar a análise dos modos de vibração, é importante verificar se nenhuma frequência está muito próxima ou igual à frequência dos outros elementos. Por exemplo, a frequência do motorvibrador é de 40 Hz, logo, deve-se tomar cuidado para que a frequência da peneira vibratória não esteja próximo deste valor. Também é importante comparar com a frequência crítica das molas, valor este de 222,7 Hz.

Devido a complexibilidade da máquina, os modos de vibração foram estimados de maneira numérica, através de análise por elementos finitos, utilizando como recurso o software Ansys. A Figura 56 apresenta 6 primeiros modos de vibração da peneira vibratória. Nota-se que as frequências naturais mais críticas são de 18,86 Hz, 21,42 Hz e 44,85 Hz, as outras frequências não são tão importantes no presente momento, pois além de serem bem diferentes das frequências do motorvibrador e das molas, seu modo de vibração é em relação às telas de peneiramento, e por tratar-se de uma geometria representativa na análise, podem ser desconsideradas.

As deformações encontradas mostram-se satisfatórias, visto que seu valor máximo é de 4,44 mm. As deformações apresentadas nas três últimas análises se mostram altas, porém, como já dito anteriormente, serão desconsideradas.

Figura 56- Modos de Vibração da Peneira Vibratória.

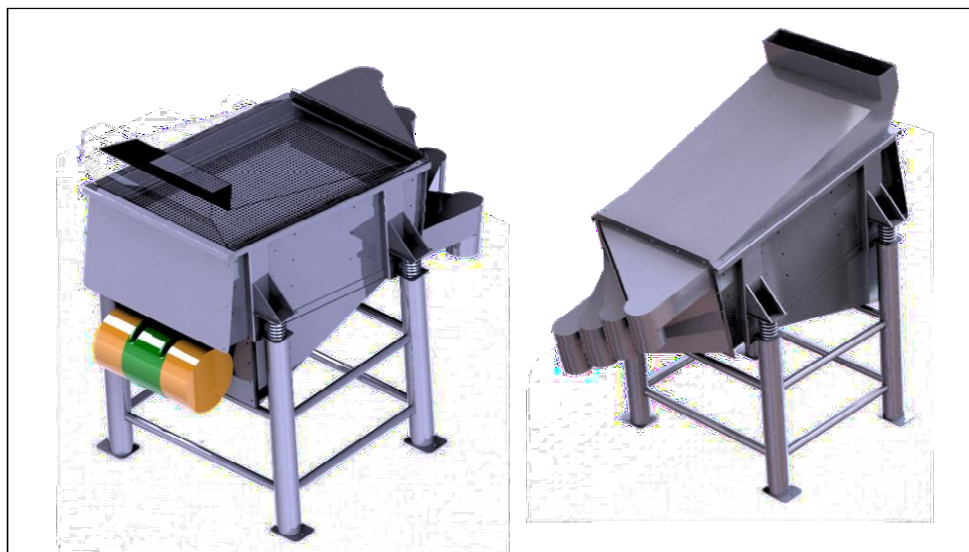




4.19 Montagem Final

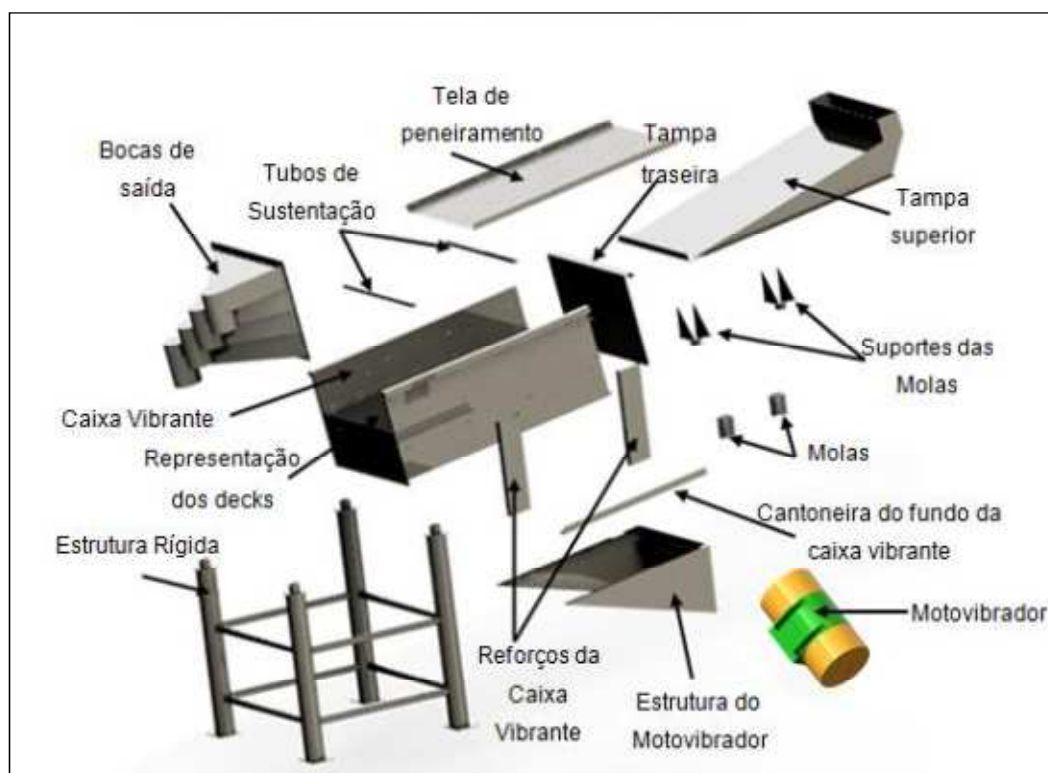
A Figura 57 ilustra a peneira vibratória projetada com seus componentes, pronta para operação.

Figura 57 - Peneira Vibratória para classificação de noz pecã.



Os componentes principais podem ser observados na Figura 58, onde se têm a vista explodida dos elementos que compõe a peneira vibratória, explicitando cada componente.

Figura 58 - Vista explodida dos principais componentes da Peneira Vibratória.



Além dos elementos dimensionados e especificados no projeto, têm-se outros elementos que, por não sofrerem esforços consideráveis, não foram dimensionados, apenas especificados visando à facilidade de fabricação e redução de custos.

Estes componentes são: bocas de saída das nozes, tampa superior, tampa traseira e os elementos de reforços da caixa vibrante.

As bocas de saída são fabricadas a partir de chapas dobradas com espessura de 1/8" e material aço inoxidável AISI 304 (conforme apresentada no Anexo 1), as bocas serão soldadas entre si, de maneira a obter-se um elemento rígido e de fácil montagem e manutenção. Os tubos que compõem as bocas devem ser soldados nas suas respectivas bocas de saída e uma moldura deve ser soldada também em volta de toda esta estrutura, de maneira que seja possível parafusar na caixa vibrante. No Anexo 1, encontra-se todas as dimensões dos elementos descritos, bem como a especificação do material.

A tampa traseira é fabricada a partir de chapa dobrada, com espessura de 1/8" e material aço inoxidável AISI 304. Na sua moldura, deve conter os furos que servirão para fixar a tampa na caixa vibrante. Da mesma maneira têm-se a tampa superior, também fabricada por chapa dobrada, com espessura de 2 mm, e uma moldura feita de chapa de 1/8" deve ser soldada na tampa, para que aja a fixação entre ela e a caixa vibrante.

Todos os elementos que compõem a máquina, estão apresentados de maneira detalhada no Anexo 1.

O resumo das principais características da máquina projetada são apresentadas a seguir:

- Potência motovibrador: 1,25 CV;
- Capacidade máxima de alimentação: 3,59 toneladas/hora;
- Peso total aproximado da peneira vibratória: 270,00 kg;
- Material da parte vibratória: Aço Inoxidável AISI 304;
- Material da estrutura rígida da peneira vibratória: Aço 1020.
- Dimensões: 1417 mm de altura x 1411 mm de comprimento x 947 mm de largura.

4.20 Estimativa de Custos

É muito importante que se tenha uma relação de custos de fabricação ao realizar um projeto, pois o mesmo mostrará a viabilidade, ou não, que se tem em fabrica-lo. Além de que, com a estimativa de custos, é possível analisar decisões tomadas durante o projeto, e quando necessário, troca-las, para viabilizar a fabricação do mesmo.

O projeto desenvolvido neste trabalho tem sua relação de custos apresentada na Tabela 22, onde cotou-se, em varejo, os valores dos materiais, e estimou-se os preços dos processos de fabricação. Vale ressaltar que esta relação apresentada é uma estimativa, podendo variar o seu valor conforme a quantidade de peça/material comprada e fabricantes escolhido.

Nota-se, que o custo final aproximado do projeto é de R\$ 8.965,48, porém, além dos custos de fabricação, o projeto envolve custos de desenvolvimento e pesquisas realizadas para chegar à concepção final da peneira vibratória. Portanto, este valor apresentado é apenas uma estimativa dos custos de fabricação em varejo.

Tabela 22 - Relação de custos da peneira vibratória.

Código	Peça	Processo	Material	Peso (kg)	Qtd.	Preço (R\$)	Fabric. (R\$)	Total (R\$)
PV00	Tela de peneiramento	-	-	24,60	3	1000,00		3000,00
PV01	Cantoneira das telas de peneiramento	C-F	Perfil L	1,2	6	25,00	40	70,00
PV02	Tubos de Sustentação	C-F-R-S	Tubo	0,56	6	25,00	100	114,00
PV03	Estrutura do Motovibrador	C-S-F	Perfil L e Chapa	15,8	1	25,00	150	545,00
PV06	Caixa Vibrante	C-D-S-F	Chapa	39,15	1	18,00	400	1104,70
PV07 e PV08	Reforço esquerdo e direito da caixa vibrante	C-D	Chapa	1,55	4	18,00	70	97,90
PV010	Cantoneira do fundo da caixa vibrante	S	Perfil L	1,4	2	25,00	20	55,00
PV011	Suporte das molas	C-S	Chapa	1,16	4	18,00	100	120,88
PV012	Molas	C-D	Barra	1,17	4	20,00	200	223,40
PV013	Estrutura da Peneira Vibratória	S	Tubo	34,54	1	25,00	200	1063,50
PV014 e PV019	Tampa superior e traseira	C-D-S	Chapa	16,1	1	18,00	150	439,80
PV015	Conjunto bocas de saída	C-D-S	Chapa	29,86	1	18,00	400	937,48
PV016 a PV018	Tubos bocas de saída	C-D-S	Chapa	0,7	4	18,00	10	22,60
PV22	Motovibrador*		-	51	1	1000,00		1000,00
PV023	Parafusos* M6 x 1	-	-		28	0,74		20,89
PV024	Parafusos* M8 x 1,25	-	-		56	1,82		101,94
PV025	Parafusos* M16 x 1,25	-	-		4	12,09		48,37
Total				221,55	132		1840	8965,48

(S) Soldagem; (C) Corte; (D) Dobra; (R) Rosqueamento; (F) Furação; () Comprado.

5 CONCLUSÕES

Dos objetivos que se tinha do projeto, pode-se fazer as seguintes conclusões:

a) Os parâmetros adotados no projeto foram satisfatórios, visto que os mesmos foram definidos após ensaios com as amêndoas, visando encontrar as características reais das amêndoas;

b) A peneira vibratória atende aos requisitos de projeto, considerando os coeficientes de segurança obtidos;

c) A estrutura da peneira vibratória apresenta boa rigidez como pode ser visto nas imagens das simulações em elementos finitos;

d) As análises em elementos finitos dos modos de vibrações mostra-se que o sistema está livre de ressonância;

6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões de trabalhos futuros podem-se citar:

- a) Realização de análise computacional das telas de peneiramento, para verificação do diâmetro do fio proposto pelo fabricante;
- b) Otimização do dimensionamento, diminuindo os coeficientes de segurança, visando à redução de custos do projeto;
- c) A construção de um protótipo para validação do projeto, de maneira a determinar a real eficiência na classificação das nozes.

REFERÊNCIAS

(F) e as que ficam retidas são os. ., p. 1–11.

AGRONLINE. Pecanita lança projeto para ampliar plantação de noqueiras no RS. Disponível em: <<http://www.agronline.com.br/agronoticias/noticia.php?id=19388>>. .

ARTEX. Tipos de Aços Inox comercializados. , 2015. São Paulo. Disponível em: <<http://www.acoartex.com.br/folder-ARTEX3.pdf>>. .

BEER, F.; JOHNSTON, R.; DEWOLF, J. **Resistência dos Materiais - Mecânica dos Materiais**. 4th ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

BUDYNAS; NISBETT. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 8th ed. 2006.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Máquinas de Shigley - Projeto de Engenharia Mecânica**. 8th ed. São Paulo: AMGH Editora Ltda, 2011.

CALFEN. Catálogo de Motovibradores Calfen. , 2015. Itupeva - SP. Disponível em: <www.calfen.com.br>. .

CARRISSO, R. C. C.; CORREIRA, J. C. G. Classificação E Peneiramento. In: A. B. da Luz; J. A. Sampaio; S. L. M. Almeida (Eds.); **Tratamento de Minérios**. 4th ed., p.858, 2004. Rio de Janeiro.

CARVALHO, S. C. DE; LUZ, J. A. M. DA. Modelamento matemático de peneiramento vibratório (Parte 2): simulação. **Rem: Revista Escola de Minas**, v. 58, n. 2, p. 121–125, 2005.

CARVALHO, S. C.; LUZ, J. A. M. DA. **Simulação Probabilística de Peneiramento Vibratório**, 2004. Universidade Federal de Ouro Preto.

CHAVES, A. P.; PERES, A. E. C. **Teoria e Prática do Tratamento de Minérios - Britagem, Peneiramento e Moagem**. 1st ed. São Paulo, 1999.

CHAVES, A. P.; PERES, A. E. C. **Teoria e Prática do Tratamento de Minérios - Britagem, Peneiramento e Moagem**. 4th ed. São Paulo, 2009.

CONDOR, A. L. Fruticultura: Cultivo da Nogueira Pecã. Disponível em: <<http://www.agropecuariacondor.com.br/conteudo.php?func=4>>. .

DIVINUT. A noz-pecã. Disponível em: <http://www.divinut.com.br/index.php?option=com_content&view=article&id=136&Itemid=27>. .

ESAB. Catálogo de Consumíveis - Eletrodos Revestidos. , 2013. Disponível em: <<http://www.esab.com.br/br/pt/support/documentation/upload/catalogo-consumiveis-esab.pdf>>. .

FEITAL. Catálogo de Chapas e Características Mecânicas dos Aços Inoxidáveis. , 2013. São Paulo. Disponível em: <<http://catalogo.feital.com.br/image?cid=12449&plpver=10&catid=1001&prodid=1025&imgname=normas-em-virgor-composicao-quimica-valores-propriedades-mecanicas-representativas.png>>. .

HAYER & BOECKER, L. Tecnologia na Preparação de Materiais. , 2015. Campinas. Disponível em: <<http://www.haverbrasil.com.br/solucoes#classifica??o#274#3>>. .

HIBBELER, R. C. **Dinâmica: Mecânica para Engenharia**. 10th ed. São Paulo, 2005.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 7th ed. São Paulo: Pearson, 2009.

HURRELL, J. A; DELUCCHI, G.; KELLER, H. A. Carya illinoensis. **Bonplandia**, v. 20, n. 1, p. 47–54, 2011.

IBGE. Banana, Pera e Noz. Disponível em: <http://www.atlassocioeconomico.rs.gov.br/conteudo.asp?cod_menu_filho=819&cod_menu=817&tipo_menu=ECONOMIA&cod_conteudo=1604>. .

IIZUKA, E. K. **Análise de Tensões em Peneiras Vibratórias através de Modelagem Numérica Utilizando o Método dos Elementos Finitos e Experimentalmente por Extensometria**, 2006. UNICAMP.

JOFEPAR. Catálogo de Arruelas de Pressão. , 2015. São Paulo. Disponível em: <[http://jofepar.com.br/Catalogo/Arrela de pressao.pdf](http://jofepar.com.br/Catalogo/Arrela%20de%20pressao.pdf)>. .

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Projeto de componentes de máquinas**. 4th ed. Rio de Janeiro, 2013.

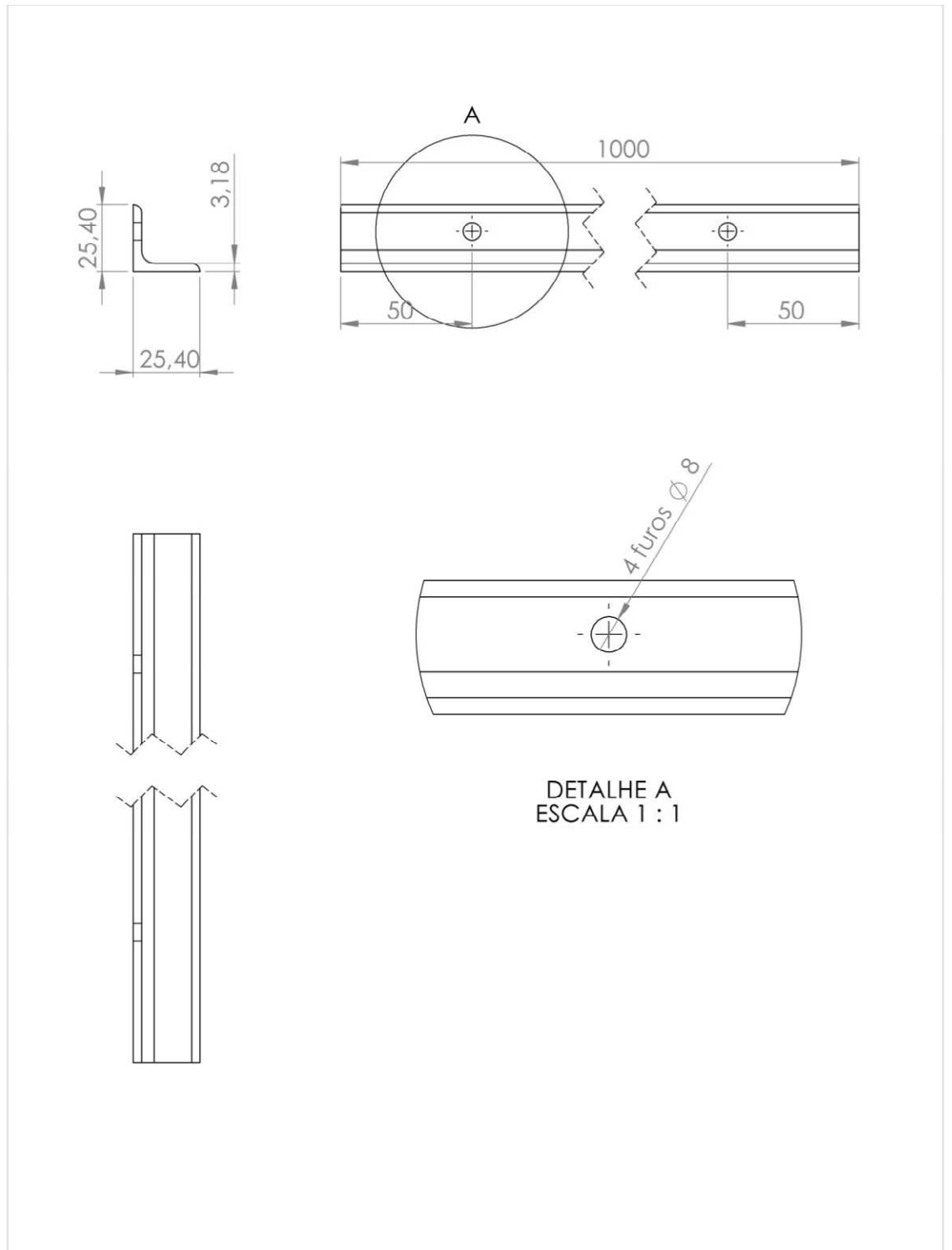
LUZ, A. B.; SAMPAIO, J. A.; ALMEIDA, S. L. M. **Tratamento de Minérios**. 4th ed. Rio de Janeiro, 2004.

LUZ, ADÃO BENVINDO; SAMPAIO, JOÃO ALVES; ALMEIDA, S. L. M. DA. **Tratamento de minérios**. 4th ed. Rio de Janeiro: CETEM/MCT, 2004.



MACVALE. Motovibrador elétrico resistente a chuva. Disponível em: <<http://macvale.com/wam/motovibrador-eletrico-aprova-de-intemperes/>>. Acesso em: 31/10/2015.

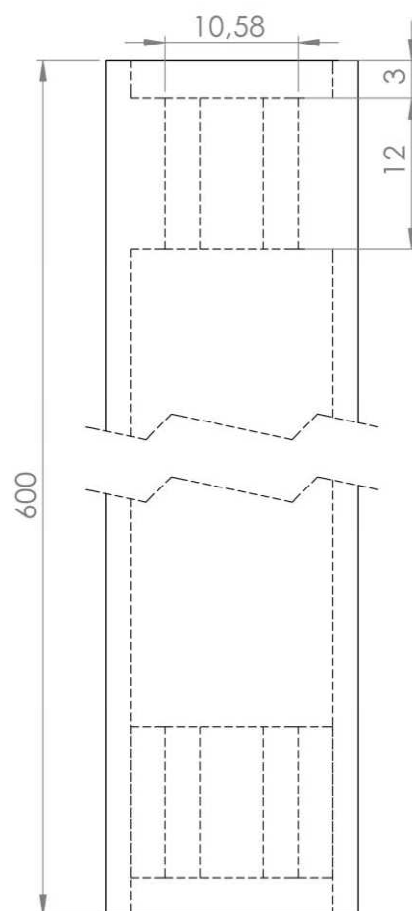
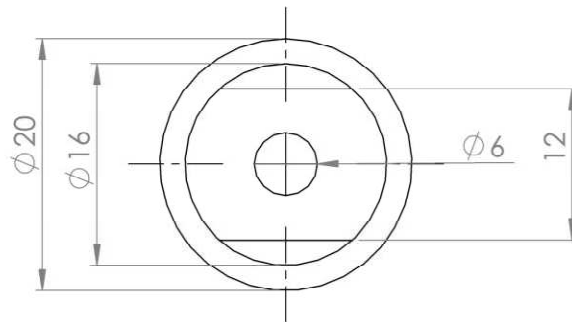
- MILHOMEM, F. DE O. **Modelagem de Desaguamento em Peneira**, 2013. Universidade Federal de Ouro Preto.
- MILMAN, M. J. **Equipamentos para pré-processamento de grãos**. 1st ed. Pelotas, 2002.
- NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas - Uma Abordagem Integrada**. 2nd ed. Porto Alegre, 2004.
- PECANITA. Noz Pecan in Natura. Disponível em: <<http://www.pecanita.com.br/pagina-inicial>>. .
- PITOL. Viveiros Pitol. Disponível em: <<http://www.nozespitol.com.br/Vfotos.html>>. .
- PITOL, T. **Gestao de riscos do trabalho numa agroindústria**, 2011. UNIVATES.
- POLETTI, T.; LAZAROTTO, M.; BAGGIOTTO, C.; et al. Análise de características dos frutos de cultivares de noqueira-pecã cultivadas no Rio Grande do Sul. SEPE - Simpósio de Ensino, Pesquisa e Extensao. **Anais...** . v. 3, p.7, 2012. Santa Maria.
- PRADO, A. C. P. DO. **AVALIAÇÃO DA ATIVIDADE ANTIOXIDANTE DA CASCA E TORTA DE NOZPECÃ [Carya illinoensis (Wangenh) C. Koch]**, 2008. Universidade Federal de Santa Catarina.
- RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. 4th ed. São Paulo, 2008.
- SIMOPOULOS, A. P. The Mediterranean Diets: What Is So Special about the Diet of Greece? The Scientific Evidence. **Journal of Nutrition**, v. 131, 2001.
- STARBLUE. Catálogo de Parafusos, Porcas e Arruelas de Aço Inoxidável. , 2015. Santa Catarina. Disponível em: <[http://starblue.com.br/CATALOGO PARAFUSOS.pdf](http://starblue.com.br/CATALOGO_PARAFUSOS.pdf)>. .
- TECIAM. Telas para Peneiras Vibratórias - Especificações Técnicas. , 2015. São Paulo. Disponível em: <<http://www.teciam.com.br/tela-peneira.html>>. .
- TEIXEIRA, H. G.; GALERY, R. **Desenvolvimento de um Sistema para Dimensionamento, Análise e Otimização de Circuitos de Preparação de Minério**, 2013. Universidade Federal de Minas Gerais.
- TERABE, N. I.; MARTINS, C. M.; HOMECHIN, M. Microrganismos associados a frutos de diferentes cultivares de noz pecan. **Ciencia e Agrotecnologia**, v. 32, n. 2, p. 659–662, 2008.
- VENKATACHALAM, M. **Chemical Composition of Select Pecan [Carya illinoensis (Wangenh .) K . Koch] Varieties and Antigenic Stability of Pecan Proteins**, 2004.



7 APÊNDICE 1 - DESENHOS TÉCNICOS



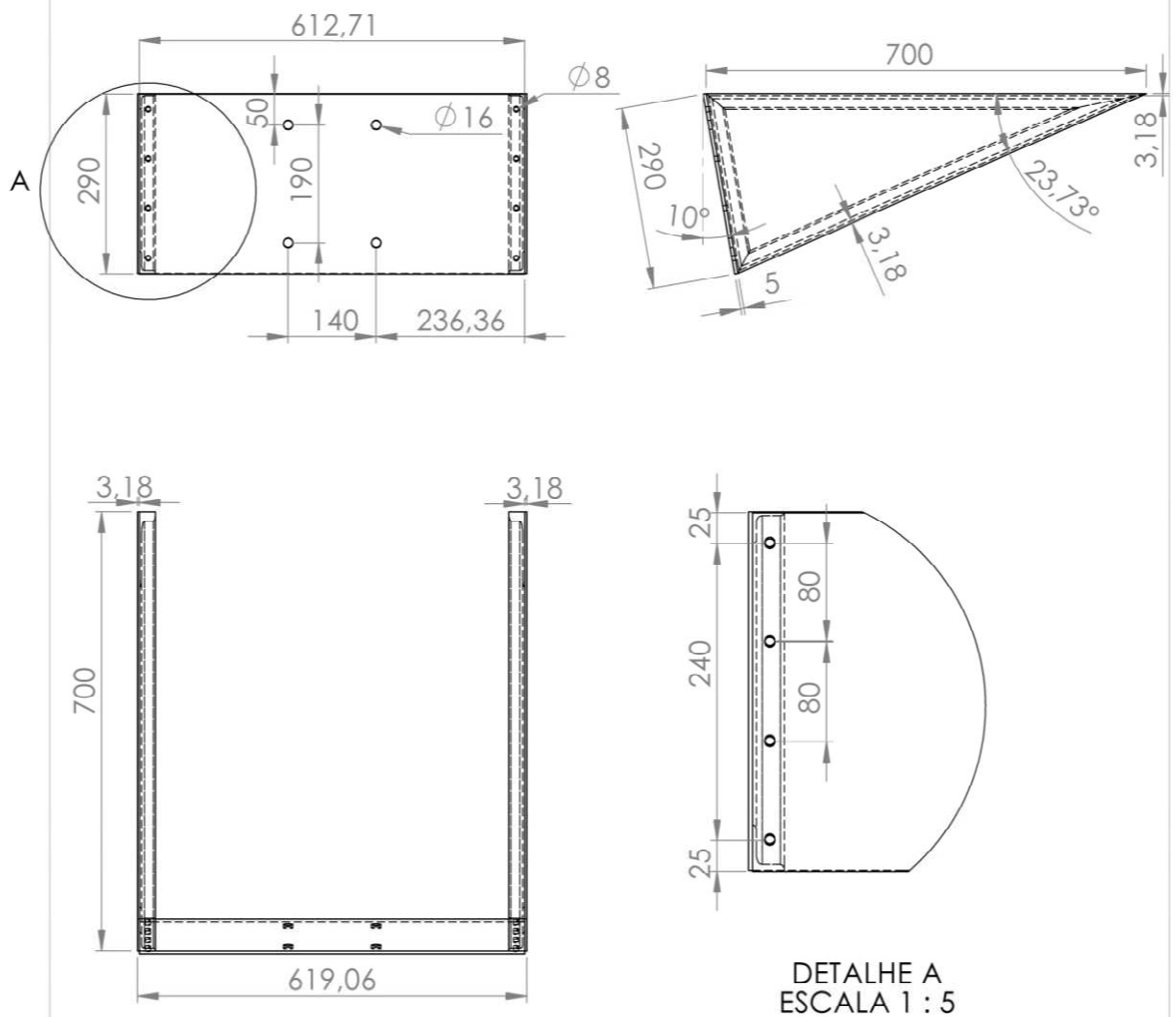
DETALHE A
ESCALA 1 : 1



Cód. Peça	Denominação	Qty.	Material
01	Cantoneira da Tela de Peneiramento	6	Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
			Data: 03/12/2015
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
Responsável:	Alana Indah Boaventura	Folha: 1	



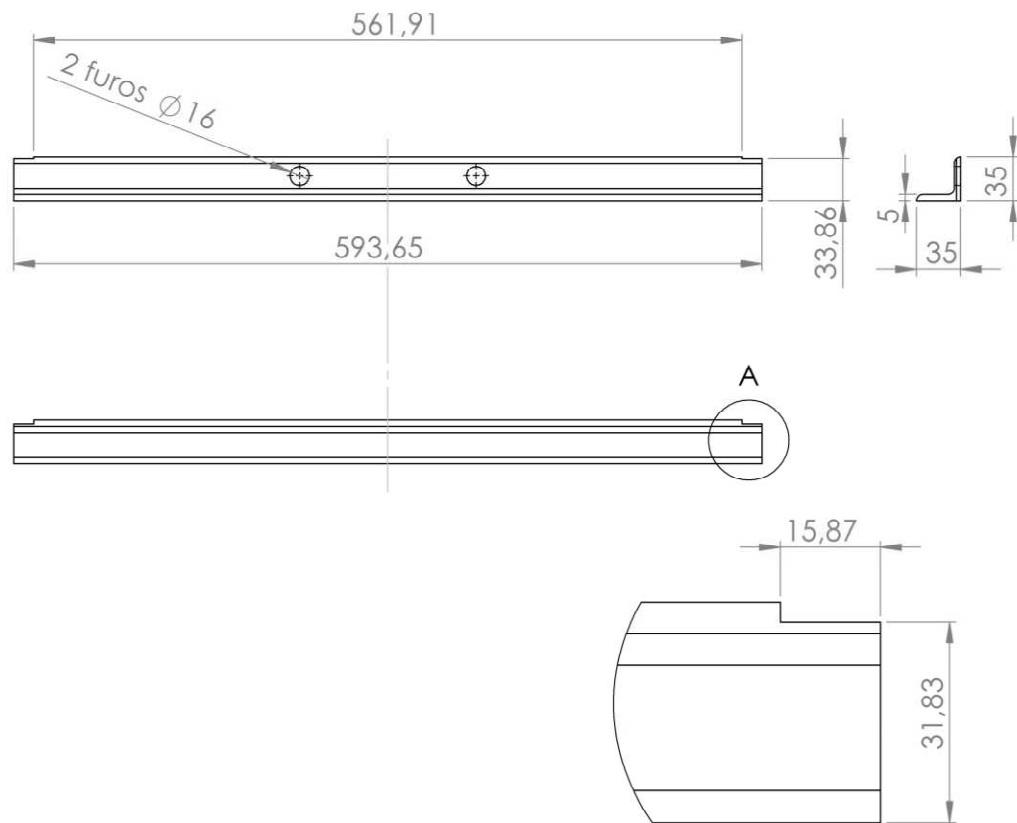
Cód. Peça	Denominação	Qty.	Material
02	Tubo de Sustentação	6	Aço Inoxidável AISI 304
	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 2:1
			Folha: 2

Toda a estrutura é em perfil "L" (cantoneira) de abas iguais 25,40x3,18 mm





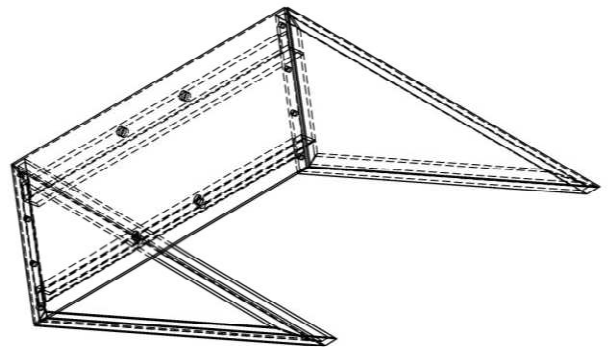
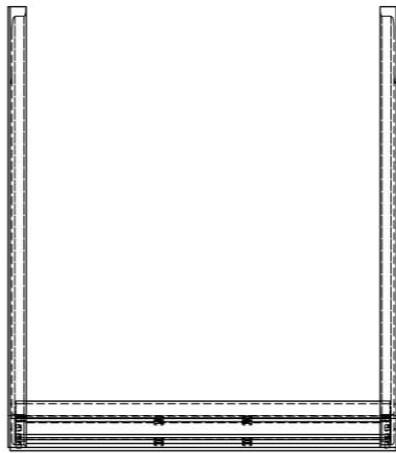
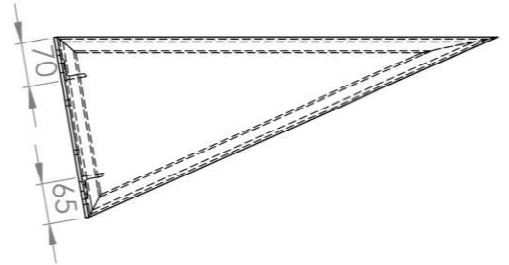
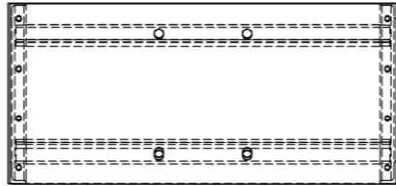
Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
03	Estrutura do Motovibrador	1	Perfil "L" 25,40x3,18mm Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:10
			Folha: 3



Perfil L de abas iguais (35 x 5mm).
Peça soldada na chapa da estrutura
do motovibrador, coincidente com
os furos da chapa.

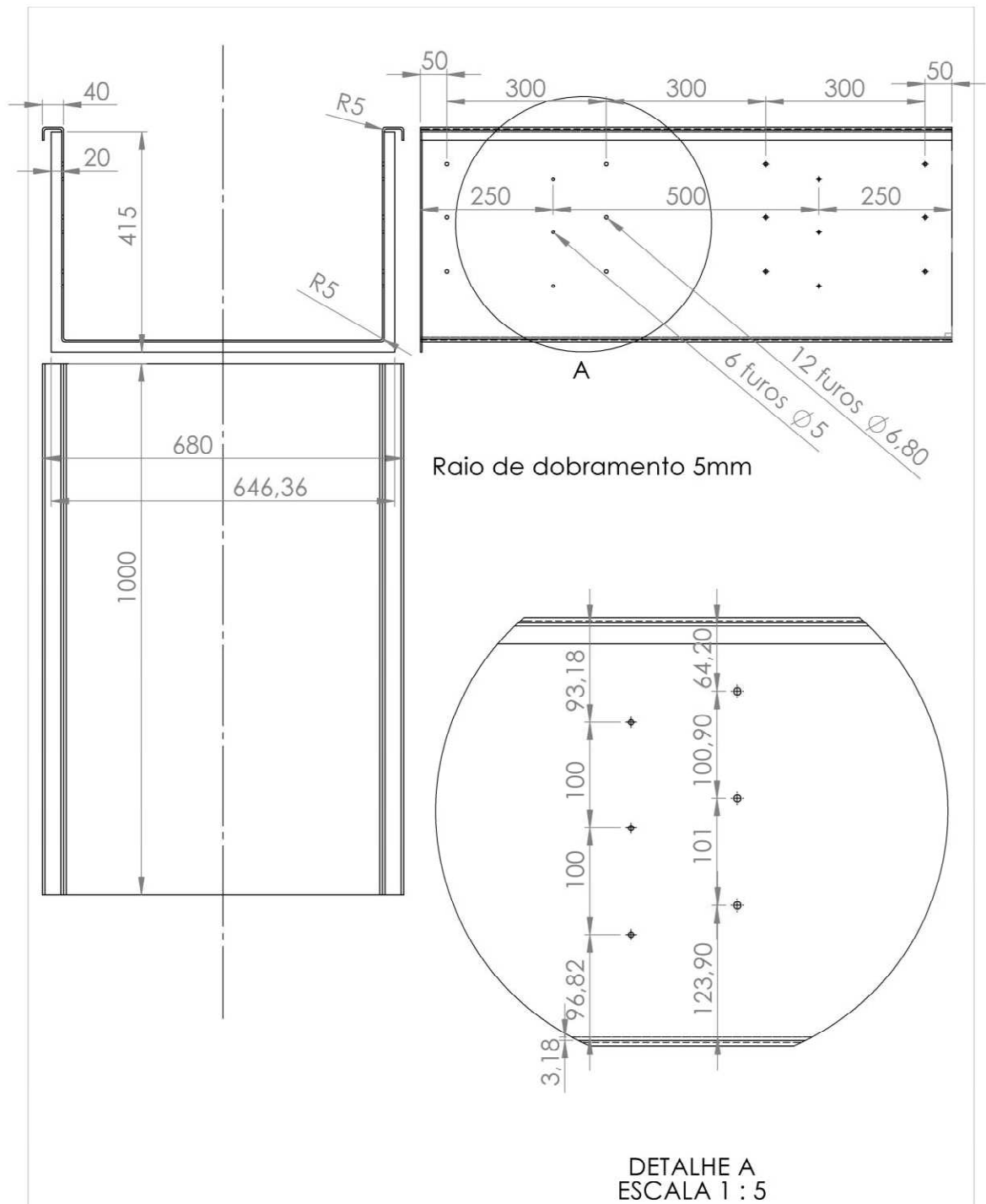




DETALHE A
ESCALA 1 : 1

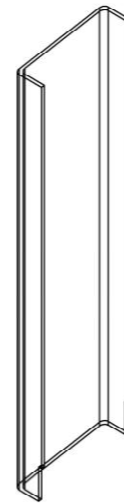
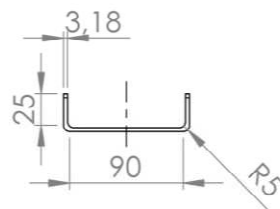
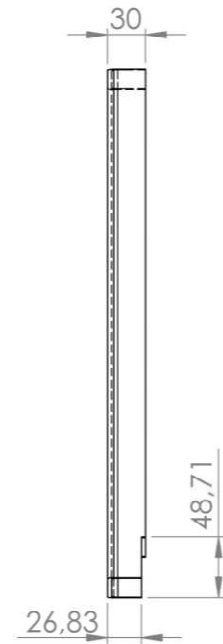
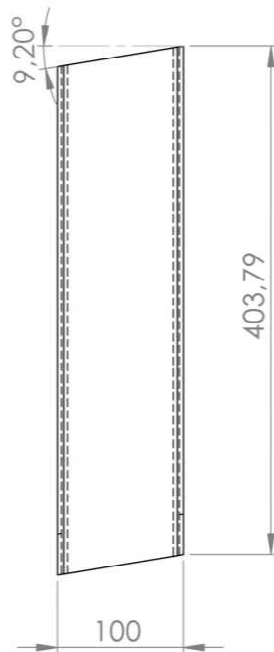
Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
04	Reforço para chapa da estrutura do motovibrador	2	Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:5
			Folha: 4





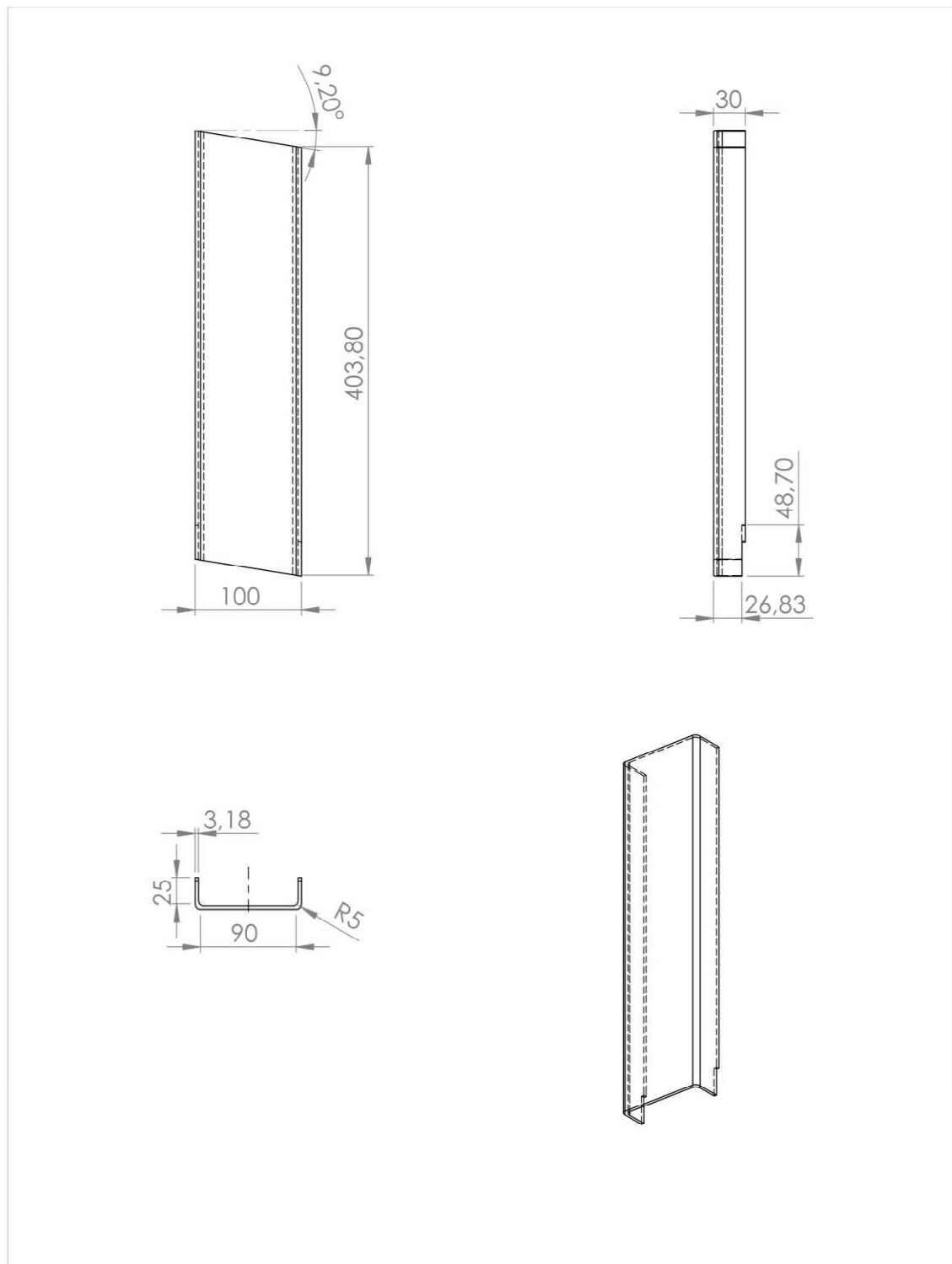
Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
05	Montagem perfil L na chapa da estrutura do motovibrador	6	Aço Inoxidável AISI 304
	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:10
			Folha: 5





Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
06	Caixa Vibrante sem reforço	1	Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:10
			Folha: 6

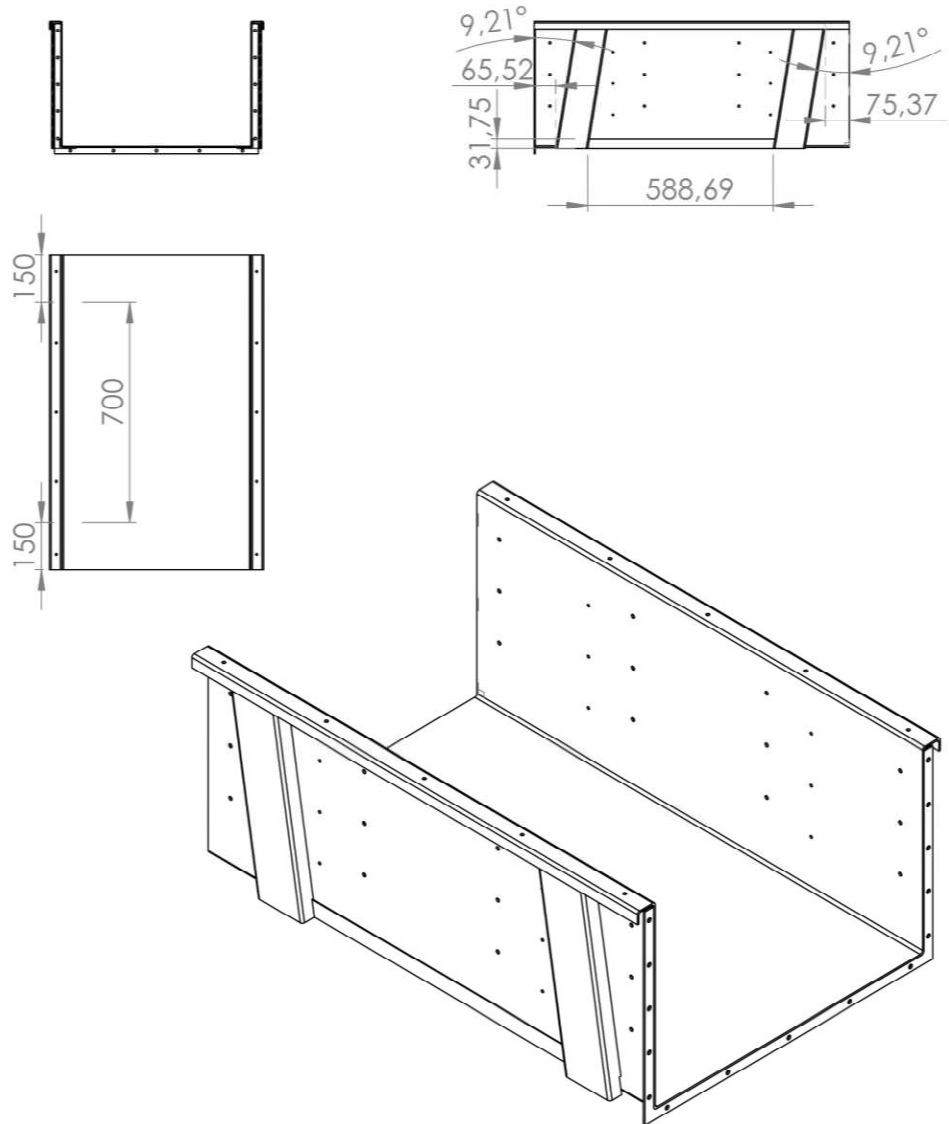




Cód. Peça	Denominação	Qty.	Material
07	Reforço esquerdo da Caixa Vibrante	2	Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto: Universidade Federal do Pampa		Data: 03/12/2015
	Departamento: Engenharia Mecânica		Unidade: mm
	Responsável: Alana Indah Boaventura		Escala: 1:5
			Folha: 7

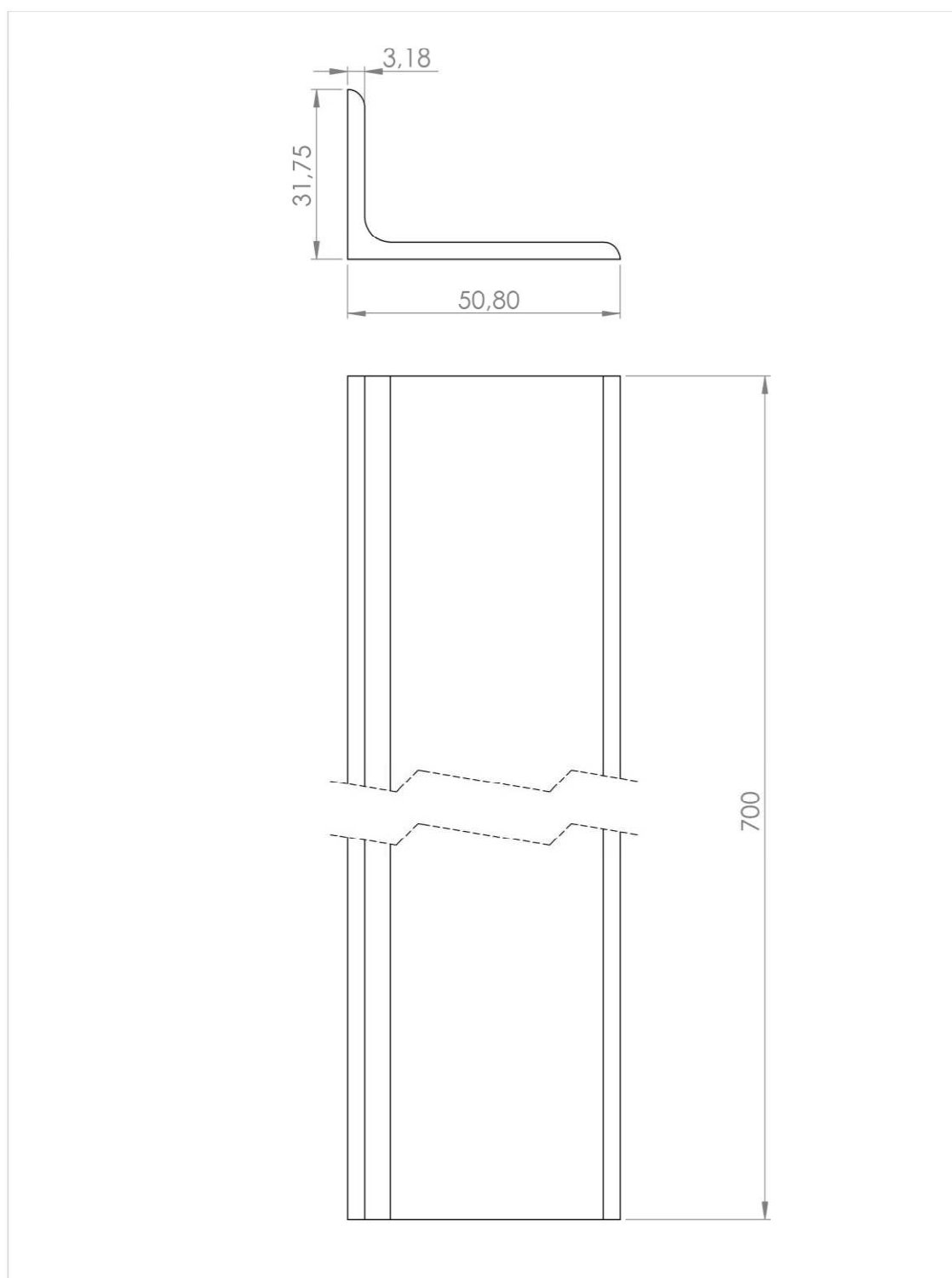




Cód. Peça	Denominação	Qty.	Material
08	Reforço direito da Caixa Vibrante	2	Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:5
			Folha: 8

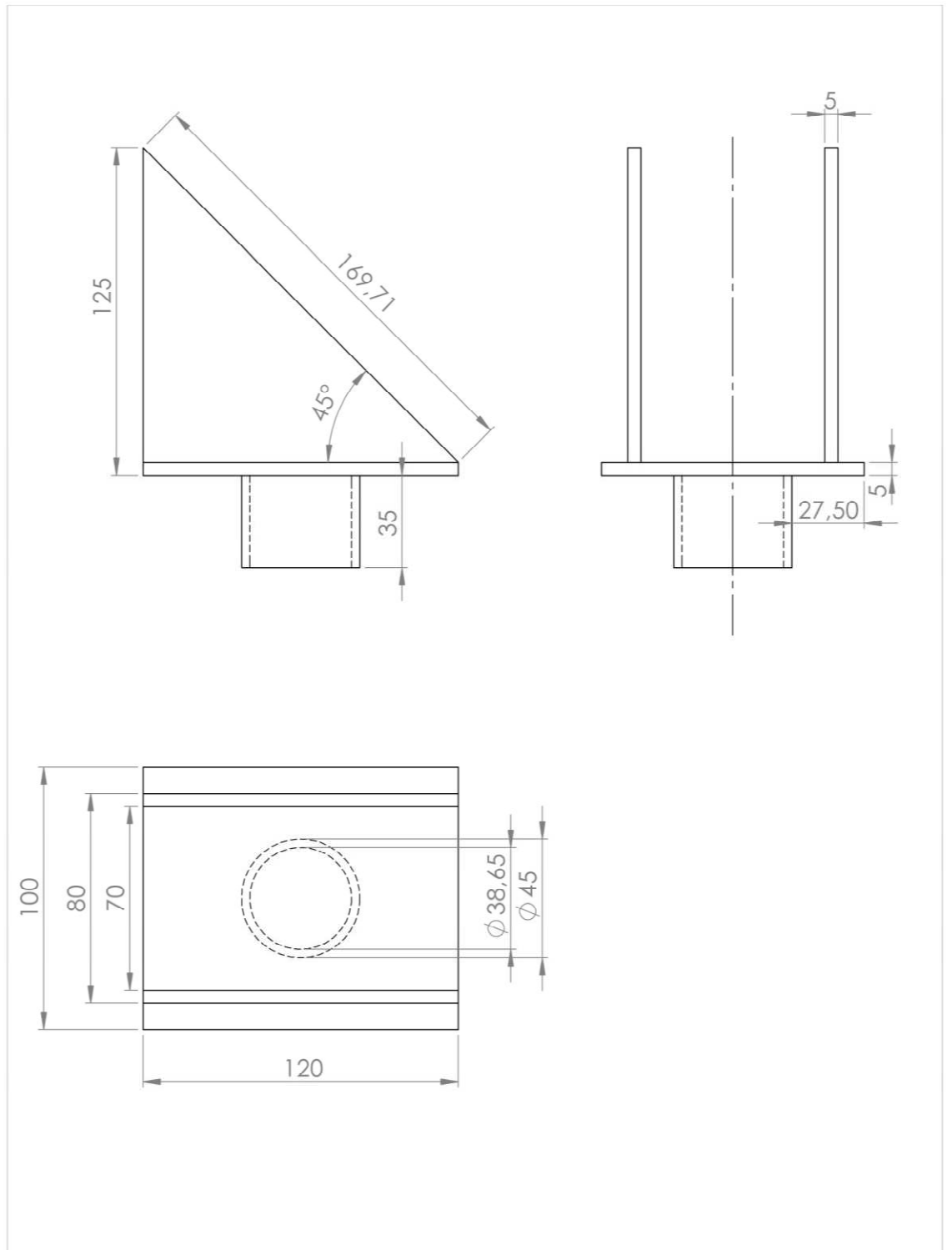
Montagem das vigas U de reforço e perfil L (50,80 x 31,75 x 3,18mm) no fundo da caixa vibrante.





Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
09	Montagem Caixa Vibrante com Reforços e Perfil L	1	Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
			Data: 03/12/2015
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:20
Responsável:	Alana Indah Boaventura	Folha: 9	

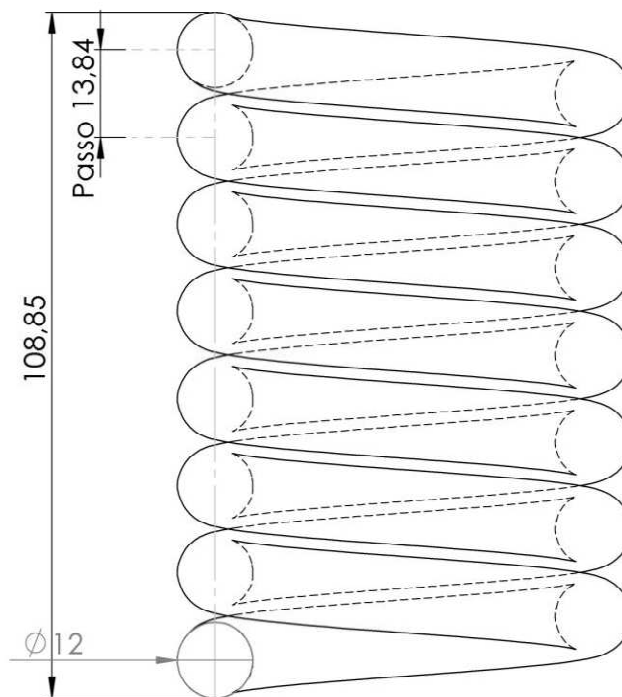
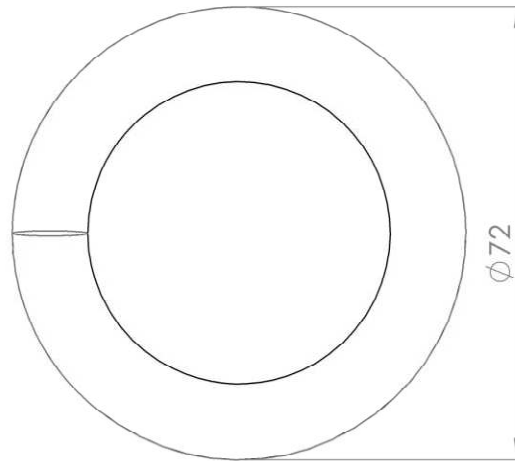




Cód. Peça	Denominação	Qty.	Material
010	Cantoneira do fundo da Caixa Vibrante	2	Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
			Data: 03/12/2015
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:1
Responsável:	Alana Indah Boaventura	Folha: 10	



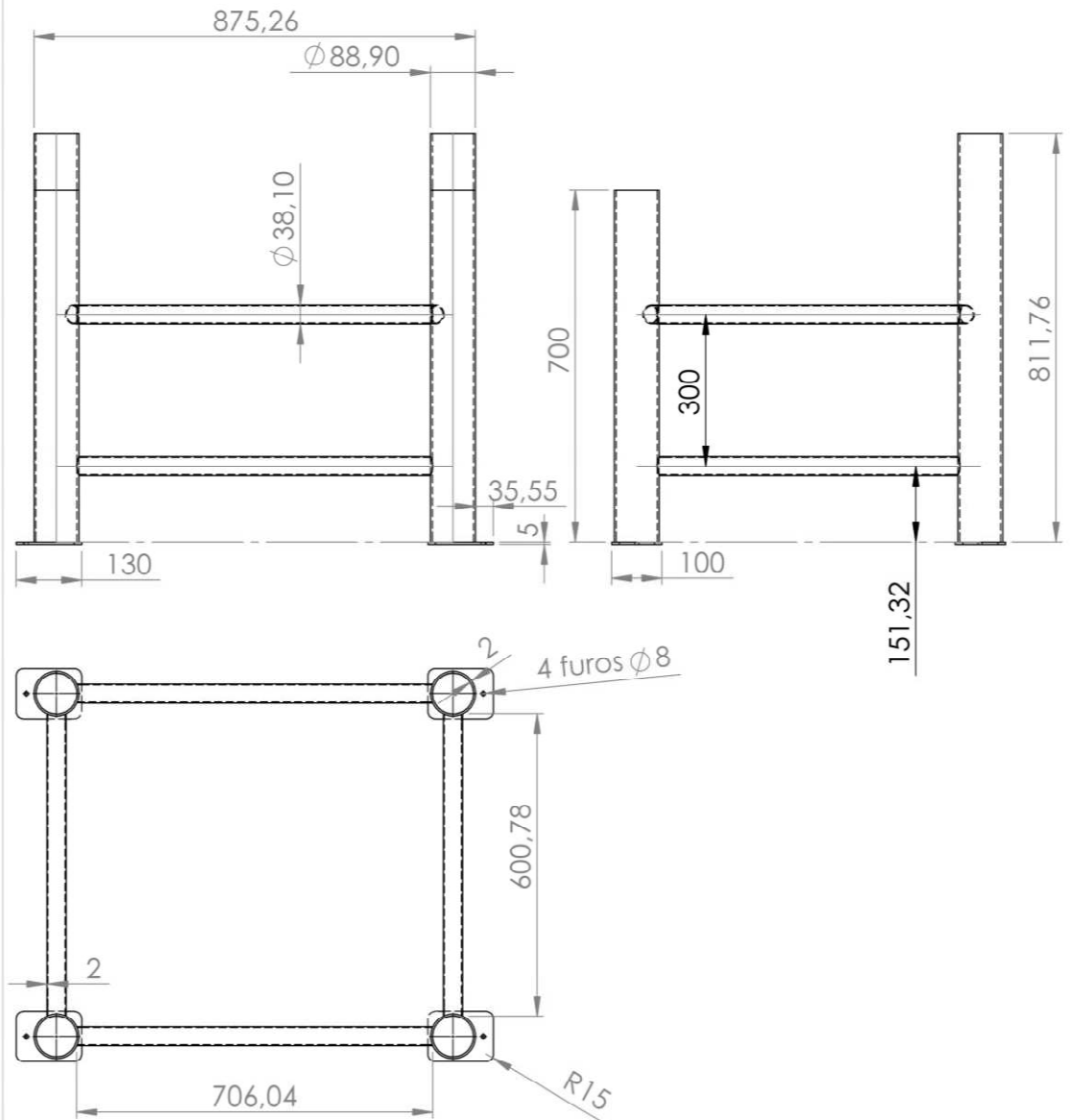
Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
011	Suporte das Molas	4	Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
			Data: 03/12/2015
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Unidade: mm
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Escala: 1:2
Responsável:	Alana Indah Boaventura	Folha: 11	



Extremidades das
molas esquadradas
e esmerilhadas.

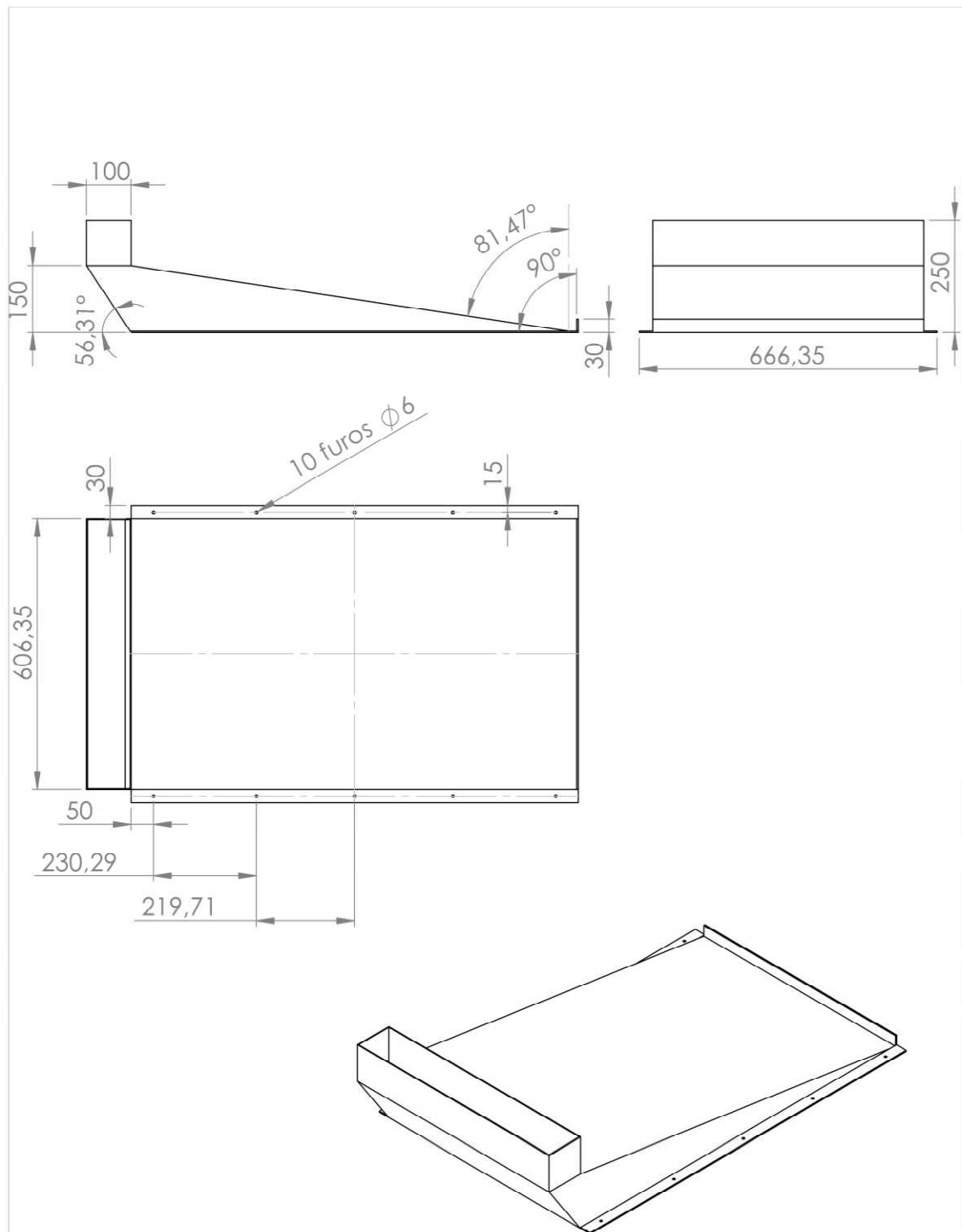




Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
012	Mola	4	Aço mola ASTM A232 - Cromo -vanádio
	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto: Universidade Federal do Pampa		Data: 03/12/2015
	Departamento: Engenharia Mecânica		Unidade: mm
	Responsável: Alana Indah Boaventura		Escala: 1:1
			Folha: 12

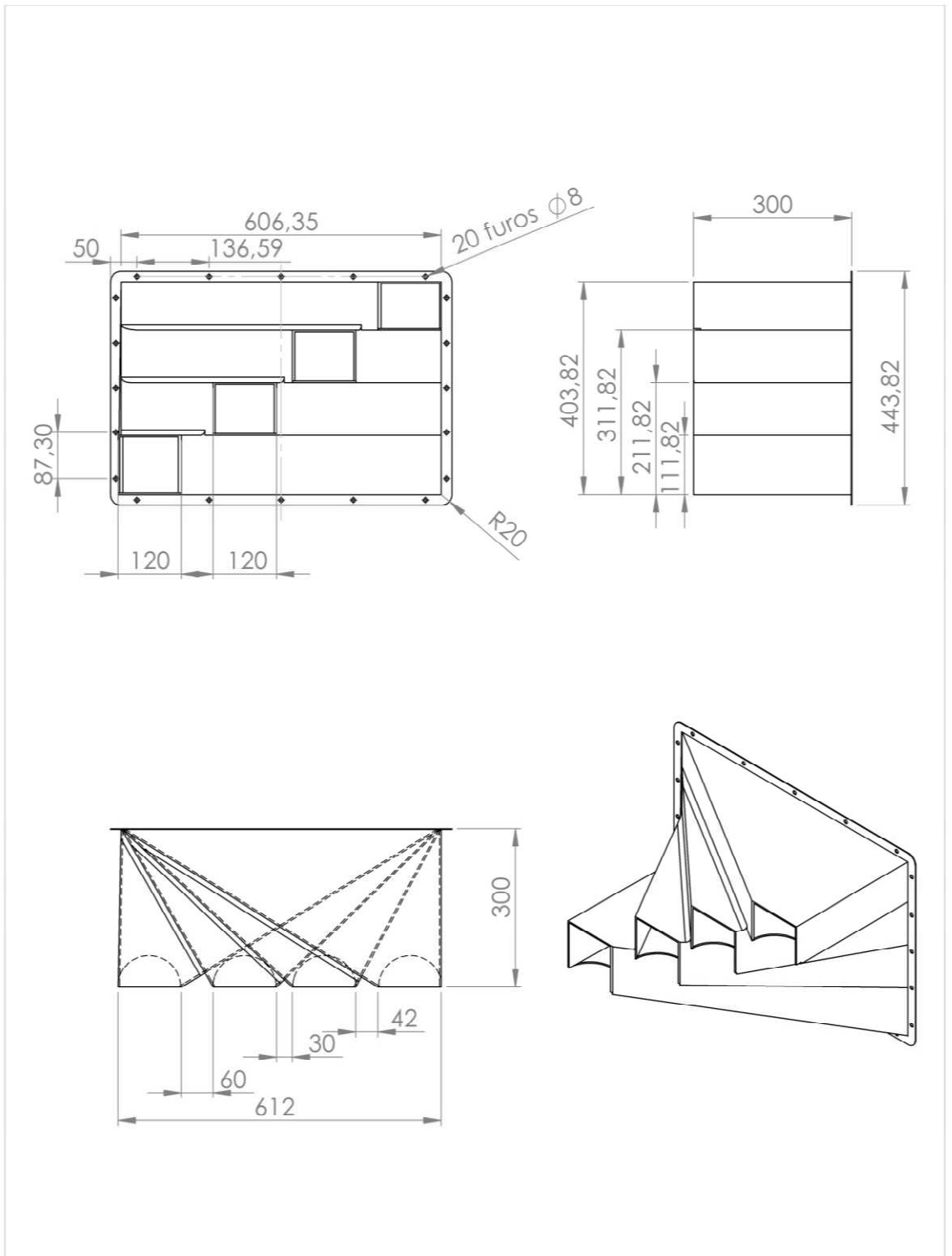
Ambos tubos, maior e menor, têm espessura de parede de 2 mm.





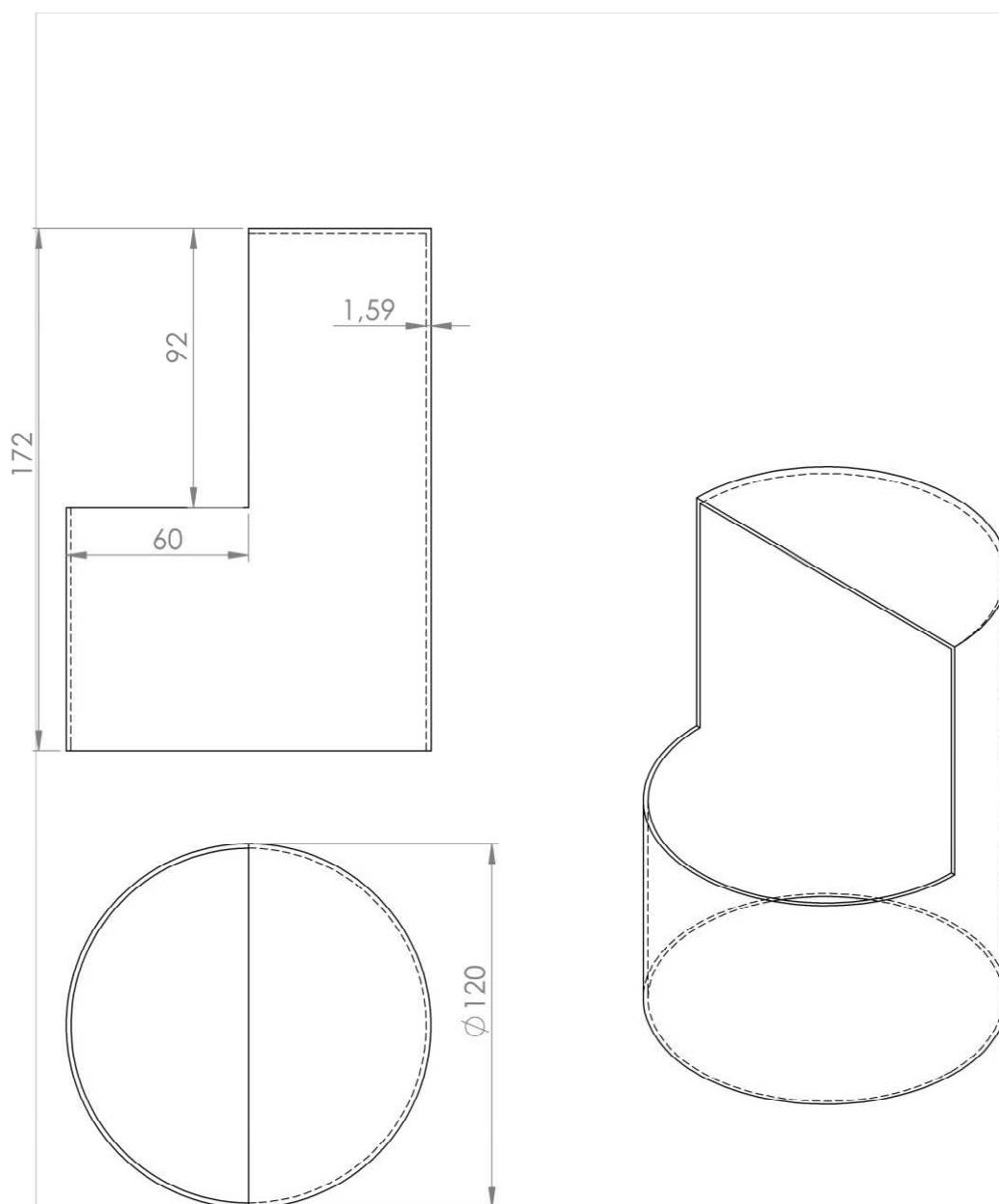
Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
013	Estrutura da Peneira Vibratória	1	Aço AISI 1020
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:20
			Folha: 13





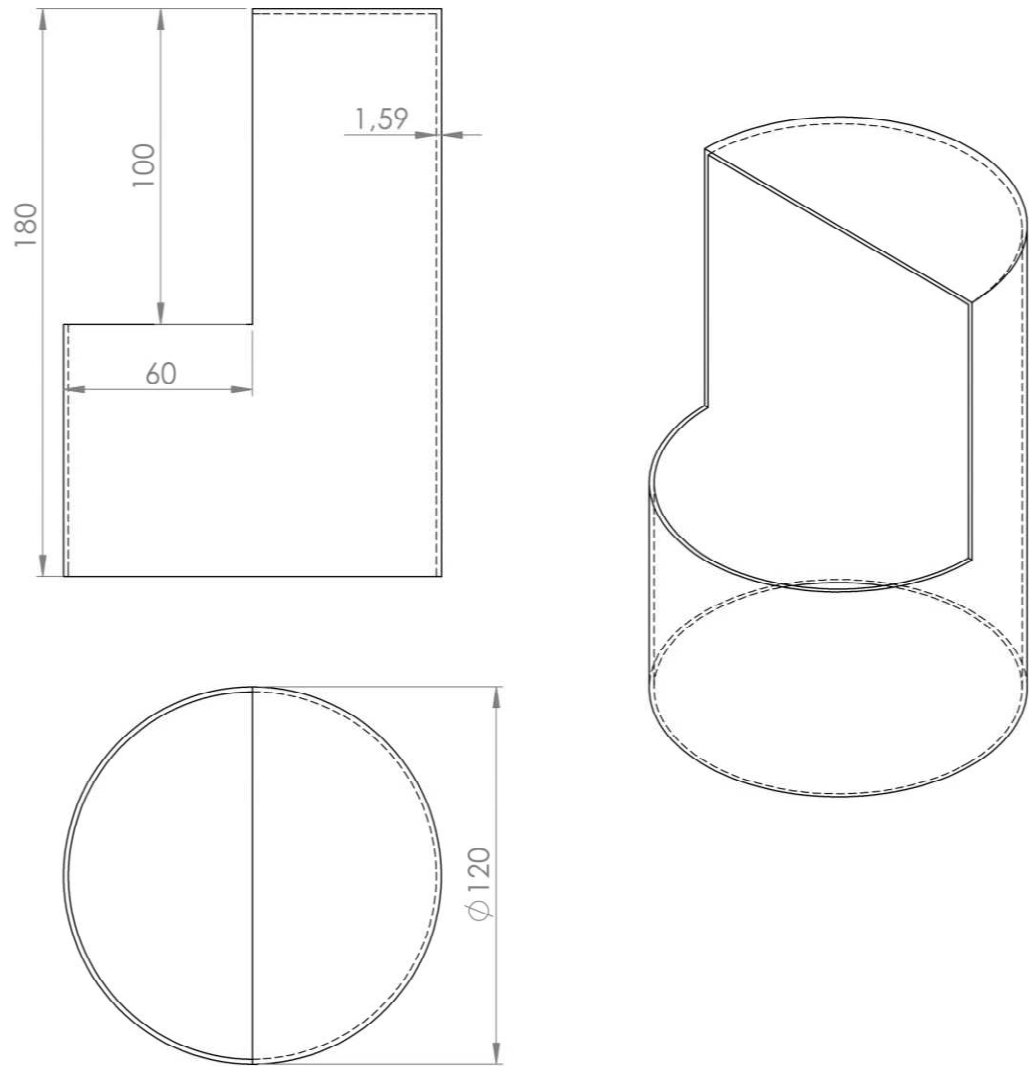
Cód. Peça	Denominação	Qty.	Material
014	Tampa e Alimentação da Peneira Vibratória	1	Aço Inoxidável AISI 304 - Chapa 14
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:12
			Folha: 14





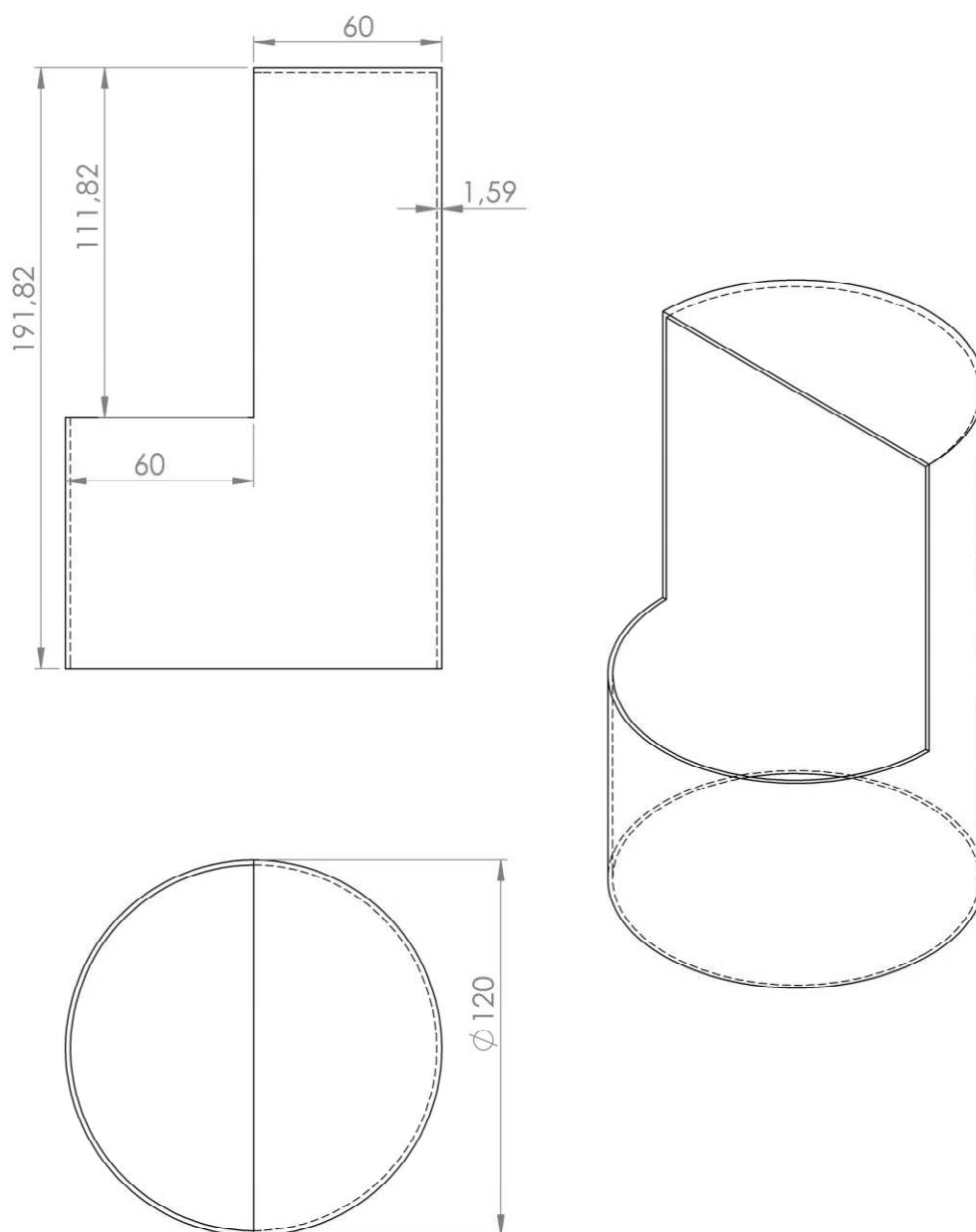
Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
015	Conjunto Bocas de saída de material	1	Aço Inoxidável AISI 304 - Chapa 1/8"
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto: Universidade Federal do Pampa		Data: 03/12/2015
	Departamento: Engenharia Mecânica		Unidade: mm
	Responsável: Alana Indah Boaventura		Escala: 1:10 Folha: 15



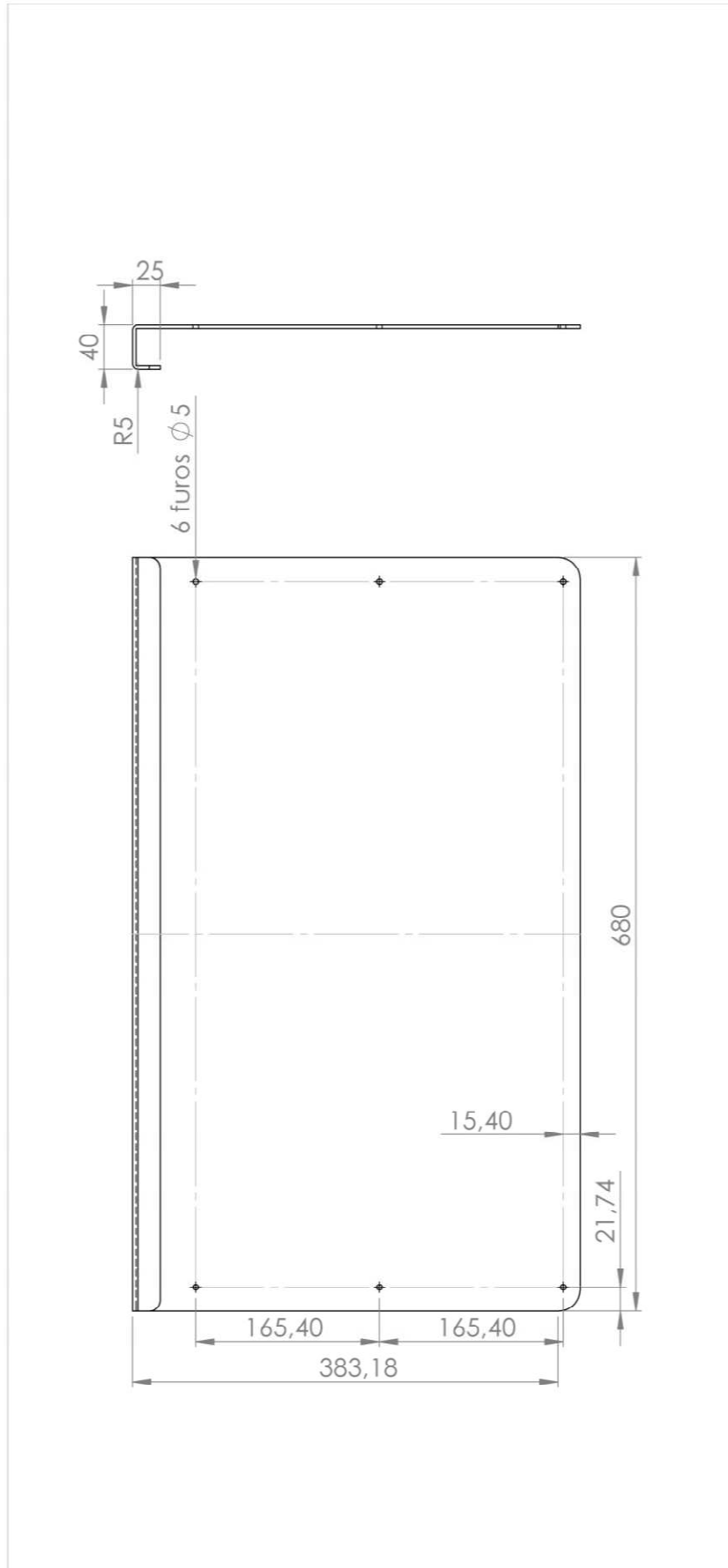
Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
016	Tubo de saída da boca 1	1	Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:2
			Folha: 16




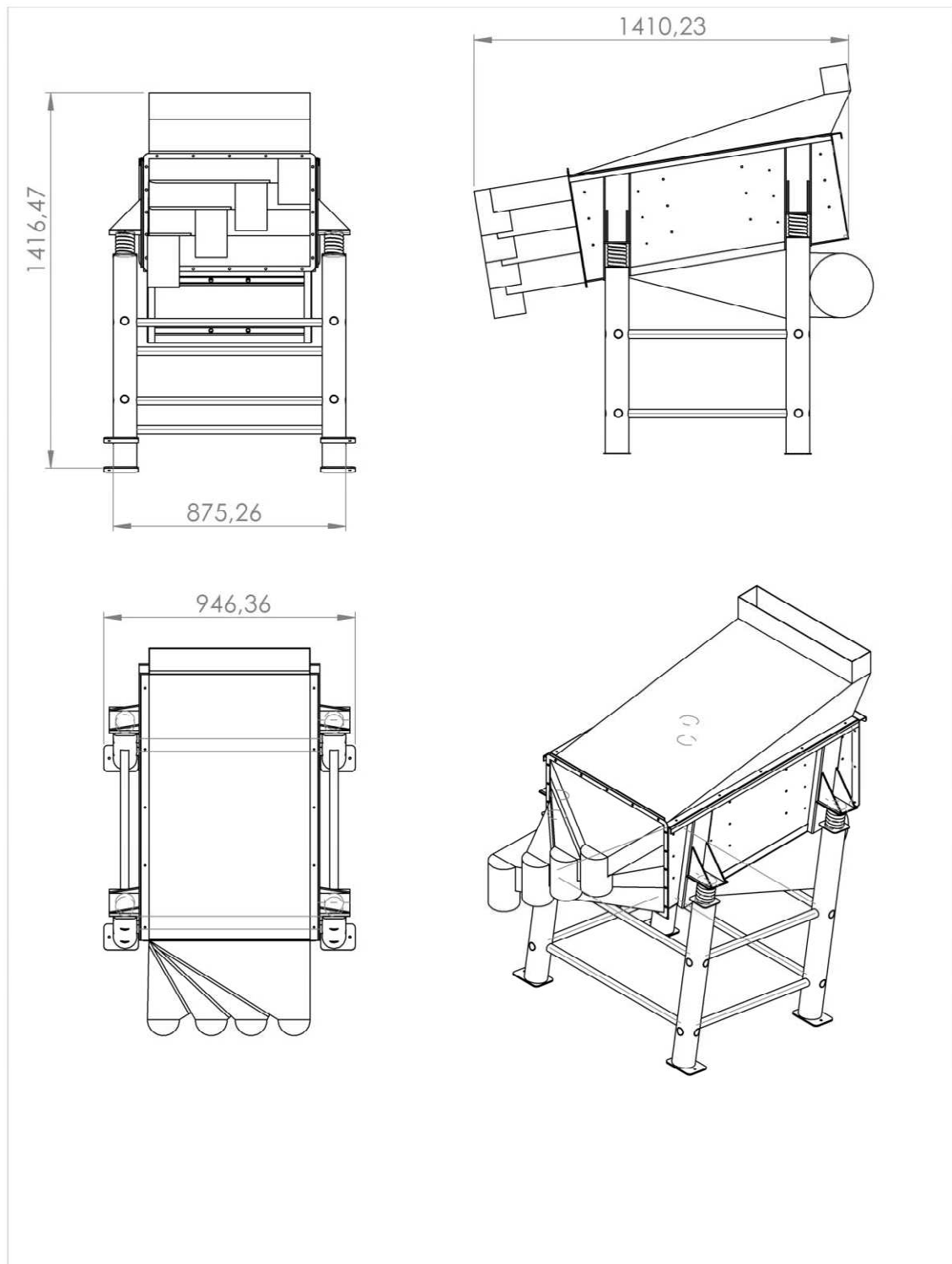
Cód. Peça	Denominação	Qty.	Material
017	Tubo de saída da boca 2 e 3	2	Aço Inoxidável AISI 304
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:2
			Folha: 17





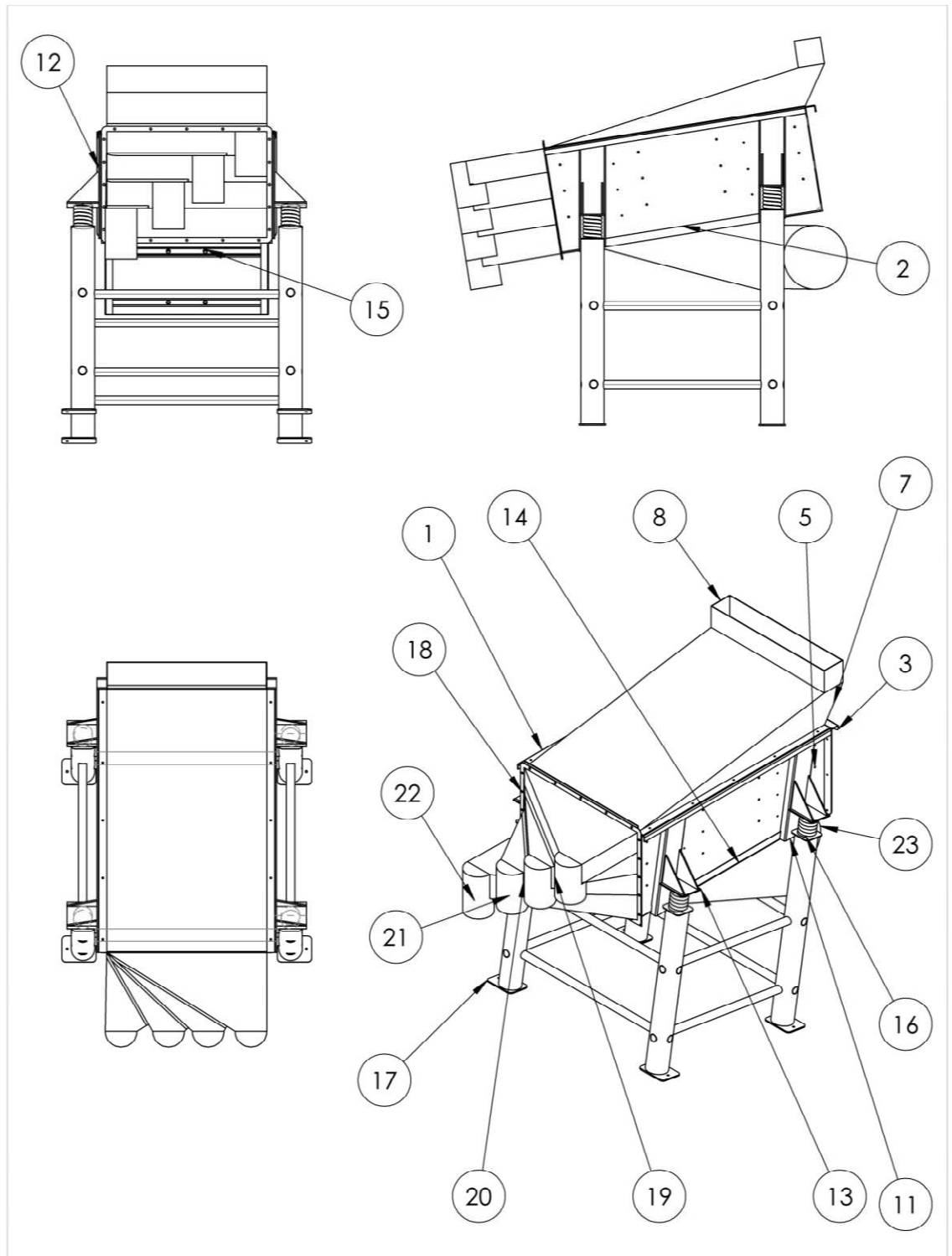
Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
018	Tubo de saída da boca 4	1	Aço Inoxidável AISI 304
 unipampa Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção:
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:2
			Folha: 18





Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
019	Tampa traseira da caixa vibrante	1	Aço Inoxidável AISI 304 - Chapa 1/8"
<p>unipampa Universidade Federal do Pampa</p>			
<p>Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã</p>		<p>Projeção: </p>	
		<p>Data: 03/12/2015</p>	
<p>Instituto: Universidade Federal do Pampa</p>		<p>Unidade: mm</p>	
<p>Departamento: Engenharia Mecânica</p>		<p>Escala: 1:5</p>	
<p>Responsável: Alana Indah Boaventura</p>		<p>Folha: 19</p>	



Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
-	Montagem	1	-
 Universidade Federal do Pampa	Título: Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã		Projeção: 
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	Data: 03/12/2015
	Departamento:	Engenharia Mecânica	Unidade: mm
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	Escala: 1:1
			Folha: 20



Cód. Peça	Denominação	Qnt.	Material
-	Montagem	1	
 Universidade Federal do Pampa	Título:	Peneira Vibratória para Classificação de Noz Pecã	
	Instituto:	Universidade Federal do Pampa	
	Departamento:	Engenharia Mecânica	
	Responsável:	Alana Indah Boaventura	
		Projeção:	
		Data:	03/12/2015
		Unidade:	mm
		Escala:	1:20
		Folha:	21

ANEXO 1

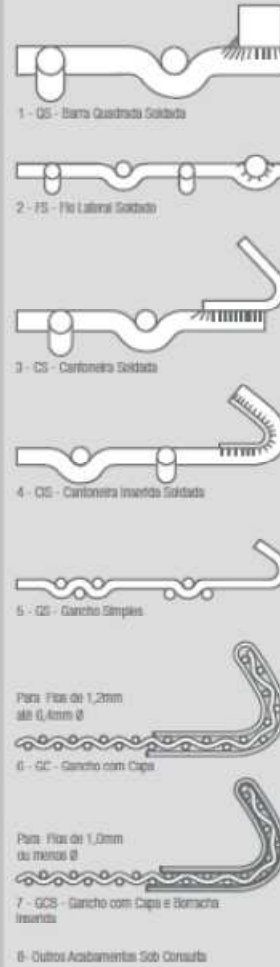
ANEXO 1 - CATÁLOGOS E TABELAS

A Figura 59 apresenta o catálogo do fabricante TECIAM das especificações das telas de peneiramento, bem como dos acabamentos laterais e molduras.

Figura 59- Catálogo das telas de peneiramento.

TABELA DE ABERTURA DE MALHA QUADRADA							
MALHAS		FIO	ÁREA LIVRE %	MALHAS		FIO	ÁREA LIVRE %
POL.	mm	mm		POL.	mm	mm	
1/16"	1,58	1,40	26,10			3,00	65,80
1/32"	2,38	1,40	30,00			3,00	64,50
		2,00	27,60	1"	25,40	7,93	58,00
1/8"	3,17	2,70	29,30			8,00	57,90
		3,70	25,10			4,90	22,80
		2,00	44,10			5,40	70,70
5/32"	3,96	3,40	30,70	1,1/8"	28,57	5,90	68,70
		3,70	35,30			6,36	66,90
		2,00	32,30			7,93	61,20
		2,00	49,50			8,00	64,30
		2,40	44,10			5,40	70,70
3/16"	4,76	4,70	40,70	1,1/4"	31,75	7,93	68,70
		3,00	27,60			8,00	64,00
		3,40	34,00			9,52	59,20
		3,90	30,20			11,11	54,80
		2,00	64,00	1,3/8"	34,92	6,36	71,60
		2,40	49,70			7,93	66,40
		2,70	46,20			8,52	67,70
7/32"	5,56	5,00	42,10			11,11	57,60
		3,40	38,40			12,70	63,80
		3,90	34,40	1,1/2"	38,10	6,36	73,40
		2,40	52,60			7,93	68,50
		2,70	48,10			8,52	64,00
1/4"	6,35	5,40	42,40			11,11	68,90
		3,90	38,30			12,70	64,30
		4,50	34,30	1,5/8"	41,28	6,36	76,10
		3,00	52,60			7,93	70,30
		3,40	48,90			8,52	66,50
5/16"	7,93	3,90	44,90			11,11	62,00
		2,90	44,90			12,70	58,40
		4,50	40,80	1,3/4"	44,45	7,93	71,90
		3,00	60,30			8,52	67,80
		4,50	46,10			11,11	64,00
3/8"	9,52	5,00	42,50			12,70	60,50
		3,40	46,70	2"	50,80	7,93	74,80
		5,00	38,70			8,52	70,90
		3,90	54,70			11,11	67,30
		4,50	50,70			12,70	64,90
7/16"	11,11	4,90	48,10	2,1/4"	57,15	7,93	77,10
		3,40	45,20			8,52	74,40
		5,90	42,90			11,11	70,10
		3,90	66,60			12,70	66,90
		4,50	62,60			14,70	61,20
1/2"	12,70	4,50	54,50	2,1/2"	63,50	7,93	78,00
		4,90	52,90			8,52	75,00
		5,40	49,20			11,11	72,40
		5,90	46,00			12,70	68,40
		4,50	80,70	2,3/4"	69,85	7,93	80,40
		4,90	78,30			8,52	77,40
		5,40	74,60			11,11	74,40
		5,90	71,10			12,70	71,80
		6,35	67,30			14,70	66,40
		4,50	85,50	3"	76,20	7,93	82,80
		4,90	83,20			8,52	79,80
		5,40	80,70			11,11	77,00
		5,90	78,20			12,70	74,00
		6,35	74,40	3,1/4"	82,55	7,93	84,80
		7,93	69,80			8,52	81,80
		8,52	64,40			11,11	78,00
		4,50	89,20	3,1/2"	88,90	7,93	86,80
		4,90	87,10			8,52	83,80
		5,40	84,70			11,11	80,20
		5,90	82,40	3,3/4"	95,25	7,93	87,90
		6,35	80,50			8,52	84,90
		7,93	76,30			11,11	81,20
		8,52	71,00	4"	101,60	7,93	89,80
						8,52	86,80
						11,11	83,00
1"	25,40	4,90	79,20			12,70	79,00
		5,40	88,30			14,70	75,00
						16,70	71,00

ACABAMENTOS LATERAIS



Fonte: (TECIAM, 2015).

Na Figura 60 são apresentadas as características mecânicas de diversos aços inoxidáveis, onde o de interesse é o aço AISI 304.

Figura 60 - Catálogo com características mecânicas dos aços inoxidáveis.

Tabela de Normas em Vigor: Composição Química e Valores de Propriedades Mecânicas Representativas

	AIISI	FETAL	ASTM (UNS)	DIN	EQUIVALENCIA DIN	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Mo	N ₂	OUTROS	Limite de Resistência (MPa)	Limite de Escoamento (MPa)	Alongamento 50mm(%)	DUREZA HRB ⁹⁰
Austeníticos	301	301	S30100	1.4310	X12 Cr Ni 17 7	0,15	2,00	1,00	0,045	0,03	16,0 ± 18,0	6,0 ± 8,0	-	0,10	-	750	250	40	95
	304	304	S30400	1.4301	X5 Cr Ni 18 9	0,07	2,00	0,75	0,045	0,03	17,5 ± 19,5	8,0 ± 10,5	-	0,10	-	700	300	54	92
	304EP	304EP	S30400	1.4301	X5 Cr Ni 18 9	0,07	2,00	0,75	0,045	0,03	17,5 ± 19,5	8,0 ± 10,5	-	0,10	-	600	280	58	92
	304L	304L	S30403	1.4307	X2 Cr Ni 18 9	0,03	2,00	0,75	0,045	0,03	17,5 ± 19,5	8,0 ± 12,0	-	0,10	-	600	240	45	92
	304H	304H	S30409	-	X5 Cr Ni 18 9	0,04 a 0,10	2,00	0,75	0,045	0,03	18,0 ± 20,0	8,0 ± 10,5	-	-	-	530	240	50	92
	310S	310S	S31008	1.4845	X8 Cr Ni 25 21	0,08	2,00	1,50	0,045	0,03	24,0 ± 26,0	19,0 ± 22,0	-	-	-	515	205	40	95
	316	316	S31600	1.4401	X5 Cr Ni Mo 16 14 3	0,08	2,00	0,75	0,045	0,03	16,0 ± 18,0	10,0 ± 14,0	2,0 ± 3,0	0,10	-	620	300	52	95
	316L	316L	S31603	1.4404	X2 Cr Ni Mo 16 14 3	0,03	2,00	0,75	0,045	0,03	16,0 ± 18,0	10,0 ± 14,0	2,0 ± 3,0	0,10	-	530	280	45	95
	321	321	S32100	1.4541	X10 Cr Ni Ti 18 9	0,08	2,00	0,75	0,045	0,03	17,0 ± 19,0	9,0 ± 12,0	-	0,10	5(C+N) ₂ ≤ Ti ≤ 0,70	530	240	40	95
	317L	317L	S31703	-	X2 Cr Ni Mo 18 15 4	0,03	2,00	0,75	0,045	0,03	18,0 ± 20,0	11,0 ± 15,0	3,0 ± 4,0	0,1	-	515	205	40	95
347	347	S34700	-	X10 Cr Ni Mo 18 15 4	0,04 a 0,10	2,00	0,75	0,045	0,03	17 ± 19,0	9,0 ± 13,0	-	-	Nb ≤ 0,03 máx. 1,00 máx.	515	205	40	92	
Ferríticos	-	4100	S41003	1.4000	-	0,03	1,50	1,00	0,04	0,03	10,5 ± 12,5	1,50	-	0,03	-	450	275	18	20 HRC
	409	409	S40910	1.4512	X2 Cr Ti 11 2	0,03	1,00	1,00	0,04	0,02	10,50 ± 11,7	0,50	-	0,030	5(C+N) ₂ ≤ Ti ≤ 0,50	330	200	32	88
	430	430	S43000	1.4016	X6 Cr 17	0,12	1,00	1,00	0,04	0,03	16,0 ± 18,0	0,75	-	-	-	450	250	22	89
	-	430EP	S43000	1.4016	-	0,12	1,00	1,00	0,04	0,03	16,0 ± 18,0	0,75	-	-	Nb = 0,60 máx.	450	250	26	89
	-	439	S43952	-	-	0,03	1,00	1,00	0,04	0,03	17,0 ± 19,0	0,50	-	0,030	0,20 + 4(C+N) ₂ ≤ Ti + Nb ≤ 0,75	420	240	28	89
	-	441	-	1.4509	-	0,03	1,00	1,00	0,04	0,015	17,5 ± 19,5	0,50	-	0,030	3C + 0,30 ≤ Nb ≤ 1,00 Ti = 0,10 a 0,60	440	250	20	-
Martensíticos	-	444	S44400	-	-	0,025	1,00	1,00	0,04	0,03	17,5 ± 19,5	1,00	1,75 ± 2,50	0,035	0,20 + 4(C+N) ₂ ≤ Ti + Nb ≤ 0,60	490	337	32	96
	420	420	S42000	-	-	0,15 Min.	1,00	1,00	0,04	0,03	12,0 ± 14,0	0,75	0,50	-	-	530	300	20	96
	-	498	-	1.4116	-	0,42 a 0,47	0,50	0,30 a 0,70	0,035	0,006	14,0 ± 14,5	-	0,50 ± 0,55	0,020 a 0,040	V = 0,10 a 0,20	-	-	-	-
	-	2304	S32204	1.4362	-	0,03	2,50	1,00	0,04	0,03	21,5 ± 24,5	3,0 ± 5,5	0,05 ± 0,6	0,05 ± 0,020	-	600	400	25	32 HRC
Duplex	-	2205	S32205 / S31803	1.4462	-	0,03	2,00	1,00	0,03	0,02	22,0 ± 23,0	4,5 ± 6,5	3,0 ± 3,50	0,14 ± 0,20	-	655	450	25	31 HRC
	-	201	-	-	(*) J-4	0,10	8,50 a 10,00	0,75	0,80	0,01	15,0 ± 16,0	1,0 ± 2,0	-	-	Si = 1,30 a 2,00	650	325	40	100

Fonte: (FEITAL, 2013).

Na Figura 61 é possível encontrar a espessura da arruela de pressão para parafusos de aço inoxidáveis.

Figura 61 - Catálogo de arruela de pressão.

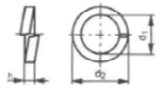
Arruela de Pressão

Material:
Aço Inoxidável - 18.8 / A2

Acabamento:
Passivado

Dimensões:
ANSI / ASME B 18.21.1 / DIN 127 B

Ex: AP#4A2



Diâmetro Nominal	d1 (diâm. int.) min.	d2 (diâm. ext.) máx.	h (espessura) min.	RS/100
#4	2,89	5,30	0,63	23,11
#5-1/8	3,22	5,99	0,78	6,14
#6	3,58	6,35	0,78	14,50
#8-5/32	4,24	7,44	1,01	6,92
#10-3/16	4,90	8,48	1,19	10,11
1/4	6,45	12,37	1,57	26,28
5/16	8,05	14,80	1,98	37,50
3/8	9,65	17,27	2,38	53,50
7/16	11,25	19,71	2,76	77,83
1/2	12,85	22,07	3,17	111,67
9/16	14,47	24,51	3,58	150,28
5/8	16,12	27,25	3,96	194,16
3/4	19,30	32,13	4,77	316,77

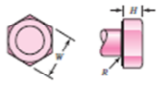
Diâmetro Nominal	d1 (diâm. int.) min.	d2 (diâm. ext.) máx.	h (espessura) min.	RS/100
M2	2,10	4,40	0,40	19,83
M2,5	2,60	5,10	0,50	20,53
M3	3,10	6,20	0,70	5,11
M4	4,10	7,60	0,80	6,06
M5	5,10	9,20	1,10	9,78
M6	6,10	11,80	1,50	19,78
M8	8,10	14,80	1,90	31,78
M10	10,20	18,10	2,05	47,90
M12	12,20	21,10	2,35	69,83
M14	14,20	24,10	2,85	117,39
M16	16,20	27,40	3,30	164,95
M18	18,20	29,40	3,30	328,89
M20	20,20	33,60	3,80	330,72

Fonte: (STARBLUE, 2015).

A Figura 62 apresenta dimensões para porcas hexagonais, para o projeto é de interesse a altura da porca (H).

Figura 62 - Tabela de dimensões de porcas.

Dimensions of Square and Hexagonal Bolts



Nominal Size, mm	8	3.58	8	3.58	0.2														
M5																			
M6																			
M8																			
M10																			
M12																			
M14																			
M16																			
M20																			
M24																			
M30																			
M36																			

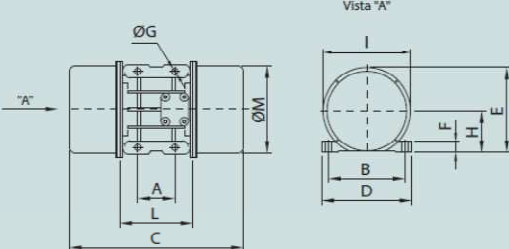
Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2006).

As especificações do motorvibrador utilizado na peneira vibratória podem ser observadas na Figura 63, a seguir:

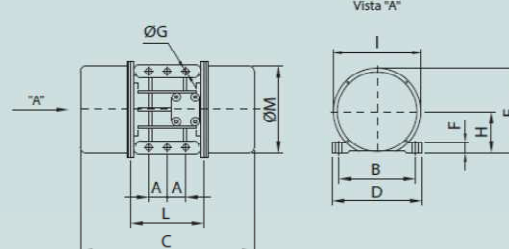
Figura 63 - especificações do motorvibrador.

4 polos																			
Trifásico - 1800 rpm 220/380/440V 60Hz																			
Momento de trabalho	FC	Potência	Corrente 440V	Desenho	Modelo	A	B	C	D	E	Furos	F	ØG	H	I	L	ØM	Peso	
Kg*cm	Kg	HP	A max (V)			mm	mm	mm	mm	mm	nr	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Kg	
15,0	297	0,27	0,29	A	VBC-300/18-200	105	140	268	188	205	4	16	13	95	185	140	163	19	
28,0	510	0,48	0,52	A	VBC-500/18-400	120	170	369	206	217	4	17	15	100	208	152	183	29	
39,0	700	0,52	0,60	A	VBC-700/18-500	120	170	369	206	217	4	17	15	100	208	152	183	30	
56,3	1020	0,75	0,75	A	VBC-1000/18-700	120	170	369	206	217	4	17	15	100	208	152	183	33	
88,5	1603	1,25	1,40	A	VBC-1600/18-1400	140	190	432	225	240	4	24	15	120	238	178	213	51	
204,0	3694	2,00	2,63	A	VBC-3000/18-2400	140	190	432	225	240	4	24	15	120	238	178	213	50	
254,0	4348	2,3	3,50	A	VBC-4000/18-3000	155	250	548	298	299	4	35	23,5	145	267	275	235	102	

6 polos																			
Trifásico - 1200 rpm 220/380/440V 60Hz																			
Momento de trabalho	FC	Potência	Corrente 440V	Desenho	Modelo	A	B	C	D	E	Furos	F	ØG	H	I	L	ØM	Peso	
Kg*cm	Kg	HP	A max (V)			mm	mm	mm	mm	mm	nr	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Kg	
118,0	950	0,9	1,25	A	VBC-800/12-800	110	200	355	250	250	4	16	22	123	228	190	225	54	
180,0	1450	1,00	1,68	A	VBC-800/12-1500	160	220	455	270	300	4	22	26	140	254	220	254	72	
384,0	3090	2,00	3,34	A	VBC-2100/12-3000	180	260	544	320	335	4	25	26	160	300	240	278	127	
605,0	4870	3,20	5,05	A	VBC-3800/12-4700	220	350	600	430	394	4	30	38	192	375	330	360	202	
950,0	7646	4,30	6,45	A	VBC-6500/12-8000	250	350	608	430	394	4	30	38	192	375	330	360	235	
1400,0	11268	7,50	10,0	B	VBC-9000/12-13000	125	380	752	480	470	6	35	38	240	457	385	457	390	
1780,0	14326	10,0	14,0	B	VBC-15000/12-15000	140	440	864	530	475	6	35	45	240	457	450	457	520	



Vista "A"



Vista "A"

Fonte: (CALFEN, 2015).

A

Figura 64, traz as dimensões para arruela de pressão para o sistema métrico de parafusos.

Figura 64 - Catálogo de Arruela de pressão.

ARRUELA DE PRESSÃO				
Milímetro				
Dimensão - DIN 127 B				
				
Zincado Branco				
Zincado				
Milímetro Referência	Dimensional			Espessura (mm)
	Diâmetro Nominal (mm)	Diâmetro Interno (mm)	Diâmetro Externo (mm)	
www.jofepar.com.br				
Arruela de Pressão	M3	3,10	6,20	0,8
Arruela de Pressão	M4	4,10	7,60	0,9
Arruela de Pressão	M5	5,10	9,20	1,2
Arruela de Pressão	M6	6,10	11,80	1,6
Arruela de Pressão	M8	8,10	14,80	2
Arruela de Pressão	M10	10,20	18,10	2,2
Arruela de Pressão	M12	12,20	21,10	2,5
Arruela de Pressão	M14	14,20	24,10	3
Arruela de Pressão	M16	16,20	27,40	3,5
Arruela de Pressão	M18	18,20	29,40	3,5
Arruela de Pressão	M20	20,20	33,60	4
Arruela de Pressão	M22	22,50	35,90	4
Arruela de Pressão	M24	24,50	40,00	5
Arruela de Pressão	M27	27,50	43,00	5
Arruela de Pressão	M30	30,50	48,20	6
Arruela de Pressão	M33	33,50	55,20	6
Arruela de Pressão	M36	36,50	58,20	6
Arruela de Pressão	M39	39,50	61,20	6
Arruela de Pressão	M42	42,50	68,20	7
Arruela de Pressão	M45	45,5	71,2	7
Arruela de Pressão	M48	49,00	75,00	7

Fonte: (JOFEPAR, 2015).

A Figura 65 apresenta propriedades químicas, físicas e mecânicas de alguns aços inoxidáveis, bem como o limite de fadiga, valor este utilizado no projeto.

Figura 65 - Propriedades químicas e mecânicas aços inoxidáveis.

Propriedades		Tipo de Aço ABNT	202	301	302	304	304L	310S	316	316L	321	409	410	420	430	
Composição Química (% em peso)	C		0,15 Max	0,15 Max	0,15 Max	0,08 Max	0,030 Max	0,08 Max	0,08 Max	0,030 Max	0,08 Max	0,08 Max	0,15 Max	0,15 Max	0,12 Max	
	Min		7,5-10	2,00 Max	2,00 Max	2,00 Max	2,00 Max	2,00 Max	2,00 Max	2,00 Max	2,00 Max	1,00 Max	1,00 Max	1,00 Max	1,00 Max	
	Si		1,00 Max	1,00 Max	1,00 Max	1,00 Max	1,00 Max	1,50 Max	1,00 Max	1,00 Max	0,75 Max	1,00 Max	1,00 Max	1,00 Max	1,00 Max	
	P		0,06 Max	0,045 Max	0,045 Max	0,045 Max	0,045 Max	0,045 Max	0,045 Max	0,045 Max	0,045 Max	0,045 Max	0,040 Max	0,040 Max	0,040 Max	
	S		0,030 Max	0,030 Max	0,030 Max	0,030 Max	0,030 Max	0,030 Max	0,030 Max	0,030 Max	0,03 Max	0,045 Max	0,030 Max	0,030 Max	0,030 Max	
	Cr		15,00 a	16,00 a	17,00 a	18,00 a	18,00 a	24,00 a	16,00 a	16,00 a	17,00 a	10,50 a	11,50 a	12,00 a	16,00 a	
			19,00	18,00	19,00	20,00	20,00	26,00	18,00	18,00	19,00	11,75	13,50	14,00	18,00	
	Ni		-	6,00 a	8,00 a	8,00 a	8,00 a	19,00 a	10,00 a	10,00 a	9,0 a	-	-	-	-	
			3,5 a 5,5	8,00	10,00	10,50	12,00	22,00	14,00	14,00	12,00	-	-	-	-	
	Mo		-	-	-	-	-	-	2,00 a	2,00 a	-	-	-	-	-	
Outros		-N: 0,25 Max * valores de referência	No 0,10 Max	-	No 0,10 Max	No 0,10 Max	-	-	3,00	3,00	5 (C+N)< Ti<0,70	Ti>6% C 0,75 Max	-	-	-	
PROPRIEDADES - Valores Médios	Propriedades Físicas	Estrutura	Austenítica	Austenítica	Austenítica	Austenítica	Austenítica	Austenítica	Austenítica	Austenítica	Austenítica	Férrica	Martenítica	Martenítica	Férrica	
		Densidade (g/cm³)	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	7,7	7,8	7,8	7,9	
		Calor específico 1 - 100 °C (Kcal/Kg °C)	0,36	0,36	0,36	0,36	0,29	0,29	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36	
		Coefficiente Médio de Dilatação Térmica: µm/m °C	18,8	18,8	18,8	18,8	18,8	18,8	18,8	18,8	18,8	13,0	11,7	12,2	11,9	
		Intervalo de Fusão °C	1398-1420	1398-1420	1398-1420	1398-1420	1398-1420	1398-1420	1371-1398	1371-1398	1371-1398	1427-1510	1483-1532	1454-1510	1427-1510	
	Propriedades Mecânicas	Magnetismo em Estado	Recozido ñ magnético	Recozido ñ magnético	Recozido ñ magnético	Recozido ñ magnético	Recozido ñ magnético	Recozido ñ magnético	Recozido ñ magnético	Recozido ñ magnético	Recozido ñ magnético	Recozido ñ magnético	Qualquer Est. Magnético	Qualquer Est. Magnético	Qualquer Est. Magnético	Qualquer Est. Magnético
		Resistência Elétrica Específica à Temperatura Ambiente (microhm-cm)	69	72	72	72	72	72	74	74	74	61	57	55	60	
		Condutividade Térmica 100 °C (cal / s.cm. °C)	0,030	0,035	0,035	0,033	0,033	0,033	0,032	0,032	0,032	0,035	0,059	0,045	0,045	0,049
		Módulo de Elasticidade (GPa)	-	193	193	193	193	193	193	192	192	-	200	200	200	
		Módulo de Rigidez	-	86,2	86,2	86,2	86,2	86,2	-	-	-	-	-	81	-	
		Limite de Resistência (Mpa)	630	758	621	579	558	655	579	558	530	448	483	483	517	
		Limite de Escormento (Mpa)	315	276	276	290	269	310	290	290	240	241	310	345	345	
		Alongamento 50 mm - %	50	60	50	55	55	45	50	50	40	25	25	20	25	
		Dureza Rockwell - B	90	88	88	85	85	85	85	85	88	80	88	92	8/5	
		Limite de Fadiga (MPa)	-	241	-	241	-	-	269	-	-	-	-	-	-	
Dobramento a Frio (graus)	-	180	180	180	180	180	180	180	180	180	-	180	-	180		
Embutimento Erichson (mm)	-	13	12	12	12	12	12	12	12	12	-	-	-	8		
Embutibilidade *valores médios	Deficiente	Boa	Boa	Ótima	Ótima	Ótima	Boa	Boa	Boa	Boa	Boa	Deficiente	Deficiente	Boa		

Fonte: (ARTEX, 2015).

Na Figura 66 encontra-se uma tabela para indicação dos eletrodos revestidos para diferentes aços inoxidáveis, e as especificações do eletrodo E6030, utilizado na solda dos suportes das molas no projeto.

Figura 66 - Catálogo com características do eletrodo E6030.

TABELA DE INDICAÇÃO DOS ELETRODOS REVESTIDOS OK® PARA AÇOS INOXIDÁVEIS																		
METAL DE BASE (AISI)	201, 202, 301, 302, 302 B, 303, 304, 305, 308	304 L	309 309 S	310 310 S 314	316	316 L	317	317 L	321 347 348	330	403, 405 410, 412 414, 420	430, 430 F 431, 440A 440B, 440C	446	501 502	505	Aços Carbono	Aços Cr-Mo	
201, 202, 301, 302, 302B, 303, 304, 305, 308	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.15 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75
304L		OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 61.30	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.15 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75
309, 309S			OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.15 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75	OK® 67.61 OK® 67.73 OK® 67.74 OK® 67.75
OK® 61.30 rutílico ASME SFA 5.4 E308L-17	C	0,03	Deposita aço inox, tipo 18/10 com baixíssimo teor de carbono; soldagem de aços com análise similar; também usado em aços endurecidos ao ar, aços ferríticos e martensíticos, etc; resistente à corrosão intergranular. TAMBÉM ATENDE OS REQUISITOS PARA A CLASSIFICAÇÃO E308-17. HOMOLOGAÇÃO: FBTS.							LR. 560-600 MPa A 38-42%		27 - 33 V CA ≥ 52 V CC+	1,6 2 2,5 3,25 4 5	300 300 300 350 350 350	35 - 50 45 - 65 60 - 90 80 - 120 120 - 170 150 - 240			

Fonte: (ESAB, 2013).

Nas Figura 67 à Figura 71, encontram-se os fatores modificadores utilizados para estimar o limite de fadiga.

Figura 67 - fator de superfície.

$k_a = a S_{ut}^b$	Surface Finish		Factor a		Exponent b
	S_{ur} kpsi	S_{ur} MPa	S_{ur} kpsi	S_{ur} MPa	
	Ground	1.34	1.58		-0.085
	Machined or cold-drawn	2.70	4.51		-0.265
	Hotrolled	14.4	57.7		-0.718
	As-forged	39.9	272.		-0.995

From C.J. Noll and C. Upton, "Allowable Working Stresses," Society for Experimental Stress Analysts, vol. 3, no. 2, 1946 p. 29. Reproduced by O.J. Hanger (ed.) *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, New York. Copyright © 1953 by The McGraw-Hill Companies, Inc. Reprinted by permission.

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2006).

Figura 68 - Fator de tamanho.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2006).

Figura 69 - Fator de carregamento.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion}^{17} \end{cases}$$

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2006).

Figura 70 - Fator de temperatura.

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2006).

Figura 71 - Fator de confiabilidade.

Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_c
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2006).

Na Figura 72 têm-se as características dimensionais utilizadas no projeto das molas da peneira vibratória, onde foi utilizado os valores referentes ao material cromo-vanádio ASTM A232.

Figura 72 - Características dimensionais aço mola.

Constants A and m of $S_{ut} = A/d^m$ for Estimating Minimum Tensile Strength of Common Spring Wires
Source: From *Design Handbook*, 1987, p. 19. Courtesy of Associated Spring.

Material	ASTM No.	Exponent m	Diameter, in	A, kpsi · in ^m	Diameter, mm	A, MPa · mm ^m	Relative Cost of wire
Music wire*	A228	0.145	0.004–0.256	201	0.10–6.5	2211	2.6
OQ&T wire†	A229	0.187	0.020–0.500	147	0.5–12.7	1855	1.3
Hard-drawn wire‡	A227	0.190	0.028–0.500	140	0.7–12.7	1783	1.0
Chrome-vanadium wire§	A232	0.168	0.032–0.437	169	0.8–11.1	2005	3.1
Chrome-silicon wire	A401	0.108	0.063–0.375	202	1.6–9.5	1974	4.0
302 Stainless wire*	A313	0.146	0.013–0.10	169	0.3–2.5	1867	7.6–11
		0.263	0.10–0.20	128	2.5–5	2065	
		0.478	0.20–0.40	90	5–10	2911	
Phosphor-bronze wire**	B159	0	0.004–0.022	145	0.1–0.6	1000	8.0
		0.028	0.022–0.075	121	0.6–2	913	
		0.064	0.075–0.30	110	2–7.5	932	

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2006).

E na Figura 73, encontram-se as propriedades mecânicas de alguns fios de mola, inclusive para o fio de mola cromo-vanádio utilizado no projeto das molas.

Figura 73 - Propriedades mecânicas de alguns fios de mola.

Material	Elastic Limit, Percent of S_{ut}		Diameter d, in	E		G	
	Tension	Torsion		Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Music wire A228	65–75	45–60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033–0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064–0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
HD spring A227	60–70	45–55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033–0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064–0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
Oil tempered A239	85–90	45–50		28.5	196.5	11.2	77.2
Valve spring A230	85–90	50–60		29.5	203.4	11.2	77.2
Chrome-vanadium A231	88–93	65–75		29.5	203.4	11.2	77.2
A232	88–93			29.5	203.4	11.2	77.2
Chrome-silicon A401	85–93	65–75		29.5	203.4	11.2	77.2
Stainless steel	65–75	45–55		28	193	10	69.0
			A313*	29.5	208.4	11	75.8
			17-7PH	29	200	11.2	77.2
			414	29	200	11.2	77.2
			420	29	200	11.2	77.2
431	72–76	50–55		30	206	11.5	79.3
Phosphor-bronze B159	75–80	45–50		15	103.4	6	41.4
Beryllium-copper B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50–55		19	131	7.3	50.3
Inconel alloy X-750	65–70	40–45		31	213.7	11.2	77.2

*Also includes 302, 304, and 316.
Note: See Table 10–6 for allowable torsional stress design values.

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2006).

Na Figura 74 encontram-se as características dimensionais dos parafusos métricos.

Figura 74 - Características dimensionais parafusos métricos.

Nominal Major Diameter d mm	Coarse-Pitch Series			Fine-Pitch Series		
	Pitch p mm	Tensile-Stress Area A_s mm ²	Minor-Diameter Area A_m mm ²	Pitch p mm	Tensile-Stress Area A_s mm ²	Minor-Diameter Area A_m mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

*The equations and data used to develop this table have been obtained from ANSI B1.1-1974 and B18.3.1-1978. The minor diameter was found from the equation $d_f = d - 1.22686p$, and the pitch diameter from $d_p = d - 0.649519p$. The mean of the pitch diameter and the minor diameter was used to compute the tensile-stress area.

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2006).

E então, na Figura 75, encontram-se as características mecânicas para diferentes classes de parafusos no sistema métrico.

Figura 75 - Categorias métricas de propriedades mecânicas para parafusos de aço.

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength,† MPa	Minimum Tensile Strength,† MPa	Minimum Yield Strength,† MPa	Material	Head Marking
4.6	M5-M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5-M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M16-M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Low-carbon martensite, Q&T	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Alloy, Q&T	

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2006).